



PCT

WELTORGANISATION FÜR GEISTIGES EIGENTUM
Internationales Büro

INTERNATIONALE ANMELDUNG VERÖFFENTLICHT NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE
INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT)

<p>(51) Internationale Patentklassifikation⁴ : F16K 31/06</p>	<p>A2</p>	<p>(11) Internationale Veröffentlichungsnummer: WO 89/10510 (43) Internationales Veröffentlichungsdatum: 2. November 1989 (02.11.89)</p>
<p>(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP89/00458 (22) Internationales Anmeldedatum: 26. April 1989 (26.04.89) (30) Prioritätsdaten: P 38 14 156.6 27. April 1988 (27.04.88) DE (71)(72) Anmelder und Erfinder: MESENICH, Gerhard [DE/DE]; Alte Bahnhofstraße 58, D-4630 Bochum 7 (DE). (81) Bestimmungsstaaten: AT (europäisches Patent), BE (europäisches Patent), CH (europäisches Patent), DE (europäisches Patent), FR (europäisches Patent), GB (europäisches Patent), IT (europäisches Patent), JP, LU (europäisches Patent), NL (europäisches Patent), SE (europäisches Patent).</p>		<p>Veröffentlicht <i>Ohne internationalen Recherchenbericht und erneut zu veröffentlichen nach Erhalt des Berichts.</i></p>

(54) Title: PULSED HYDRAULIC VALVE

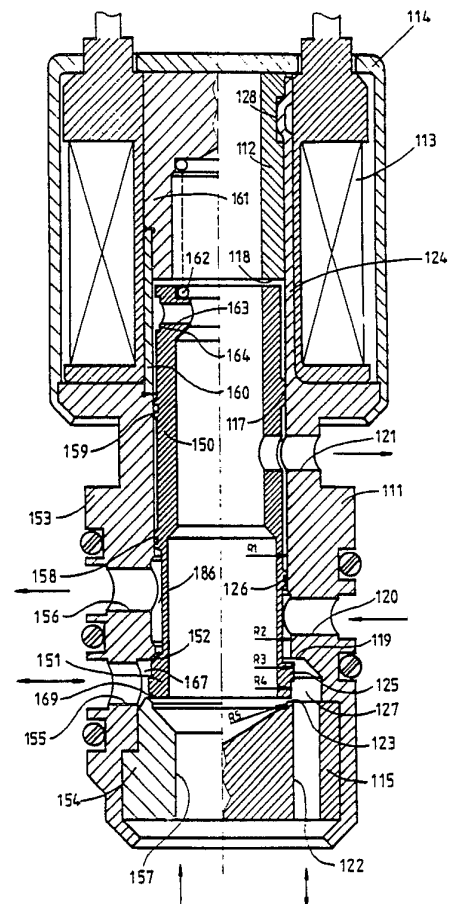
(54) Bezeichnung: PULSMODULIERTES HYDRAULIKVENTIL

(57) Abstract

A high-speed miniature electromagnetic three-way valve for use mainly to regulate the pressure in automatic gearboxes consists of an electromagnet having an armature and including a valve closing element. Said valve is generally pressure-compensated so that it can operate at high operational frequencies with low magnetic forces. Said invention also includes adaptation of the hydraulic characteristic curve, thus further increasing the operational frequency of the valve.

(57) Zusammenfassung

Es wird ein sehr schnelles elektromagnetisches Dreiwegeventil in Miniaturbauweise vorgeschlagen, das hauptsächlich zur Druckeinstellung in Automatikgetrieben zur Anwendung kommen soll. Das Ventil besteht aus einem Elektromagneten mit Anker, an dem sich ein Ventilschließkörper befindet. Das Ventil ist weitgehend druckausgeglichen, so daß die Betätigung mit geringen Magnetkräften bei hohen Arbeitsfrequenzen möglich ist. Weiterhin wird eine hydraulische Kennlinienanpassung vorgeschlagen, die eine weitere Erhöhung der Arbeitsfrequenz des Ventils erlaubt.



LEDIGLICH ZUR INFORMATION

Code, die zur Identifizierung von PCT-Vertragsstaaten auf den Kopfbögen der Schriften, die internationale Anmeldungen gemäss dem PCT veröffentlichen.

AT Österreich	FR Frankreich	MR Mauritanien
AU Australien	GA Gabun	MW Malawi
BB Barbados	GB Vereinigtes Königreich	NL Niederlande
BE Belgien	HU Ungarn	NO Norwegen
BG Bulgarien	IT Italien	RO Rumänien
BJ Benin	JP Japan	SD Sudan
BR Brasilien	KP Demokratische Volksrepublik Korea	SE Schweden
CF Zentrale Afrikanische Republik	KR Republik Korea	SN Senegal
CG Kongo	LI Liechtenstein	SU Soviet Union
CH Schweiz	LK Sri Lanka	TD Tschad
CM Kamerun	LU Luxemburg	TG Togo
DE Deutschland, Bundesrepublik	MC Monaco	US Vereinigte Staaten von Amerika
DK Dänemark	MG Madagaskar	
FI Finnland	ML Mali	

Pulsmoduliertes Hydraulikventil

Die Erfindung betrifft ein schnellschaltendes elektromagnetisch betätigtes Ventil in Miniaturbauweise, das vorzugsweise zum Einsatz in der Automobiltechnik geeignet ist. Das Ventil wird durch bekannte elektronische Schaltungen mit Frequenzen von bis zu mehreren 100 Hz mit veränderlicher Pulslänge angesteuert. Der beherrschbare Druckbereich geht bis zu ca. 200 bar. Der Durchflußquerschnitt beträgt 0.5-10 mm². Der Hauptanwendungsbereich ist die elektronisch gesteuerte Druckreglung in Automatikgetrieben. Weitere Anwendungsmöglichkeiten liegen in sonstigen Fällen, in denen an Schaltgeschwindigkeit, Wiederholungsgenauigkeit und Lebensdauer besondere Anforderungen gestellt werden. Hierzu gehören beispielsweise die Vorsteuerung von Dieseleinspritzdüsen, Servolenkungen, automatische Blockierverhinderer oder die elektronische Fahrwerksabstimmung.

Aufgabenstellung und Stand der Technik

Zur Verbesserung des Fahrkomforts und zur Senkung des Energieverbrauchs wird von der Autoindustrie die elektronische Steuerung der Schaltvorgänge in Automatikgetrieben angestrebt. Hierzu ist die genaue Steuerung des Druckverlaufs in den einzelnen hydraulischen Aggregaten des Getriebes erforderlich. Die zur Steuerung des Druckverlaufs benötigten elektronisch ansteuerbaren Ventile lassen sich in zwei Hauptkategorien einteilen: Zum einen analog angesteuerte Drucksteuerungsventile, zum anderen pulsmodulierte Ventile.

Analog angesteuerte Ventile werden durch Veränderung der elektrischen Stromstärke eingestellt. Die Ansteuerschaltung ist relativ aufwendig. Der Magnetkreis der analog angesteuerten Ventile kann nur geringe Verstellkräfte aufbringen. Hierdurch führt bereits eine geringe Veränderung des Stellkraftbedarfs zu erheblichen Abweichungen von der Sollkurve des Ventils. Daher sind diese Ventile empfindlich gegen geringste Änderungen der Toleranzen. Sie sind empfindlich gegen Änderung des Öldurchflusses, der Viskosität und gegen Verschmutzungen des Hydrauliköls. Weiterhin besitzen derartige Ventile eine erhebliche Hysterese. Die Fertigung, die Kalibrierung und die notwendige Qualitätskontrolle sind aufwendig und teuer. Trotz der beschriebenen Nachteile sind zur Zeit nur die analogen Ventile in der Lage, die Anforderungen der Autoindustrie zu erfüllen. Daher hat bisher nur die analoge Bauart Eingang in die Serienproduktion gefunden.

Wegen der zuvor beschriebenen Nachteile der analogen Ventilbauart wird insbesondere von der amerikanischen Autoindustrie die Verwendung pulsmodulierter Ventile angestrebt. Derartige pulsmodulierte Ventile bewirken die erwünschte Steuerung des Druckverlaufs durch Veränderung des Tastverhältnisses. Hierzu wird der hydraulische Verbraucher mit einem Dreiwegeventil abwechselnd mit der Druckölquelle und dem nahezu drucklosen Ölrücklauf verbunden. Dieser Vorgang erfolgt üblicherweise mit konstanter Frequenz, jedoch mit veränderlicher Einschaltdauer des elektrischen Stromes. Durch die hierdurch erzeugten Druckimpulse stellt sich bei ausreichend hoher Frequenz des Vorgangs der gewünschte Mitteldruck am Verbraucher ein. Die digitale Arbeitsweise bietet gegenüber der üblichen analogen Arbeitsweise erhebliche energetische und steuerungstechnische Vorteile.

Im Prinzip sind derartige pulsmodulierte Steuerungen bereits seit langem bekannt. Eine Einführung in diese Technologie findet sich beispielsweise in dem 1972 veröffentlichten Artikel: Hesse, Möller; Pulsdauermodulierte Steuerung von Magnetventilen; Ölhydraulik und Pneumatik 16, S. 451 ff..

Trotz der bekannten Vorteile der pulsmodulierten Drucksteuerung konnte diese bisher noch keinen Eingang in die Serie finden. Das liegt hauptsächlich an der bisher unzureichenden Lebensdauer und häufig unzureichenden Schaltgeschwindigkeit der in diesem Bereich im

Versuch eingesetzten Ventile. Die besonderen Anforderungen der pulsmodulierten Betriebsart sollen nachfolgend verdeutlicht werden:

Pulsmodierte Ventile zur Drucksteuerung in Automatikgetrieben werden mit einer Frequenz von 30-100 Hz betrieben. Diese Frequenz hat sich als erforderlich erwiesen, um ausreichend schnelles Übergangsverhalten bei Stellvorgängen und ausreichende Entkopplung zwischen Ventil und hydraulischem Verbraucher zu erzielen. Bei Automatikgetrieben mit pulsmodulierter Drucksteuerung sind zwei verschiedene Bauarten gebräuchlich: Zum einen die direkte Betätigung der Verstellzylinder durch pulsmodierte Ventile, zum anderen die Vorsteuerung des Druckniveaus im gesamten Hydraulikkreis und die Betätigung der Zylinder durch einfache Dreiwegeventile. Bei der direkten Betätigung wird das Ventil nur während des Stellvorganges gepulst. Die erforderliche Lebensdauer bei der direktgesteuerten Betriebsweise beträgt ca. 10^7 Zyklen, der erforderliche Durchflußquerschnitt beträgt ca. 5 - 10 mm². Bei der vorgesteuerten Bauart ist das pulsmodierte Ventil während des gesamten Fahrbetriebs ununterbrochen in Betrieb. Wegen der enormen Anzahl der Betätigungszyklen wird hierbei von der Autoindustrie eine Lebensdauer von mindestens 10^9 Zyklen gefordert. Wegen der vorgesteuerten Betriebsweise ist jedoch nur ein Durchflußquerschnitt von ca. 1-2 mm erforderlich.

Es hat sich gezeigt, daß für ausreichende Reproduzierbarkeit der Stellvorgänge im vorliegenden Anwendungsfall Anzugs- und Abfallzeiten von weniger als 2 ms erforderlich sind. Diese Anzugs- und Abfallzeiten sollen mit der üblichen Bordnetzspannung von 12 V bei maximalen Erregerströmen von möglichst unter 4 A erzielt werden und dürfen sich während des Einsatzes des Ventils nur unwesentlich ändern. Die Erzielung derartig schneller Stellvorgänge ist besonders bei der direktgesteuerten Bauweise wegen der relativ großen erforderlichen Durchflußquerschnitte problematisch.

Die allgemeine Problematik pulsmodulierten Drucksteuerung wird beim Einsatz im Kraftfahrzeug noch durch besondere Betriebsbedingungen verschärft. Hier muß das Ventil noch bei Temperaturen bis hinab zu -40°C funktionsfähig bleiben. Unter Funktionsfähigkeit wird hierbei verstanden, daß das Ventil bei dieser Temperatur noch zu Öffnungs- und Schließvorgängen in der Lage sein muß. Die Einhaltung der Kennlinienspezifikation wird bis herab zu -20°C verlangt. Bei -40°C bildet das Hydrauliköl nur noch eine zähe, gallertartige Masse, die bei den meisten üblichen Ventilbauarten keinesfalls mehr eine ausreichende Schmierung gewährleistet. Weiterhin findet sich im Getriebeöl Abrieb von ferritischen magnetisierbaren Teilen, der bei bestimmten Bauarten zur Anlagerung im Arbeitsluftspalt des Elektromagneten neigt, und hierdurch das Arbeitsvermögen des Elektromagneten verringert.

Bei den pulsmodulierten Dreiwegeventilen sind zwei verschiedene hydraulische Schaltungsarten möglich, bei denen der Verbraucher in nichterregtem Zustand des Elektromagneten entweder mit der Duckölquelle oder mit dem nahezu drucklosen Ölrücklauf verbunden wird. Die jeweils zum Einsatz kommende Schaltungsart ist durch die Forderung nach einer definierten Lage des Ventils im Falle von Funktionsstörungen bestimmt. In der Praxis wird jedoch fast immer eine Schaltungsart verlangt, bei der Verbraucher in nichterregtem Zustand des Elektromagneten mit der Duckölquelle verbunden ist. Bei dieser Schaltungsart kann die Rückstellung des Ventils durch den Versorgungsdruck erfolgen. Hierdurch kann die sonst erforderliche Rückstellfeder eingespart werden. Allerdings ergibt sich dann eine erhöhte Empfindlichkeit der Sollkurve gegen Schwankungen des Versorgungsdrucks. Bei hohen Anforderungen an die Genauigkeit der Verstellkurve sollte daher auch bei dieser Schaltungsart eine Rückstellfeder vorgesehen werden.

Bezüglich der Produktionsseite werden von der Autoindustrie ebenfalls verschärfende Forderungen erhoben: Zunächst wird selbstverständlich verlangt, daß ein geeignetes Ventil von der Funktionstüchtigkeit und den Kosten her einem vergleichbaren Ventil nach der analogen Bauweise zumindest ebenbürtig sein muß. Weiterhin werden sehr kleine Abmessungen des Ventils und Anpassungsfähigkeit des Ventils an vorhandene hydraulische Kanalführungen gefordert, um das Ventil bei begrenztem Bauraum in bereits vorhandenen Automatikgetrieben einsetzen zu können. Die äußeren Abmessungen des Ventils sollten in etwa der Größe der üblichen Niederdruckeinspritzventile entsprechen. Ferner sollte eine Hauptbaureihe an die beiden zuvor erläu-

terten hydraulischen Schaltungsarten und die verschiedenartigen Anwendungsfälle in der allgemeinen Automobilhydraulik anpaßbar sein. Hierdurch läßt sich die Serienbasisproduktion vergrößern und die Fertigungslogistik vereinfachen. Als Folge sinken die Kosten für Fertigung und Qualitätskontrolle.

Zusammenfassend müssen an ein für die pulsmodierte Drucksteuerung von Automatikgetrieben geeignetes Ventil die nachfolgenden Forderungen gestellt werden:

- o Nahezu verschleißfreies Arbeiten, Lebensdauer bis zu über 10^9 Zyklen,
- o Anzugs- und Abfallzeiten möglichst weniger als 2 ms, stabil und reproduzierbar
- o Ansteuerung direkt vom Bordnetz mit 12 V bei Spitzenströmen von möglichst weniger als 4 A
- o Unempfindlichkeit gegen Ölkontamination
- o Funktionsfähigkeit bis -40°C
- o Kurzzeitige Trockenlauffähigkeit
- o Verwendungsfähigkeit einer Hauptbaureihe für verschiedenartige Anwendungsfälle
- o Niedrige Kosten und Eignung für die Großserienproduktion

Das vorstehende Anwendungsprofil kann von den üblichen im Versuch befindlichen Ventilen nur in Teilbereichen erfüllt werden. Bei den üblichen Ventilen handelt es sich in der Regel um Abarten der bekannten Kugelsitzventile oder um Schieberventile. Die Bauart des Kugelsitzventils ist in Fig.10, die des Schieberventils in Fig. 11 skizziert. Die Analyse dieser Bauarten ergibt, daß das Kugelsitzventil entweder wegen der nicht druckausgeglichenen Flächen sehr hohe Magnetkräfte, oder aber bei geringem Kugeldurchmesser relativ große Ankerhübe erforderlich macht. Die Schieberventilbauart besitzt den Vorteil vollständig ausgeglichener Druckflächen, erfordert jedoch wegen der notwendigen Überdeckung der Steuerkanten ebenfalls einen relativ großen Ankerhub von mindestens 0.4 mm. Durch den relativ großen Ankerhub ergibt sich im Bereich der bei pulsmodulierten Ventilen erforderlichen Dimensionen ein schlechter elektromagnetischer Wirkungsgrad und eine relativ große kinetische Energie der bewegten Teile. Die hohe kinetische Energie führt zu verstärktem Verschleiß und schwer kontrollierbarem Ankerprellen. Aus den vorgenannten Gründen bestehen bei den derzeit in der Industrie im Versuch befindlichen Ventilen der Kugelsitz- oder Schieberbauart für die pulsmodierte Drucksteuerung noch erhebliche Defizite insbesondere bei der Funktionstüchtigkeit unter erschwerten Bedingungen und bei der Lebensdauer.

Die Analyse zeigt, daß das Anforderungsprofil nur von elektromagnetischen Ventilen mit sehr geringem Hub und sehr geringer Ankermasse erfüllt werden kann. Nur mit sehr geringem Hub in der Größenordnung von vorzugsweise etwa 0.1-0.2 mm und einer Ankermasse von nur wenigen g sind die geforderten kurzen Stellzeiten zu erzielen. Weiterhin ist bekannt, daß bei elektromagnetischen Ventilen zur besseren Ausnutzung der Magnetkraft eine Kennlinienanpassung angestrebt werden sollte. Unter Kennlinienanpassung wird im allgemeinen verstanden, daß die Summe der hydraulischen und mechanischen Gegenkräfte zu Beginn der Ankerbewegung erheblich unter den Gegenkräften gegen Ende der Ankerbewegung liegen sollte. Mit einer derartigen Abstimmung der mechanischen und hydraulischen Gegenkräfte ergibt sich eine gute Anpassung an den Kraftverlauf des Elektromagneten, was zu einer erheblichen Verminderung der Stellzeiten führt.

Allerdings sind auch spezielle elektronische Ansteuerschaltungen bekannt, bei denen der Erregerstrom nach dem Ankeranzug vermindert wird. In diesem Fall muß dann die Summe der

hydraulischen und mechanischen Gegenkräfte nach dem Ankeranzug unterhalb der durch die Ansteuerschaltung verminderten Maximalkraft liegen, um einen unerwünschten vorzeitigen Ankerabfall zu verhindern.

Eine derartige Kennlinienanpassung wird üblicherweise entweder durch eine Kombination mehrerer Federsysteme oder durch sehr steile Federkennlinien erzielt. Derartige Systeme sind beispielsweise vom Anmelder in früheren Anmeldungen vorgestellt worden (P 33 14 899, P 34 08 012). Systeme mit mechanischer Kennlinienanpassung sind jedoch wegen der notwendigen Fertigungspräzision problematisch. Systeme mit mechanischer Kennlinienanpassung sind bei Ventilen mit sehr geringem Hub für die Massenproduktion nur wenig geeignet.

Ziel der Erfindung ist ein sehr schnelles hydraulisches Dreiwegeventil in Miniaturbauweise mit geringem Hub und Kennlinienanpassung gemäß der vorstehenden Forderungen. Das Ventil ist im Bereich von Durchflußquerschnitten von $0.5-10 \text{ mm}^2$ einsetzbar.

Erfindungsgemäßes Steuerventil

Ausgehend von den vorstehenden Forderungen wurde zunächst ein einfaches Ventil entwickelt, daß den Vorteil großer Durchflußquerschnitte bei sehr geringem Ankerhub besitzt. Das Prinzip dieses Ventils ist in Fig.12 skizziert.

Fig. 12 zeigt den Ventilmechanismus eines erfindungsgemäßen Ventils. In Fig.12 wurde auf die Darstellung der stets erforderlichen Magnetspule und des Gehäuses verzichtet, um das Prinzip dieser Bauart besser zu veranschaulichen. Der Ventilmechanismus dieses Ventils besteht aus einem zentralen Ankerführungskörper 6, auf dem der Anker 8 mit geringem Radialspiel von ca. $0.01-0.04 \text{ mm}$ axial verschiebbar gelagert ist. Der Ventilschließkörper wird durch den Anker 8 gebildet. Die beiden Stirnflächen des Ankers arbeiten mit den beiden Ventilsitzen 9 und 10 zusammen. Hierbei wird der obere Ventilsitz 9 durch den Magnetpol 7 gebildet. Der untere Ventilsitz 10 wird durch einen Kragen des Ankerführungskörpers 6 gebildet. Die Druckölaufuhr erfolgt durch eine zentrale Bohrung zum unteren Ventilsitz 10, die Ölabfuhr erfolgt durch den oberen Ventilsitz 9 direkt in die drucklose unmittelbare Umgebung des Ventils (beispielsweise in das Gertriebegehäuse). Der gesteuerte Anschluß wird durch einen nicht dargestellten Ölsammelraum gebildet, der den Anker vollständig umschließt. Die Strömungsrichtungen der Hydraulikflüssigkeit sind durch Richtungspfeile angedeutet. Der Anker 8 wird durch eine nicht dargestellte Rückstellfeder in Ruhelage auf den Ventilsitz 10 gepreßt. Unter der Einwirkung eines Magnetfeldes wird der Anker gegen die Kraft der nicht dargestellten Rückstellfeder gegen den mit dem Ankerführungskörper 6 fest verbundenen Magnetpol 7 gezogen. Zur Verringerung der hydraulischen Spaltkräfte ist der Anker an beiden Stirnseiten mit kurzen Stützen versehen, deren Höhe ca. 0.1 mm und deren Breite ca. 0.3 mm beträgt. Durch die Stützen wird die Fläche der Sitzspalte verringert und die Strömungsgeschwindigkeit im übrigen Bereich der Stirnflächen des Ankers herabgesetzt. Der Durchmesser des Ankers liegt in der Größenordnung von ca. 10 mm , der Ankerhub beträgt ca. $0.1-0.2 \text{ mm}$. Erfindungsgemäße Ausbildungen dieser grundsätzlichen Bauart sind in Fig.5, Fig.6, und Fig.7 dargestellt, auf die später noch ausführlich eingegangen wird.

Die grundsätzliche Bauart nach Fig.12 und der weiteren erfindungsgemäßen Bauformen wird als Schiebesitzventil bezeichnet. Gemeinsames Kennzeichen dieser Bauformen ist die Tatsache, daß jeweils zwei Ventilsitze vorhanden sind, wobei die Abdichtung von jeweils zwei Räumen unterschiedlichen Druckes durch eine radiale Führung des Ventilschließkörpers gebildet wird.

Mit der Bauart nach Fig.12 werden im Bereich von Ventilöffnungsquerschnitten zwischen $0.5 - 10 \text{ mm}^2$ erhebliche Vorteile gegenüber den Bauarten gemäß Fig.10 oder Fig.11 erzielt: Zum einen ergibt sich gegenüber einem Kugelsitzventil eine erheblich geringere Betätigungskraft wegen der

weitgehend druckausgeglichenen Schließkörperflächen. Ferner können die Ventilsitze mit relativ großem Durchmesser ausgeführt werden, wodurch sich ein gegenüber Kugelsitzventilen bei gleichem Durchflußquerschnitt erheblich veringertes Ankerhub ergibt. Gegenüber Schiebeventilen gemäß Fig.11 wird bei gleichem Durchflußquerschnitt ein im Bereich der oben genannten Öffnungsquerschnitte geringerer Hub erzielt, da bei den erfindungsgemäßen Schiebesitzventilen keine Überdeckung der Steuerkanten in Axialrichtung erfolgt. Dagegen ist bei Schiebeventilen stets eine Überdeckung der Steuerkanten erforderlich, um eine ausreichende Abdichtung der Druckräume zu erzielen. Weiterhin ergibt sich bei Schiebeventilen eine Vielzahl von Kettenmaßen im Bereich der Steuerkanten, die außerordentlich präzise eingehalten werden müssen. Anderenfalls muß der erforderliche Hub wegen der zum Ausgleich von Fertigungstoleranzen zusätzlich erforderlichen Überdeckung weiter erhöht werden. Demgegenüber ist das erfindungsgemäße Schiebesitzventil gemäß Fig.12 besonders einfach zu fertigen. Als funktionskritische Toleranzen treten hierbei lediglich das Radialspiel und der Hub des Ankers in Erscheinung, die fertigungstechnisch einfach zu beherrschen sind. Eine ausreichende Abdichtung der Druckräume ist durch die lange Ankerführung sichergestellt. Alle erforderlichen Toleranzen können bei dem erfindungsgemäßen Ventil durch Feindreihen auf modernen Drehmaschinen eingehalten werden, ohne daß teure zusätzliche Nacharbeit durch Präzisionsschleifen erforderlich wäre.

Trotz der erheblichen Vorteile der Schiebesitzventilbauart nach Fig.12 gegenüber den üblichen Bauformen der Kugelsitz- oder Schiebeventilbauart besitzt das Schiebesitzventil nach Fig.11 noch erhebliche Nachteile. Auf diese Nachteile wird nachfolgend im einzelnen eingegangen:

Hauptnachteil des Ventils nach Fig.12 bilden nicht ausgeglichene Druckkräfte im Bereich der Ventilsitze beziehungsweise im Bereich der Stirnflächen des Ankers. Durch die nicht ausgeglichenen Druckkräfte ist das Ventil empfindlich gegen Druckpulsationen, die bei der pulsmodulierten Betriebsweise stets vorhanden sind. Die nicht ausgeglichenen Druckkräfte entstehen durch unterschiedliche Strömungsgeschwindigkeiten des Hydrauliköls im Bereich der Stirnflächen. Das Ventil ist daher nur bei vollständig symmetrischen Spalten und dem theoretischen Idealfall eines pulsationsfreien Verbraucherdrucks der die Hälfte des Versorgungsdrucks beträgt, weitgehend vollständig druckausgeglichen. Die nicht ausgeglichenen Druckkräfte können nur durch Verringerung der Spaltbreite oder durch Vergrößerung der Höhe der an den Stirnflächen befindlichen Stützen verringert werden. Da der obere Sitzspalt 9 jedoch gleichfalls den magnetkrafterzeugenden Arbeitsluftspalt bildet, sind den Veränderungen der Spaltgeometrie in diesem Bereich enge Grenzen gesetzt. Bei einer zu großen Vergrößerung der Stützhöhe oder Verringerung der Ankerdicke ist es nicht mehr möglich, die erforderliche Magnetkraft zu erzeugen. In der Praxis kann daher die Dicke des Ankers nicht unter ca. 1mm verringert werden. Wegen der nicht ausgeglichenen Druckkräfte ist diese Bauart daher nur bis zu maximalen Drücken von ca. 10 bar sinnvoll einzusetzen.

Weiterhin wird der Arbeitsluftspalt von Hydraulikflüssigkeit durchströmt, wodurch es zur Ansammlung magnetischer Partikel im Bereich des Arbeitsluftspalts 9 kommen kann. Die sehr kleinen Stützen im Bereich der Sitzspalte neigen insbesondere bei Trockenlauf zu erhöhtem Verschleiß. Außerdem muß der Ölsammelraum, der den Anker umschließt, druckfest ausgebildet werden. Trotz der geschilderten Nachteile ist jedoch die Bauform nach Fig.12 wegen der besonders einfachen Fertigung für einfache Anwendungsfälle gut geeignet.

Die zuvor geschilderten Nachteile der Bauform nach Fig.12 werden von einem weiteren erfindungsgemäßen Schiebesitzventil nahezu vollständig eliminiert. Dieses Ventil ist auch für hohe Drücke bis zu ca. 200 bar geeignet. Das Ventil ist in Fig.13 skizziert. Wie in Fig.12 wurde auch hier auf die Darstellung der stets erforderlichen Magnetspule und des Ventilgehäuses verzichtet.

Hauptkennzeichen des Ventils nach Fig.13 ist ein am unteren Ende des Ankers 13 befindlicher Kragen 16, der mit den Ventilsitzen 14 und 15 zusammenarbeitet. Der Anker 13 ist auf dem Ankerführungskörper 11 mit geringem Radialspiel axial beweglich gelagert. Mit dem Ankerführungskörper 11 ist der Magnetpol 12 fest verbunden. Die Strömungsrichtung der Hydraulikflüssigkeit ist durch Richtungspfeile gekennzeichnet. Das Ventil wird durch den Druck der Hydraulikflüssigkeit in Ruhelage gehalten.

Die Länge des Ankers 13 wird so gewählt, daß bei angezogenem Anker zwischen dem Pol 12 und der Stirnfläche des Ankers ein Restluftspalt von ca. 0.1 mm verbleibt. Durch den Restluftspalt wird die Funktionsfähigkeit des Ventils erheblich verbessert. Der Restluftspalt bewirkt einen raschen Abbau des Magnetfeldes nach Abschalten des Erregerstroms, wodurch die Rückstellzeit des Ankers verringert wird. Von größerer Bedeutung ist jedoch ein weitgehend ungehinderter Zufluß und Abfluß des Hydrauliköls in den Bereich des Luftspalts, der durch den Restluftspalt ermöglicht wird. Hierdurch wird die Dämpfung der Ankerbewegungen durch das im Luftspalt befindliche Öl erheblich vermindert. Der Restluftspalt wird durch einen geringen Leckölstrom durchspült, der aus dem Bereich der Ankerlagerung zwischen Anker 13 und Ankerführungskörper 11 entweicht. Durch den Leckölstrom ist sichergestellt, daß der Luftspalt stets vollständig von Hydrauliköl umgeben ist, und somit stets definierte Verhältnisse in diesem Bereich herrschen. Hierdurch wird die zeitliche Stabilität der Stellbewegungen verbessert. Das Drucköl wird durch eine zentrale Bohrung im Ankerführungskörper 11 zum oberen Ventilsitz 14 geleitet. Der äußere Durchmesser des oberen Ventilsitzes 14 ist um einige 1/10 mm geringer als der Durchmesser der Ankerlagerung gewählt. Hierdurch entsteht eine nicht druckausgeglichene Fläche, die bei angezogenem Anker eine Rückstellkraft erzeugt. Der Ölsammelraum des Ventils befindet sich innerhalb des Ankerkragens 16. Das Öl wird von hier durch einen ringförmigen Kanal konzentrisch zum Ankerführungskörper 11 und anschließend zum hydraulischen Verbraucher geleitet. Bei angezogenem Anker wird das Hydrauliköl durch den Ventilsitz 15 in einen drucklosen Außenraum im Bereich des nicht dargestellten Ventilgehäuses geführt. Der Innendurchmesser des Ventilsitzes 15 ist ca. 0.2-0.5 mm geringer als derjenige der Ankerlagerung ausgeführt. Durch die unterschiedlichen Durchmesser entsteht eine weitere nicht druckausgeglichene Fläche, die die notwendige Kraft erzeugt, um den Anker in Ruhelage zu halten.

Die Breite der ringförmige Berührungsfläche (Überdeckungsmaß) im Bereich der Ventilsitze sollte in der Regel 0.2-0.3 mm betragen. Bei diesem Überdeckungsmaß wird die notwendige Begrenzung der verschleißerzeugenden Spitzenkräfte im Bereich der Sitzspalte auf zulässige Werte erzielt. Eine weitere Begrenzung der Spitzenkräfte und kurzzeitige Trockenlauffähigkeit wird durch eine geringfügige Flexibilität des Ankerkragens erzielt. Zu große Flexibilität in diesem Bereich führt allerdings zu verstärktem Ankerprellen. Ein günstiger Kompromiß wird bei einer Dicke des Kragens von ca. 1 mm erzielt.

Die Wahl der nicht druckausgeglichenen Fläche im Bereich des oberen Ventilsitzes 14 sollte so erfolgen, daß die hierdurch erzeugte Rückstellkraft um ca. 40 - 50% unterhalb der Kraft des Elektromagneten in angezogenem Zustand liegt. Die Wahl der nicht druckausgeglichenen Fläche im Bereich des unteren Ventilsitzes 15 sollte so erfolgen, daß die hierdurch erzeugte Schließkraft des Ventils in Ruhelage nur ca. 20% der Maximalkraft des Elektromagneten beträgt. Durch eine derartige Dimensionierung wird in erwünschter Weise eine hydraulische Kennlinienanpassung erzielt, die zu sehr kurzen Bewegungszeiten des Ankers führt.

Erfindungsgemäße Ausbildungen dieser vorstehend beschriebenen grundsätzlichen Bauart gemäß Fig.13 sind in Fig.1, Fig.2, Fig.3, Fig.4, Fig.8 und Fig.9 dargestellt, auf die nachfolgend ausführlich eingegangen wird.

Die erfindungsgemäßen pulsmodulierten Hydraulikventile sind durch die Kombination von mindestens den nachfolgenden gemeinsamen Merkmalen und funktionserheblichen Dimensionen gekennzeichnet:

Anker und Ventilschließkörper bilden eine festverbundene bauliche Einheit, die vorzugsweise aus einem Stück gefertigt wird, und deren Gesamtmasse nur wenige g beträgt.

Der Ventilhub beträgt deutlich weniger als 0.5 mm, vorzugsweise 0.05-0.2 mm.

Der Ventilschließkörper ist mit geringem Radialspiel von weniger als 0.05 mm axial verschieblich gelagert, wobei diese Lagerung gleichzeitig zur Führung des Ankers und zur Trennung zweier Räume unterschiedlichen Druckes dient.

Der Ventilschließkörper arbeitet mit zwei wechselseitig schließenden Ventilsitzen zusammen.

Der Anschlag des Ankers wird in beiden Bewegungsrichtungen ausschließlich durch den Ventilschließkörper gebildet.

Der Anschlag des Ankers wird vor dem Erreichen der jeweiligen Endlage vom Hauptölstrom durchspült.

Die Ventilsitze besitzen in etwa den gleichen Radius wie die Ankerlagerung, wobei der mittlere Radius der Ventilsitze um nicht mehr als maximal ± 1 mm von demjenigen der Ankerlagerung abweicht, wobei diese Abweichung der Radien der Ventilsitze vorzugsweise 0.4 mm nicht überschreiten sollte.

Durch die nachfolgende Dimensionierung des vorstehend charakterisierten Ventils wird die erwünschte hydraulische Kennlinienanpassung erzielt:

Die mittleren Radien der Ventilsitze und der Ankerlagerung weichen in einem solchen Sinne voneinander ab, daß sich nicht ausgeglichene Druckflächen ergeben, wobei die Größe dieser Druckflächen so gewählt wird, daß die Summe aus der Kraft einer eventuell vorhandenen Rückstellfeder und der aus den nicht ausgeglichenen Druckflächen resultierenden Druckkraft zu Beginn des Ankeranzugs um mehr als 50% unterhalb der Maximalkraft des Elektromagneten und nach dem Ankeranzug um weniger als 50% unterhalb der Kraft des Elektromagneten liegt.

Einzelne Merkmale des Ventils dürften jedes für sich allein genommen durchaus bekannt sein. Die erfinderische Leistung ist vor allem in der Kombination der charakteristischen Merkmale zu finden, die mindestens vorhanden sein müssen, um überhaupt erst die Funktionstüchtigkeit des Ventils im vorgesehenen pulsmodulierten Anwendungsfall sicherzustellen. Durch Erweiterung dieser Minimalkombination können zusätzliche erhebliche Verbesserungen erzielt werden. Auf diese Verbesserungen wird später noch ausführlich eingegangen.

Eine zweckmäßige und bevorzugte Ausführung des erfindungsgemäßen pulsmodulierten Ventils ist in Fig.1 dargestellt. Im Gegensatz zu Fig.13 ist hierbei der Ventilschließkörper in einer Bohrung gelagert, während der Anker in Fig.13 eine Innenlagerung besitzt. Um die gute Eignung der Grundkonzeption zur Bildung verschiedener Baureihen zu demonstrieren, zeigt Fig. 1 zwei verschiedene hydraulische Schaltungsarten, die in einem Bild gegenübergestellt sind. Die rechte Seite von Fig.1 zeigt eine Schaltungsart, bei der der Verbraucher in Ruhestellung des Ventils mit der Druckölversorgung verbunden wird. Es handelt sich hierbei um ein elektromagnetisches Dreiwegeventil, bei dem die Rückstellung des Ankers nur durch den hydraulischen Versorgungsdruck erfolgt. Hierdurch kann die sonst erforderliche Rückstellfeder eingespart werden. Die linke Seite von Fig.1 zeigt eine Schaltungsart, bei der der Verbraucher in Ruhestellung des Ventils mit dem drucklosen Ölrücklauf verbunden wird. Die Strömungsrichtung ist durch Pfeile gekennzeichnet.

Das Ventil besitzt außerordentlich kleine Abmessungen. Der Außendurchmesser des in Fig.1 dargestellten Ventils beträgt nur ca. 20 mm. Der Zeichnungsmaßstab beträgt 5:1. Der Elektro-

magnet des Ventils wird durch die Magnetspule 113 betätigt. Der Magnetkreis besteht aus dem Magnetpol 112, dem Anker 116, dem Magnetgehäuse 114 und dem seitlichen Flansch des Gehäuses 111. Diese Bauteile bestehen aus weichmagnetischem Material, das eine gute Leitung der magnetischen Feldlinien ermöglicht. Bei angezogenem Anker 116 verbleibt zwischen Anker 116 und Pol 112 ein Restluftspalt 118 von vorzugsweise ca. 0.1 mm. Der Pol 112 wird durch den in die Polnut 128 eingepreßten Teil des Gehäusehalses unverrückbar festgehalten. Der Gehäusehals 124 ist im Bereich des Luftspaltes 118 durch bekannte Wärmebehandlung in austenitisches nichtmagnetisches Material umgewandelt, um einen magnetischen Kurzschluß des Luftspaltes zu vermeiden. Der Anker 116 bildet ein gemeinsames Teil mit dem Ventilschließkörper 125, das aus einem Stück gefertigt ist. Dieses bewegte Teil besitzt eine außerordentlich geringe Masse, die in der Regel ca. 2-5 g beträgt.

Der Weg des Ankers wird durch die Ventilsitze 123 und 119 begrenzt. Der obere Ventilsitz 119 befindet sich im Gehäuse 111. Der untere Ventilsitz befindet sich auf dem Verschlussstopfen 115, der durch umbördeln im Gehäuse 111 befestigt ist. Zwischen diesen Ventilsitzen befindet sich der Ventilschließkörper 125, der als Kragen am unteren Ende des Ankers ausgeführt ist. Der Ventilschließkörper 125 ist mit den Radien R_3 und R_4 gestuft. Durch die Stufung wird auf fertigungstechnisch einfache Weise die funktionswesentliche genaue Einhaltung der Sitzbreiten ermöglicht und die erwünschte Kennlinienanpassung erzielt. Die Dimensionierung der Stufung wird später noch eingehend erläutert. Der Anker ist in der Gehäusebohrung mit geringem Radialspiel von vorzugsweise 0.01-0.04 mm axial beweglich gelagert. Der Anker ist auf nahezu der gesamten Länge hinterschnitten, so daß die Berührung zwischen Anker und Gehäusebohrung nur im Bereich der kurzen Lagerstellen 117 und 126 erfolgt. Durch die Hinterschneidung werden viskose Reibungskräfte wesentlich verringert. Dies ermöglicht eine Ankerbewegung auch bei sehr tiefen Öltemperaturen. Die Tiefe der Hinterschneidung muß bei Ventilen für Automatikgetriebe, die bis -40°C arbeitsfähig bleiben sollen, mindestens ca. 0.5 mm betragen. Bei relativ niedrigviskosen Medien, wie beispielsweise Dieselmotorenöl, kann auf diese Hinterschneidung jedoch häufig verzichtet werden. Der Durchmesser der Lagerung liegt in der Regel zwischen 6 und 12 mm. Bei ausreichender Tiefe der Hinterschneidung sind die viskosen Reibungskräfte im Bereich der Lagerung nahezu ausschließlich von der Gesamtfläche der Lagerstellen abhängig. Die Lagerstellen sollten daher so kurz wie möglich ausgeführt werden. Im vorliegenden Fall wurde die Länge der Lagerungen 117 und 126 in Axialrichtung zu je 1 mm festgelegt.

Die Ölströme durch das Ventil sind durch Pfeile gekennzeichnet. Die Ölzufuhr von der Druckölquelle erfolgt durch die seitliche Bohrung 120. Von dort gelangt das Drucköl durch den oberen Ventilsitz 119 zum gesteuerten Druckraum 125, der über die Bohrung 122 mit dem hydraulischen Verbraucher verbunden ist. Der gesteuerte Druckraum ist bei angezogenem Anker über den unteren Ventilsitz 123 mit dem nahezu drucklosen Innenraum des Ventils verbunden. Vom Innenraum des Ventils gelangt das Öl durch die zentrale Bohrung des Ankers und eine weitere seitliche Bohrung im Anker durch die Gehäusebohrung 121 ins Freie und wird von dort direkt ins Getriebegehäuse abgeblasen.

Die Trennung der Räume verschiedenen Drucks erfolgt durch die untere Ankerlagerung 126, die zur Verminderung von Reibungskräften mit einer umlaufenden Entlastungsnut versehen ist. Durch eine derartige Entlastungsnut werden in bekannter Weise radiale Störkräfte deutlich herabgesetzt. Derartige radiale Störkräfte entstehen durch ungleichmäßige Druckverteilung in den Lagerspalten. Die Entlastungsnut dient daher dem lokalen Druckausgleich im Bereich des Lagerspaltes. Im Bereich der oberen Lagerstelle 117 ist eine derartige Entlastungsnut nicht erforderlich, da hier zu beiden Seiten der Lagerstelle in etwa der gleiche Druck herrscht, und somit keine nennenswerten Differenzdrücke auftreten können. Es versteht sich von selbst, daß anstelle von nur einer Entlastungsnut auch mehrere hintereinander angeordnet werden können, wodurch eine weitere geringfügige Verringerung der radialen Störkräfte erzielt werden kann.

Innerhalb der Dichtspalte der Ventilsitze herrscht während der einzelnen Arbeitsspiele eine komplizierte Druckverteilung, die sich in fünf relativ scharf begrenzte Hauptphasen aufteilen läßt. Zu Beginn eines Arbeitsspiels wird der Sitzspalt durch die am Ventilschließkörper angreifenden äußeren Kräfte geöffnet. Diese erste Phase wird vom Anmelder als Anfangsöffnungsphase

bezeichnet. In der Anfangsöffnungsphase kommt es fast immer zu einer Vakuumbildung im Sitzspalt, da hierbei die Spaltöffnung schneller erfolgt als der Zufluß von Drucköl in den Sitzspalt. Diese Vakuumbildung tritt in der Regel im Bereich eines Anfangshubs des Ventilschließkörpers von 0.1 bis 10 Mikrometern auf und ist im wesentlichen nur von der Spaltbreite und der Viskosität des Öls abhängig. Wegen der Vakuumbildung können trotz der nicht genau definierten Anfangskraft während des allerersten Beginns des Öffnungsvorgangs stabile Stellzeiten erzielt werden. Voraussetzung für stabile Übergangsvorgänge sind jedoch definierte Verhältnisse in unmittelbarer Umgebung der Ventilsitze und Ankeranschlüge, was erfindungsgemäß dadurch erreicht wird, daß die Ankeranschlüge durch die Ventilsitze gebildet werden, die ständig vom Hauptölstrom durchspült werden.

Nach einem Anfangshub von mehr als ca.10-30 Mikrometern wird der Sitzspalt vollständig durchströmt. In dieser zweiten Phase sind im wesentlichen nur noch dynamische Strömungskräfte wirksam, wobei angenähert davon ausgegangen werden kann, daß an den Grenzflächen des Spaltes in etwa der gleiche Druck wie in dem angrenzenden Raum mit dem niedrigeren Druck herrscht. In dieser Hauptöffnungsphase ist somit die Öffnungskraft in etwa konstant. Die Hauptöffnungsphase erstreckt sich in der Regel bei den erfindungsgemäßen Ventilen über einen Hubbereich von ca. 80% des Maximalhubes.

Die dritten Phase kennzeichnet den Beginn des Schließvorgangs. Diese Anfangsschließphase erstreckt sich über bis zu ca.95% des Maximalhubes. Hierbei herrschen in etwa analoge Verhältnisse wie in der Hauptöffnungsphase. Somit kann auch in der Hauptöffnungsphase davon ausgegangen werden, daß an den Grenzflächen des Spaltes in etwa der gleiche Druck wie in dem angrenzenden Raum mit dem niedrigeren Druck herrscht.

In der anschließenden vierten Phase wird das Öl durch den sich schließenden Spalt aus dem Spalt herausgedrängt. Diese Phase wird vom Anmelder als Verdrängungsphase bezeichnet. In der Verdrängungsphase kommt es zunächst zu einer Druckverteilung mit einem Druckmaximum in etwa in der Mitte des Spaltes. Bei den hier vorgeschlagenen Ventilen mit Spaltbreiten von ca.0.2-0.3 mm beträgt dieses Druckmaximum ca. 500 - 2000 bar. Eine mechanische Berührung zwischen Sitz und Schließkörper findet in der Verdrängungsphase nicht statt.

In der anschließenden fünften Phase kommt es nach einigen ms zu mechanischem Kontakt zwischen Sitzfläche und Ventilschließkörper, bei der sich dann im Bereich des Sitzspaltes ein in etwa linearer Druckabfall zwischen den durch den Sitzspalt getrennten Druckräumen ergibt. Diese fünfte Phase wird vom Anmelder als Setzphase bezeichnet. Die zeitliche Länge dieser Setzphase ist im wesentlichen nur von der Viskosität des Öls, den äußeren Schließkräften und der Breite der Sitzfläche abhängig.

Wegen der veränderlichen zeitlichen Aufeinanderfolge der einzelnen Arbeitsspiele des Ventils stehen nicht immer ausreichende Zeiträume zur vollständigen Beendigung der Setzphase zur Verfügung. Daher sind die Kräfte im Sitzspalt zu Beginn des Spaltöffnungsvorgangs in der Regel nicht genau definiert.

Die relative Größe des nicht definierten Bereiches der Spaltöffnungskraft ist nur von wenigen technisch beeinflussbaren Hauptparametern abhängig. Diese beeinflussbaren Hauptparameter sind mit Ausnahme des festliegenden Versorgungsdrucks und der Viskosität ausschließlich die Breite der Sitzfläche, die daher so gering wie möglich gewählt werden sollte. Die minimal zulässige Sitzbreite ist durch im Sitzspalt während des Schließens auftretende Druckspitzen gegeben. Die Rechnersimulation hat ergeben, daß die Sitzbreite bei den hier vorgeschlagenen Ventilen bei ungehärteten Sitzen stets zwischen 0.2 und 0.3 mm betragen sollte. Die dann beim Schließen des Ventils auftretenden Druckspitzen liegen im Hubbereich der hier vorgeschlagenen Ventile stets unter einigen 1000 bar. Derartige Drücke können selbst von nicht gehärtetem Material unter Dauerbelastung verschleißfrei ertragen werden.

Die Sitzbreite kann bei gehärtetem Material bis auf ca. 0.1 mm verringert werden. Die maximalen Drücke im Bereich der Sitze können dann bis auf 10000 bar ansteigen. Durch die geringere Sitz-

breite werden Störkräfte im Sitzbereich verringert. Daher kann durch die geringere Sitzbreite ein zeitlich stabileres Stellverhalten erzielt werden. Bei einer Bearbeitung der Sitze durch Schleifen wird durch die Härtung die Bearbeitbarkeit verbessert. Allerdings ist die Härtung stets mit zusätzlichen Kosten verbunden. Als Härtungsverfahren kommt vorzugsweise die Oberflächenhärtung durch Nitrieren im Salzbad in Frage.

Die erfindungsgemäße Kennlinienanpassung und die hydraulische Ankerrückstellung erfolgt durch unterschiedliche Druckflächen im Bereich der Ventilsitze. Diese unterschiedlichen Druckflächen werden in fertigungstechnisch besonders einfacher Weise durch unterschiedliche Radien von Ankerlagerung, unterem und oberem Ventilsitz, und dem unteren und oberen Teil des Ventilschließkörpers erzielt. Der Verlauf der hydraulischen Schließkraft wird nachfolgend anhand eines Arbeitsspiels, beginnend mit dem Anzug des Ankers, erläutert.

In Fig.1 wird der Ventilschließkörper 125 in Ruhelage des Ventils durch den Versorgungsdruck auf den unteren Ventilsitz 123 gepreßt. Die Breite der unteren Sitzfläche wird zu ca.0.2-0.3 mm gewählt. Sie ergibt sich aus der Differenz zwischen dem Außenradius R_4 des unteren Teils des Ventilschließkörpers 125 und dem Innenradius R_5 des unteren Ventilsitzes 123. Der innere Radius R_5 des unteren Teils des Ventilsitzes 123 ist mit dem gleichen Radius wie der Lagerungsradius R_1 ausgeführt. Somit ergibt sich der mittlere Radius der unteren Sitzfläche als Summe aus Lagerungsradius R_1 und der halben Sitzbreite von vorzugsweise 0.2-0.3 mm. Durch den gegenüber dem Lagerungsradius R_1 geringfügig vergrößerten mittleren Radius der unteren Sitzfläche entsteht eine nicht ausgeglichene Druckfläche, die eine positive hydraulische Schließkraft erzeugt.

Bei dieser Dimensionierung ergibt sich die maximal mögliche Öffnungskraft während des Beginns des Ankeranzugs aus dem Produkt aus Versorgungsdruck und Sitzfläche. Diese Öffnungskraft muß beim Ankeranzug vom Elektromagnet sicher überwunden werden können, um selbst unter ungünstigsten Betriebsbedingungen stets ein Durchziehen des Ankers zu gewährleisten.

Bei angezogenem Anker wird die hydraulische Rückstellkraft über die nicht ausgeglichene Differenzfläche erzeugt, die sich aus dem Unterschied aus dem Lagerungsradius R_1 und dem Innenradius R_2 des oberen Ventilsitzes 119 ergibt. Bei dem in Fig.1 gezeigten Ventil wurde der Innenradius R_2 um ca. 0.2 mm größer als der Radius der unteren Schließkante R_4 gewählt. Eine zusätzliche Vergrößerung der hydraulischen Rückstellkraft ergibt sich durch den Druckaufbau innerhalb des oberen Sitzspaltes.

Anhand der vorstehenden Ausführungen läßt sich die allgemeine Auslegung der erfindungsgemäßen Ventile unter vereinfachenden Annahmen mit für die Praxis ausreichender Genauigkeit schnell und sicher durchführen. Hierfür ergeben sich die folgenden Regeln:

Die maximale Anfangskraft während des Beginns der Ankerbewegung ergibt sich aus der Summe der an freien Flächen angreifenden Druckkräfte und der Kraft der eventuell vorhandenen Rückstellfeder. Hierbei wird eine Vakuumbildung im Bereich des geschlossenen Ventilsitzes angenommen. Die sicher erzielbare minimale Rückstellkraft ergibt sich in analoger Weise aus der Summe der an freien Flächen angreifenden Druckkräfte bei angezogenem Anker und der Kraft der eventuell vorhandenen Rückstellfeder. Auch hierbei wird wieder eine Vakuumbildung im Bereich des geschlossenen Ventilsitzes angenommen.

Die technische Ausbildung der Erfindung wird nun anhand der weiteren Varianten erläutert. Hierbei wird insbesondere eine Vielzahl verschiedener Kanalführungen dargestellt. Die verschiedenen Kanalführungen sind erforderlich, um das Ventil auf einfache Weise an die von den Anwendern vorgegebenen Einbauverhältnisse anpassen zu können.

Die linke Seite von Fig.1 zeigt ein Ventil, bei dem der Verbraucher in Ruhelage mit dem drucklosen Ölrücklauf verbunden ist. Bei einer derartigen hydraulischen Schaltungsart ist bei den erfindungsgemäßen Ventilen stets eine Rückstellfeder erforderlich, um den mit der Druckölquelle verbundenen Ventilsitz geschlossen zu halten. Dem gegenüber kann bei Schaltungsarten, bei denen der Verbraucher in Ruhelage des Ventils mit der Druckölquelle verbunden ist, auf die

Rückstellfeder verzichtet werden. Die Ankerrückstellung kann dann durch nicht druckausgeglichene freie Flächen erfolgen, wie bereits anhand der rechten Seite von Fig.1 erläutert wurde.

Bei dem auf der linken Seite von Fig.1 dargestellten Ventil wird der Ventilschließkörper 151 in Ruhelage durch die Rückstellfeder 162 auf den unteren Ventilsitz 152 gepreßt. Der Ventilschließkörper 151 und der Anker 150 bilden ein einziges Teil. Die Ölzufuhr von der Druckölquelle erfolgt durch eine zentrale Bohrung 157 im unteren Verschlußstopfen 154 in den Innenraum des Ventils. Von hier gelangt das Öl bei angezogenem Anker über den unteren Ventilsitz 169 in den gesteuerten Druckraum 167. Von hier gelangt das Öl durch die seitliche Bohrung 155 zum hydraulischen Verbraucher. In Ruhelage des Ventils gelangt das Öl vom Verbraucher durch die Bohrung 155 zurück in den gesteuerten Druckraum 167. Von hier gelangt das Öl über den oberen Ventilsitz 152 in den nahezu drucklosen Ölsammelraum 168. Aus dem Sammelraum 168 wird das Öl über die Bohrung 156 mit dem Ölrücklauf verbunden. Der Ölsammelraum 168 wird durch Eindrehungen von ca. 0.5 mm Tiefe sowohl im Anker als auch im Gehäuse 153 gebildet. Durch die Eindrehung im Anker ergibt sich der Vorteil einer geringfügigen Verringerung der Ankermasse. Durch die Eindrehung im Gehäuse 153 ergibt sich der Vorteil, daß an der Bohrung 156 verbleibende Bearbeitungsgrate gegenüber der Ankerlagerung zurückversetzt sind, und somit bei der Montage nicht zu einer Beschädigung der Laufflächen der Lagerung führen können.

Die Ventilsitze 152 und 169 sind schräg angeordnet, wobei der Sitzwinkel vorzugsweise ca. 45° betragen sollte. Der Vorteil der schrägen Sitzanordnung gegenüber einer rechtwinkligen Sitzanordnung besteht darin, daß eine zusätzliche Schließkörperzentrierung stattfindet und in herabgesetzten Druckkräften im Sitzspalt. Diese herabgesetzten Druckkräfte sind darauf zurückzuführen, daß die Projektionsfläche des Sitzes in Axialrichtung bei gegebener Sitzbreite durch die Schräganordnung abnimmt. Durch die schräge Anordnung des Sitzes kann somit im Vergleich zu einer rechtwinkligen Anordnung bei gleicher Projektionsfläche die Druckbelastung im Sitzbereich verringert werden. Durch die schräge Anordnung kann bei gegebener zulässiger Druckbeanspruchung die Projektionsfläche in Axialrichtung verringert werden. Hierdurch sinkt die erforderliche Betätigungskraft, für die im wesentlichen nur die Projektionsfläche maßgebend ist. Weiterhin ergibt sich durch die schräge Sitzanordnung eine bessere Dichtfähigkeit des Sitzes. Der Nachteil der schrägen Sitzanordnung besteht in der erheblich komplizierteren Fertigung und einem geringeren Durchflußquerschnitt gegenüber einer rechtwinkligen Sitzanordnung. Der geringere Durchflußquerschnitt macht eine unerwünschte Vergrößerung des Ankerhubs erforderlich. Die schräge Sitzanordnung sollte wegen dieser Nachteile nur bei besonders hohen Anforderungen an die Dichtheit des Ventils oder zur Verringerung der Betätigungskraft bei sehr hohen Steuerdrücken eingesetzt werden. Die zuvor angegebene günstigste Sitzbreite von 0.2-0.3 mm gilt auch für den schrägen Sitzspalt. Unter der Sitzbreite wird hierbei stets die Breite des Spaltes parallel zur Richtung der Spaltströmung verstanden.

Der Innenradius des oberen Ventilsitzes 152 ist mit dem gleichen Radius wie die Ankerlagerung ausgeführt. Der Außenradius des oberen Ventilsitzes 152 wird bei schräger Sitzanordnung vorzugsweise um ca. 0.15-0.2 mm größer als der Radius der Ankerlagerung ausgeführt. Mit diesem Maß ergibt sich eine Sitzbreite von ca.0.2-0.3 mm. Aus der Projektionsfläche des oberen Sitzes 152 resultiert eine nichtausgeglichene Druckfläche, die bei angezogenem Anker eine Kraft in Schließrichtung des Sitzes 152 erzeugt. Diese Kraft ist der Federkraft entgegengerichtet und ergibt sich aus dem Produkt aus Versorgungsdruck und Projektionsfläche. Die Kraft der Rückstellfeder 162 könnte wegen der entgegengerichteten hydraulischen Kräfte noch oberhalb der maximalen Magnetkraft liegen, sollte jedoch aus Gründen der Funktionssicherheit mindestens um ca. 20 % unterhalb der maximalen Magnetkraft liegen. Anderenfalls wäre der Durchzug des Ankers bei niedrigem Versorgungsdruck nicht mehr sichergestellt.

Der Innendurchmesser des unteren Ventilsitzes 169 ist um mehrere 1/10 mm größer als der Durchmesser der Ankerlagerung ausgeführt. Hierdurch ergibt sich eine freie Druckfläche, deren resultierende Kraft ebenfalls der Federkraft entgegengerichtet ist. Die aus dieser Fläche resultierende Druckkraft ergibt sich aus dem Produkt aus Fläche und Versorgungsdruck. Die resultierende Druckkraft sollte ca. 50 % der Rückstellfederkraft betragen. Die Breite des unteren Ventilsitzes 169 sollte ebenfalls ca. 0.2-0.3 mm betragen. Durch die im Bereich des unteren Ven-

tilsitzes befindliche freie Druckfläche und den Druckaufbau im Ventilsitz kann die Öffnungskraft zu Beginn des Ankeranzugs auf einen geringen Teil der maximalen Magnetkraft ausgelegt werden. Hierdurch wird die erwünschte Kennlinienanpassung erzielt.

Die Trennung der Druckräume erfolgt durch die Lagerstellen 158 und 159 des Ankers 150. Die Lagerstellen sind mit Entlastungsnuten versehen. Der Leckölstrom durch die Lagerstellen muß den oberen Bereich des Ventils passieren, wodurch eine schnelle Entlüftung des Innenraums des Ventils erreicht wird. Der Magnetpol 161 ist durch den nichtmagnetisierbaren Polträger 160 mit dem Ventilgehäuse 153 verbunden. Die Verbindung kann durch bekannte Verfahren wie beispielsweise Hartlöten, Laserschweißung, Verpressen erfolgen. Der obere Außenbereich des Ankers ist durch eine weitere Bohrung 163 mit dem Innenraum des Ventils verbunden. Hierdurch wird der Druckaufbau im Bereich des Arbeitsluftspalts deutlich verringert. Bei niedrigviskosen Medien kann jedoch auf diese Bohrung auch verzichtet werden. Der bei angezogenem Anker zwischen Pol und Anker verbleibende Restluftspalt sollte ca. 0.1 mm betragen. Bei extrem hochviskosen Medien (Automatikgetriebeöl bei - 40° C) kann jedoch auch ein Restluftspalt von bis zu 0.2 mm erforderlich sein.

Das Ventil nach Fig.1 bietet den Vorteil einer besonders einfachen Fertigung. Alle funktionswesentlichen Maße können ohne Kettenmaßbildung eingehalten werden. Durch die Stufung des Ventilschließkörpers ist es besonders einfach, die erforderlichen Abmessungen im Bereich der Sitzspalte einzuhalten. Der Ankerhub ergibt sich aus der Differenz der Länge des Ventilschließkörpers und dem Abstand der beiden Ventilsitze. Die Länge des Luftspaltes zwischen Pol und Anker ergibt sich aus der Differenz der Länge zwischen unterem Ventilsitz und Pol und der Länge zwischen der Stirnfläche des Ankers und der Oberkante des Ventilschließkörpers. Fast alle funktionskritischen Maße können von nur einer Seite in einer Aufspannung bearbeitet werden. Daher ist die Fertigung mit hoher Präzision selbst mit relativ einfachen Bearbeitungsverfahren möglich. In der Regel kann das Ventil daher direkt montiert werden, ohne eine aufwendige Paarung der einzelnen Bauteile zu erfordern. Dem erfahrenen Fertigungsfachmann ist dieser Zusammenhang jedoch bereits aus den Zeichnungen ohne weiteres ersichtlich. Der nahezu vollständige Verzicht auf Kettenmaßbildung gilt auch für alle weiteren noch vorgestellten Ausführungen des erfindungsgemäßen Ventils. Hierdurch sind sämtliche Ausführungsformen dieses Ventils für die Massenproduktion besonders geeignet. Auf die besonders einfache Fertigungsmöglichkeit wird bei den weiteren Ausführungsformen nicht mehr gesondert hingewiesen.

Fig.2 zeigt ein weiteres Ventil, das besonders zur Drucksteuerung in Automatikgetrieben geeignet ist. Das Ventil besitzt eine hydraulische Ankerrückstellung. Der hydraulische Verbraucher ist in Ruhelage des Ventils mit der Druckölquelle verbunden. Die Auslegung der Radien im Bereich der Ventilsitze ist die gleiche wie in der rechten Seite von Fig.1.

Das Drucköl gelangt durch die seitliche Bohrung 226 im Ventilgehäuse 217 in den Sammelraum 227. Von hier gelangt das Öl über den oberen Ventilsitz 220 in den gesteuerten Druckraum 228. Der gesteuerte Druckraum ist über einen seitlichen Spalt 231 zwischen Ventilgehäuse 217 und dem Verschlussstopfen 222 und die Bohrungen 232 und 225 mit dem hydraulischen Verbraucher verbunden. Durch diese Ölführung wird ein besonders geringer Außendurchmesser des Ventils im unteren Bereich ermöglicht. Die Räume verschiedenen Drucks sind durch die Lagerstelle 218 getrennt. Die Lagerstelle 218 besitzt eine umlaufende Nut, die über den Filter 219 durch die Bohrung 229 mit Drucköl versorgt wird. Somit besteht der Leckölstrom nahezu ausschließlich aus gefiltertem Öl. Durch diese Maßnahme wird die Kontamination der Lagerstellen mit Abrieb verhindert. Das gefilterte Drucköl gelangt durch die Entlastungsnut 231 in den oberen drucklosen Ankerbereich. Der Anker 214 und die Lagerungsbohrung im Gehäuse sind ca.0.5-1 mm tief hinterschnittenen, um viskose Reibungskräfte bei sehr tiefen Öltemperaturen zu verringern. Vom gesteuerten Druckraum 228 gelangt das Öl in den Innenraum des Ventils und wird von dort über die seitlichen Bohrungen 223 und 224 in den drucklosen Außenbereich des Ventils abgelassen. Das Ventilgehäuse 217 besteht aus magnetisierbarem Material, das im Bereich des Arbeitsluftspalts durch Wärmebehandlung in nichtmagnetisierbares Material umgewandelt ist. Zur Veringe-

rung des Druckaufbaus im Arbeitsluftspalt während der Ankerbewegung ist der Pol 211 mit seitlichen Entlastungsbohrungen 213 versehen. Der Pol 211 ist durch eine Verschraubung mit dem Hals des Ventilgehäuses 217 verbunden und mit einer Mutter 212 gegen Verdrehen gesichert. Die Verschraubung erlaubt in einfacher Weise die Kalibrierung des Ventils. Hierzu wird der bei angezogenem Anker verbleibende Restluftspalt so eingestellt, daß ein durch die Spezifikation des Anwenders festgelegter Punkt auf der Druckkennlinie erreicht wird. Der äußere magnetische Rückschluß erfolgt durch den unteren Deckel 216 und das Spulengehäuse 215, die beide aus magnetisierbarem Material bestehen.

Fig.3 zeigt ein Ventil, das besonders zur Vorsteuerung von Dieseleinspritzventilen nach dem Akkumulatorprinzip geeignet ist. Ein derartiges Einspritzsystem ist beispielsweise in dem SAE Paper 840273 (Direct Digital Control of Electronic Unit Injectors) beschrieben. Der Auslegungsdruck des Ventils beträgt ca. 150 bar. Der hydraulische Verbraucher ist in Ruhelage des Ventils mit dem Ölrücklauf verbunden.

Das Ventil besitzt einen hutförmigen Anker 310 mit doppeltem Arbeitsluftspalt. Der doppelte Arbeitsluftspalt ermöglicht bei gegebener Gesamtpolfäche, die für die maximale Magnetkraft maßgebend ist, die Halbierung der magnetisch leitenden Querschnitte. Durch die gegenüber einem Magnet mit nur einem Arbeitsluftspalt verringerten Querschnitte wird die Wirbelstrombildung im Magneteisen erheblich herabgesetzt, und somit ein rascheres Arbeitsvermögen erzielt. Der Außenpol des Magneten wird durch die dem hutförmigen Kragen des Ankers 310 gegenüberliegende Fläche der Polplatte 315 gebildet. Die Polplatte 315 ist durch Umbördeln im Magnetgehäuse 314 befestigt. Der Druckaufbau unterhalb des Ankers durch das bei der Betätigung verdrängte Flüssigkeitsvolumen wird durch die Entlastungsbohrungen 321, 322 und 335 verringert.

Der Anker 310 ist durch ein Gewinde 336 mit einer Führungshülse 340 verschraubt. Die Führungshülse 340 trägt den Ventilschließkörper 325 und die Lagerstellen 317 und 318. Die Druckölaufuhr erfolgt durch die Bohrungen 328 in den oberen verstärkten Teil 311 der Führungshülse. Die Verstärkung ist wegen der hohen Druckbelastung durch den Versorgungsdruck erforderlich. Die Trennung der Räume verschiedenen Drucks erfolgt durch die Lagerstelle 317, die mit einer Entlastungsnut versehen ist. Die Druckölaufuhr wird in Ruhelage des Ventils durch Anlage des Ventilschließkörpers 325 auf dem oberen Ventilsitz 323 unterbrochen. Vom oberen Ventilsitz 323 gelangt das Drucköl in den gesteuerten Druckraum 341. Der Verbraucher ist über die Bohrungen 327 mit dem gesteuerten Druckraum 341 verbunden. Der Ölrücklauf erfolgt über den unteren Ventilsitz 324 in den drucklosen Innenbereich des Ventils. Von hier wird das Öl durch eine zentrale Bohrung 337 abgeführt.

Der Ventilschließkörper 325 wird in Ruhelage des Ventils durch die Rückstellfeder 334 auf den oberen Sitz 323 gepreßt. Die Rückstellfeder 334 ist im Ventilschließkörper auf einer Sitzplatte 338 gelagert. Das untere Ende der Feder 334 ist in der Einstellschraube 330 gelagert. Mit dieser Einstellschraube wird in bekannter Weise das dynamische Verhalten des Ventils kalibriert. Die Einstellschraube 330 wird nach dem Kalibriervorgang beispielsweise durch Verstemmen gegen Verdrehen gesichert. Das Verschlußstück 329 ist mit dem Ventilgehäuse 312 verschraubt. Der Hals des Verschlußstücks 329 ist im Ventilgehäuse 312 mit geringem Radialspiel geführt, um eine gute Zentrierung des unteren Sitzes 324 zu erzielen. Auf der linken Seite von Fig.3 ist eine Variante dargestellt, bei der das Verschlußstück 332 durch eine separate Druckschraube 331 gehalten ist. Diese Variante ist fertigungstechnisch einfacher herzustellen.

In Fig.3 sind zwei alternative Formen des oberen Ventilsitzes dargestellt: Eine Schrägsitzanordnung auf der rechten Seite und eine rechtwinklige Sitzanordnung auf der linken Seite. Die Schrägsitzanordnung ist im vorgesehenen Anwendungsfall günstig. Bei der Vorsteuerung von Akkumulatoreinspritzdüsen werden nur geringe Durchflüsse während der Verbindung des Verbrauchers mit der Druckölquelle gefordert. Weiterhin wird eine gute Abdichtung zwischen Verbraucher und Druckölquelle bei abgefallenem Ventil gefordert, um die Leckströme durch das

Ventil möglichst gering zu halten. Hingegen sollte der beim Abfall des Ventils freigegebene Ventilquerschnitt zwischen Verbraucher und Ölrücklauf möglichst groß sein, um einen gut definierten scharfen Beginn des Einspritzvorgangs zu erzielen. Dieses Verhalten wird durch die Kombination des Schrägsitzes 323 mit dem rechtwinkligen Sitz 324 erzielt, wie auf der rechten Seite von Fig.3 dargestellt ist. Als Nachteil dieser Sitzanordnung ist die kompliziertere Fertigung zu nennen.

Die Innendurchmesser des oberen Ventilsitzes 323 bzw. 342 ist mit dem gleichen Durchmesser wie derjenige der Ankerlagerung ausgeführt. Der Innendurchmesser des unteren Ventilsitzes 324 ist um bis zu einigen 1/10 mm geringer als derjenige der Ankerlagerung. Hierdurch wird die gewünschte Kennlinienanpassung erzielt. In dem vorgesehenen Anwendungsfall ist es günstig, den Ventilschließkörper und die Sitze durch Wärmebehandlung zu härten. Bei gehärteten Bauteilen kann die Sitzbreite bis auf ca. 0.1 mm verringert werden. Durch die geringere Sitzbreite werden die erforderlichen Stellkräfte vermindert, und somit wird ein schnelleres Arbeitsvermögen erzielt. Die Härtung verschlechtert jedoch die magnetischen Eigenschaften des Gehäusematerials. Daher sollte dann das Magnetgehäuse 314 als separates Bauteil auf das gehärtete Gehäuse 313 aufgesetzt werden. Die Verbindung kann beispielsweise durch hartlöten erfolgen. Eine derartige Anordnung ist auf der linken Seite von Fig.3 dargestellt.

Der besondere Vorteil der Ausführung gemäß Fig.3 besteht darin, daß der Innenraum des Ventils keinen Druckbelastungen ausgesetzt ist. Hierdurch ist diese Bauform auch für hohe Drücke geeignet. Auf die Darstellung des oberen Gehäuseabschlusses und der elektrischen Anschlüsse wurde in Fig.3 verzichtet, da hierfür eine Vielzahl verschiedener Konstruktionen von anderen Elektromagnetischen Ventilen bekannt sind.

Fig.4 zeigt eine besonders einfache Ventilausführung, deren Funktionsweise bereits anhand von Fig.13 erläutert wurde. Das Ventil verbindet in Ruhelage den Verbraucher mit der Druckölquelle. Das Ventil besitzt eine hydraulische Ankerrückstellung.

Der Ventilträger 411 ist in das Anschlußstück 410 eingeschraubt. Der Pol 413 ist auf den Ventilträger 411 aufgepreßt und wird vorzugsweise mit diesem gemeinsam bearbeitet. Zwischen Anker 412 und Pol 413 verbleibt bei angezogenem Anker ein Restluftspalt von vorzugsweise 0.05-0.1 mm. Der Anker ist mit einer Eindrehung 422 versehen, um einen möglichst ungehinderten Zufluss von Drucköl zum oberen Ventilsitz 417 zu erzielen. Das Drucköl gelangt durch die Bohrungen 425, 424 und 423 in den Sammelraum 427. Von hier gelangt das Öl durch den oberen Ventilsitz 417 zum gesteuerten Druckraum, der sich oberhalb der Nut 419 befindet. Der gesteuerte Druckraum ist über die Nut 419 und die Bohrungen 428 mit dem Verbraucher verbunden. Der Ölrücklauf erfolgt über den unteren Ventilsitz 418, und von dort durch die Bohrungen 421 im unteren Gehäuseteil 420 zum Außenbereich des Gehäuses. Das untere Gehäuseteil 420 ist aus weichmagnetischem Werkstoff gefertigt, und durch Umbördeln mit dem Anschlußstück 410 verbunden. Der magnetische Fluß wird durch den Seitenluftspalt zwischen Anker 412 und dem unteren Gehäuseteil 420 geleitet. Der magnetische Rückschluß zum Pol 413 erfolgt durch das tiefgezogene Magnetgehäuse 416, das an dem unteren Gehäuseteil 420 durch Umbördeln befestigt ist. Der Spulenkörper 415 ist auf einer Eindrehung im unteren Gehäuseteil 420 zentriert. Eine weitere Zentrierung kann zusätzlich im oberen Bereich des Spulenkörpers 415 auf dem Pol 413 erfolgen. Das Anschlußstück 410 ist gestuft, um Beschädigungen der Dichtringe 426 bei der Montage des Ventils in das Getriebe zu verhindern. Allerdings treten durch diese Ausführungsform des Anschlußstücks zusätzliche Axialkräfte auf die Ventilbefestigung auf. Das Ventil wird durch eine nicht dargestellte Klammer in der Aufnahmebohrung gehalten. Die Klammer greift in die obere Ausdrehung im Anschlußstück 410.

Der Ankerhub beträgt in der Regel 0.1-0.2 mm. Der Ankerdurchmesser beträgt typisch ca.10 mm, die typische Wandstärke des Ankers beträgt ca. 1 mm. Die Breite der Sitze sollte vorzugsweise 0.2 mm betragen. Der Außenradius des oberen Ventilsitzes 417 ist um mehrere 1/10 mm geringer als

derjenige der Ankerlagerung ausgeführt. Der Außendurchmesser des unteren Sitzes 418 sollte demjenigen der Ankerlagerung entsprechen, um geringe Anfangskräfte zu erzielen.

Das Ventil bietet den Vorteil eines besonders einfachen Aufbaus und einfacher Fertigung. Das Ventil ist durch den flexiblen Kragen des Ankers nahezu verschleißfrei. Der Innenraum des Ventils steht nur unter dem vernachlässigbaren Druck des Rücklauföls, wodurch eine leichte Bauweise erzielt wird. Es werden sehr kurze Stellvorgänge erzielt. Die typischen Anzugs- und Abfallzeiten betragen 1-2 ms und können mit speziellen elektronischen Ansteuerschaltungen noch erheblich gesenkt werden. Die am unteren Anschlußstück gezeigte Kanalführung ist nur als bevorzugtes Beispiel zu verstehen. Bei abweichenden Forderungen der Anwender kann beispielsweise auch der Druckölzufluß von der Seite erfolgen und der gesteuerte Anschluß nach unten gelegt werden. Eine derartige Ausführung erfordert dann jedoch kreuzende Kanäle, die einen geringfügig erhöhten Fertigungsaufwand erfordern.

Fig.5 zeigt ein einfache Ventil, bei dem sich die Steuerkanten an den Stirnseiten des Ankers befinden. Der hydraulische Verbraucher ist in Ruhelage des Ventils mit dem Ölrücklauf verbunden. Die prinzipielle Funktionsweise ist bereits anhand von Fig. 12 erläutert worden.

Der Anker 530 ist auf dem Ventilträger 510 mit geringem Radialspiel gelagert. Das Drucköl wird durch die zentrale Bohrung 514 und die seitlichen Bohrungen 515 zum unteren Ventilsitz 516 geführt. Der Anker wird in Ruhelage durch die Rückstellfeder 518 auf den unteren Ventilsitz 516 gepreßt. Der gesteuerte Druckraum 517 wird durch den Spulenkörper 522 begrenzt. Vom gesteuerten Druckraum 517 gelangt das Drucköl durch die Bohrungen 513 zum Verbraucher. Der Ölrücklauf erfolgt über den oberen Ventilsitz 519, der sich auf dem Pol 526 befindet. Von hier wird das nahezu drucklose Rücklauföl durch die Bohrungen 528 und 529 nach außen geführt. Der Pol 526 ist mit dem Ventilträger 510 verschraubt. Der magnetische Rückschluß erfolgt durch das Magnetgehäuse 523 und das Leitblech 521. Das Leitblech ist in den Spulenkörper 522 eingebettet. Der Spulenkörper 522 besteht vorzugsweise aus thermoplastischem Kunststoff. Das Leitblech besitzt ist mit Durchbrüchen 532 versehen, um eine gute Verteilung des Kunststoffmaterials während des Spritzgießens zu erzielen. Das Leitblech wird an der druckraumseitigen Seite vollständig von Kunststoff umhüllt, um jede Möglichkeit zur Bildung eines Leckstrompfades entlang des Bleches auszuschließen. Weiterhin dient das Leitblech zur mechanischen Verstärkung des Spulenkörpers. Der Spulenkörper 522 wird gemeinsam mit dem Magnetgehäuse 523 durch die Mutter 527 auf den Ventilträger 510 gepreßt. Der zwischen Pol 526 und Anker 530 befindliche Arbeitsluftspalt wird beim Anzug des Ankers vollständig geschlossen, so daß an dieser Stelle kein Arbeitsluftspalt verbleibt. Um trotzdem ein ausreichend schnelles Rückstellverhalten zu erzielen, ist der Seitenluftspalt zwischen Anker 530 und Leitblech 521 relativ groß ausgeführt. Durch diese Maßnahme wird weiterhin die erforderliche Zentriergenauigkeit für das Leitstück 521 stark verringert. Die polseitige Ankerstirnfläche ist mit einem kurzen Stutzen 520 versehen, der eine Höhe von 0.1-0.2 mm besitzt. Durch den Stutzen werden die dynamischen Strömungskräfte im Bereich der Stirnseite des Ankers erheblich verringert. Weiterhin wird durch den Stutzen eine definierte Sitzfläche geschaffen. Die Sitzbreite der Ventilsitze beträgt vorzugsweise 0.2- 0.3 mm. Der Innendurchmesser des unteren Sitzes ist der gleiche wie derjenige des Ankers. Der Innendurchmesser des oberen Sitzes 519 ist um einige 1/10 mm geringer als derjenige der Ankerlagerung, um eine Kennlinienanpassung zu erzielen. Das dynamische Verhalten des Ventils wird durch den nach innen versetzten oberen Sitz erheblich verbessert.

Das Ventil kann alternativ auch mit einer innenliegenden Feder versehen werden, wie in Fig.6 dargestellt. Hierbei ist die Rückstellfeder 614 innerhalb des Pols 612 gelagert. Pol 612 und Magnetgehäuse 611 werden gemeinsam durch die Mutter 615 auf den Ventilträger 610 gepreßt. Durch diese Bauweise kann gegenüber dem Ventil nach Fig.5 der Gesamtdurchmesser verringert werden. Weiterhin kann das separate Gewinde für die Befestigung des Pols eingespart werden.

Fig.7 zeigt ein weiteres Ventil mit Stirnkantensteuerung. Das Ventil besitzt gegenüber demjenigen gemäß Fig.6 eine unterschiedliche hydraulische Schaltungsweise, bei der der Verbraucher in Ruhelage des Ventils mit der Druckölquelle verbunden ist.

Die rechte Seite von Fig.7 zeigt ein Ventil, bei dem die Ankerrückstellung durch eine Rückstellfeder erfolgt. Die linke Seite zeigt ein Ventil mit hydraulischer Ankerrückstellung. Allgemein läßt sich sagen, daß die Federrückstellung in der Regel ein stabileres dynamisches Verhalten ergibt, als eine hydraulische Rückstellung. Dies ist darauf zurückzuführen, daß bei einer hydraulischen Rückstellung die Rückstellkraft direkt vom Versorgungsdruck abhängig ist. Hingegen sind die erfindungsgemäßen Ventile mit Federrückstellung weitgehend unempfindlich gegen Schwankungen des Versorgungsdrucks.

Der Magnetkreis des Ventils besteht aus dem Pol 718, dem Anker 721, dem oberen Leitstück 711, dem Magnetgehäuse 713 und dem unteren Leitstück 712. Das untere Leitstück 712 ist in den Spulenkörper 714 eingebettet. Der Spulenkörper 714 wird durch das obere Leitstück 711 auf den Ventilträger 710 gepreßt. Das obere Leitstück besteht aus weichmagnetischem Material und ist mit dem Ventilträger 710 verschraubt. Der Pol 718 ist auf dem Ventilträger 710 unverrückbar befestigt und wird mit diesem gemeinsam bearbeitet. Die Rückstellung des Ankers 721 erfolgt durch die innenliegende Feder 723. Auf der linken Seite erfolgt die Rückstellung des Ankers 722 durch den Versorgungsdruck.

Die Ölzufuhr erfolgt durch die zentrale Bohrung 720 und die seitlichen Bohrungen 727 über den unteren Ventilsitz 725. Von dort gelangt das Öl in den gesteuerten Druckraum, der sich innerhalb des Spulenkörpers 714 befindet. Der gesteuerte Druckraum ist über die Bohrungen 719 mit dem Verbraucher verbunden. Die Abdichtung des Einbauraums erfolgt durch den Dichtring 716 und 717. Der Dichtring 716 ist auf dem Spulenkörper 714 angeordnet. Durch diese Anordnung ist eine gesonderte Abdichtung zwischen Ventilträger 710 und Spulenkörper 714 nicht erforderlich. Der Ölrücklauf erfolgt über den oberen Sitz 724 bzw. 726. Von dort gelangt das Öl durch die Bohrungen 728 und 729 in den Außenbereich des Ventils. Die Stirnseiten des Ankers 721 bzw. 722 sind mit 0.1-0.2 mm hohen Stutzen versehen. Die Sitzbreiten betragen ca. 0.2-0.3 mm.

Bei dem Ventil mit Federrückstellung ist der Innendurchmesser des unteren Sitzes 725 der gleiche wie derjenige der Ankerlagerung. Die Kennlinienanpassung erfolgt durch einen geringeren Innendurchmesser des oberen Sitzes 724 als derjenige der Ankerlagerung.

Bei dem Ventil mit hydraulischer Rückstellung ist der Innendurchmesser des unteren Sitzes 730 um einige 1/10 mm größer als derjenige der Ankerlagerung. Hierdurch wird bei angezogenem Anker die Rückstellkraft erzeugt. Der Innendurchmesser des oberen Sitzes 726 ist der gleiche oder geringfügig größer als derjenige der Ankerlagerung.

Die in Fig.5, Fig.6 und Fig.7 gezeigten Ventile besitzen gegenüber den übrigen bisher gezeigten Ventilen einige erhebliche Nachteile. Zunächst besteht der Nachteil, daß der den Anker umgebende Raum druckfest ausgebildet werden muß. Weiterhin ist der zwischen Pol und Anker befindliche Sitz dem veränderlichen Steuerdruck ausgesetzt. Wegen des veränderlichen Steuerdrucks, der zudem mit einer dynamischen Teilkraft auf der gesamten Stirnfläche des Ankers wirksam ist, ist die Kennlinienanpassung nur bei hydraulisch harten Systemen vollständig durchführbar. Hydraulisch harte Systeme sind dadurch gekennzeichnet, daß der Verbraucherdruck während eines Arbeitsspiels zwischen dem Versorgungsdruck und dem Druck des Rücklauföls schwankt. Bei hydraulisch weichen Systemen hingegen stellt sich am Ventil ein Mitteldruck ein, der während eines Arbeitsspiels nahezu unveränderlich bleibt. Weiterhin sind bei niedrigen Öltemperaturen wegen des fehlenden Restluftspaltes im Bereich des Arbeitsluftspaltes sehr hohe Dämpfungskräfte wirksam. Daher sollten diese Bauarten nur in einfacheren Anwendungsfällen eingesetzt werden. Als Vorteil besteht bei diesen Ventilen jedoch die kostengünstige Fertigung.

Fig. 8 zeigt ein weiteres Ventil, das vorzugsweise für die Vorsteuerung von Dieseleinspritzdüsen geeignet ist. Der Auslegungsdruck beträgt ca. 100 bar. Der hydraulische Verbraucher wird in Ruhelage des Ventils mit der Druckölquelle verbunden. Der Vorteil gegenüber dem Ventil gemäß Fig. 3 ist besteht darin, daß Anker und Ventilschließkörper eine Einheit bilden. Das Ventil ist daher einfacher zu fertigen.

Der Magnetkreis besteht aus Anker 816, Pol 817, Magnetgehäuse 826, Gehäuseträger 827 und Leitstück 828. Diese Teile sind aus weichmagnetischem Material gefertigt. Der Anker 816 wird in Ruhelage durch die Feder 824 auf den unteren Ventilsitz 830 gepreßt. Das obere Federlager befindet sich auf dem Bolzen 818. Der Bolzen 818 ist in den Pol 817 eingepreßt. Die Federkraft wird durch Verschieben des eingepreßten Bolzens 818 eingestellt. Hierdurch wird das dynamische Verhalten des Ventils kalibriert. Das Magnetgehäuse 826 ist am Gehäuseträger 827 durch Umbördeln befestigt. Zwischen Magnetgehäuse 826 und Gehäuseträger 827 befindet sich die Distanzscheibe 825. Mit der Distanzscheibe 825 wird die Länge des Restluftspalts zwischen Anker 816 und Pol 817 eingestellt. Der Restluftspalt beträgt vorzugsweise ca. 0.05- 0.1 mm. Der Spulenkörper 819 ist durch die Dichtringe 821 und 822 gegen den Innenraum des Ventils abgedichtet. Zwischen Anker 816 und Leitstück 828 befindet sich ein Seitenluftspalt mit einer Breite von vorzugsweise 0.2-0.3 mm.

Die Druckölaufuhr erfolgt durch die Bohrungen 832. Von hier wird das Drucköl seitlich am Führungsrohr 811 des Ankers 816 entlang zum unteren Ventilsitz 830 geführt. Dieser seitliche Raum ist durch die untere Lagerung 812 gegen den Innenraum des Ventils abgedichtet. Die Lagerung 812 ist mit einer Entlastungsnut versehen. Das obere Lager 813 ist mit Nuten versehen, die den Öldurchtritt zum unteren Sitz 830 erlauben. Anstelle der Nuten kann das Lager auch mit anderen geometrischen Formen bearbeitet werden, die den Öldurchtritt durch das Lager erlauben. Beispielsweise könnte ein flaches Anschleifen des Lagers erfolgen. Vom unteren Ventilsitz 830 gelangt das Drucköl in den gesteuerten Druckraum 815. Von hier wird das Öl durch die Bohrungen 831 zum Verbraucher geführt. Der gesteuerte Druckraum 815 wird durch den Ventilträger 810 und das Leitstück 828 gebildet. Das Leitstück 828 wird durch den Gehäuseträger 827 auf den Ventilträger 810 gepreßt. Das Leitstück 828 ist in einer Eindrehung des Ventilträgers 810 mit geringem Radialspiel zentriert. Der Gehäuseträger 827 ist mit dem Ventilträger 810 verschraubt. Das Rücklauföl gelangt aus dem gesteuerten Druckraum über den oberen Ventilsitz 829 in den Zwischenraum zwischen Anker 816 und Leitstück 828. Von hier wird das Rücklauföl durch die im Anker befindlichen seitlichen Bohrungen in das Führungsrohr 811 geführt. Von hier wird das Rücklauföl durch die Lagerungsbohrung 836 aus dem Ventil geführt. Der Ventilschließkörper 814 ist mit einer Nut versehen. Die Nut dient zur Vergrößerung der Flexibilität des Schließkörpers 814. Hierdurch werden Belastungsspitzen im Bereich der Ventilsitze verringert. Diese Maßnahme erlaubt die Verringerung der Sitzbreite, und somit eine Verringerung der Betätigungskräfte des Ventils. Das Ventil wird mit der Einbaustelle durch Verschrauben verbunden. Die Zuführkanäle des Ventils werden an der Einbaustelle durch die Dichtringe 833, 834 und 835 gegeneinander abgedichtet.

Der Innendurchmesser des unteren Ventilsitzes 830 ist mit dem gleichen Durchmesser wie derjenige der Ankerlagerung ausgeführt. Der obere Ventilsitz 829 besitzt in der Regel einen gegenüber dem Durchmesser der Ankerlagerung geringfügig verminderten Durchmesser, um einen Anstieg der Rückstellkraft gegen Ende der Anzugsbewegung zu erzielen. Die Sitzbreiten betragen vorzugsweise ca. 0.2 mm. Alternativ können auch Schrägsitzanordnungen verwendet werden. Bei einer Schrägsitzausführung des oberen Sitzes 829 sollte die Zentrierung des Leitstückes 828 direkt auf dem Schließkörper 814 während des Zusammenbaus des Ventils erfolgen. Auf die Eindrehung im Ventilträger 810, die der Zentrierung des Leitstückes 828 dient, kann dann verzichtet werden.

Fig. 9 zeigt ein weiteres Ventil, das vorzugsweise für die Vorsteuerung von Dieseleinspritzdüsen geeignet ist. Der Auslegungsdruck beträgt ca. 100 bar. Der hydraulische Verbraucher wird in Ruhelage des Ventils mit der Druckölquelle verbunden. Das Ventil besitzt einen neuartigen

Magnetkreis mit konischem Flußleitstück, der eine besonders kompakte Bauweise des Ventils erlaubt. Auf der linken und rechten Seite von Fig.9 sind zwei leicht voneinander abweichende alternative Bauformen dargestellt. Auf der linken Seite von Fig.9 ist der obere Sitz 928 als Schrägsitz ausgeführt. Weiterhin ist das Magnetgehäuse 914 einstückig ausgeführt. Auf der rechten Seite hingegen ist das Magnetgehäuse aus zwei separaten Bauteilen zusammengesetzt. Hierdurch wird die Fertigung des Gehäusemantels 913 aus kostengünstigem dünnwandigem Rohrmaterial ermöglicht.

Der Magnetkreis des auf der rechten Seite von Fig 9 dargestellten Ventils besteht aus Anker 926, Leitstück 932, Leitstückträger 935, Gehäusemantel 913, Gehäuseträger 911 und Pol 910. Leitstück 932, Leitstückträger 935, Gehäusemantel 913, Gehäuseträger 911 und Pol 910 sind fest miteinander verbunden. Der rechtwinklige Arbeitsluftspalt des Magneten befindet sich zwischen Pol 910 und Anker 926. In den Pol 910 ist ein nicht magnetisierbares Distanzrohr 925 eingepreßt, das um ca. 0.1 mm aus dem Pol 910 herausragt. Hierdurch wird bei angezogenem Anker ein Restluftspalt erzeugt, der zum raschen Magnetkraftabbau nach Abschalten des Erregerstroms wünschenswert ist. Als Besonderheit ist der zwischen Leitstück 932 und Anker 926 befindliche Seitenluftspalt leicht konisch ausgebildet. Durch die konische Bauweise ergibt sich ein erheblich geringerer Außendurchmesser des Leitstückes 932, als dies bei konventioneller Bauweise des Magnetkreises möglich wäre. Bei konventioneller Bauweise wäre der Seitenluftspalt rohrförmig ausgebildet, so daß die Querschnitte von Anker 926 und Leitstück 932 in Axialrichtung in etwa konstant blieben. Die konische Bauweise ergibt eine geringfügig geringere maximale Magnetkraft als bei konventioneller Bauweise. Dies ist darauf zurückzuführen, daß im Seitenluftspalt eine der Anzugsrichtung entgegenwirkende Kraft in Axialrichtung erzeugt wird. Diese entgegenwirkende Kraft ist jedoch bei kleinen Konuswinkeln nur sehr gering, so daß der Nachteil der geringeren Maximalkraft durch den Vorteil der kompakteren Bauweise ausgeglichen wird. Der den Konus des Ankers einschließende Winkel sollte 30° nicht überschreiten; und vorzugsweise ca. 20° betragen. Die Fläche des Seitenluftspalts sollte ein Mehrfaches der Fläche des Arbeitspols betragen.

Der Anker 926 des Ventils wird in Ruhelage durch die Rückstellfeder 922 gegen den oberen Ventilsitz 929 gepreßt. Die Rückstellfeder 922 ist auf dem Federträger 912 gelagert. Der Federträger 912 wird durch eine Eindrehung im Gehäuseträger 911 zentriert. Der Anker 926 ist auf dem Ventilträger 915 mit geringem Radialspiel gelagert. Die Betätigungskräfte werden durch die Entlastungsnuten 939 verringert. Der Ventilträger 915 besteht aus nichtmagnetisierbarem Material und wird vorzugsweise aus Rohrmaterial gefertigt.

Die Ölzufuhr erfolgt durch die zentrale Bohrung 924 im Ventilträger 915. Die zentrale Bohrung 924 ist an der Oberseite durch den eingepreßten Bolzen 931 verschlossen. Von hier gelangt das Öl durch die seitlichen Bohrungen 930 zum oberen Ventilsitz 929, der in Ruhelage des Ventils geschlossen ist. Bei angezogenem Anker gelangt das Drucköl über den oberen Ventilsitz 929 in den gesteuerten Druckraum 940. Aus dem gesteuerten Druckraum gelangt das Öl durch Axialnuten im Ventilträger 915 und durch die Bohrungen 938 zum Verbraucher. Das Rücklauföl gelangt auf gleichem Weg zurück in den gesteuerten Druckraum 940; und von hier über den unteren Ventilsitz 927 in den vom Spulenkörper 933 umschlossenen Innenraum des Ventils. Von hier wird das nun drucklose Öl über die Bohrungen 923 abgeleitet. Der Spulenkörper 933 ist durch die Dichtringe 921 und 936 nach außen abgedichtet. Das Ventil wird im Einbauraum durch Verschrauben befestigt. Das Befestigungsgewinde befindet sich außen am Magnetgehäuse. Die Ölkanäle werden durch die Dichtringe 917, 918 und 920 gegeneinander abgedichtet.

Der Ventilträger 915 ist mit dem Magnetpol 910 verschraubt und mit dem Dichtring 916 abgedichtet. Der Ankerhub wird durch Verdrehen des Ventilträgers 915 eingestellt. Anschließend wird der Ventilträger 915 vorzugsweise durch Punktschweißung im Gewindebereich gegen weiteres Verdrehen gesichert.

Der Außendurchmesser des oberen Sitzes 929 bzw. 928 ist mit dem gleichen Durchmesser wie derjenige der Ankerlagerung ausgeführt. Der Innendurchmesser des unteren Sitzes 927 sollte in der Regel geringfügig kleiner als derjenige der Ankerlagerung ausgeführt werden, um einen

Anstieg der Rückstellkraft bei angezogenem Anker zu erzielen. Die Sitzbreiten sollten vorzugsweise ca. 0.2 mm betragen.

Abschließend sei bemerkt, daß die vorstehenden Ausführungsbeispiele nur als zweckmäßige bevorzugte Bauformen zu verstehen sind. Beispielsweise können die Ventile an andere Druckbereiche angepaßt werden, wobei dann häufig eine geringfügig abweichende Dimensionierung erforderlich sein wird. Auch ist es ohne weiteres möglich, einzelne Merkmale der hier vorgestellten Ventile miteinander zu kombinieren, wobei dann leicht abweichende Bauformen erzielt werden. Beispielsweise wird sich häufig der Fall ergeben, daß die Ventile an unterschiedliche Kanalführungen und Montagebedingungen an der Einbaustelle angepaßt werden müssen. Hierbei können dann im unteren Bereich der Ventile kreuzende Kanäle erforderlich werden. Weiterhin können zum Beispiel die für Steckmontage vorgesehenen Ventile ohne weiteres mit Verschraubungen versehen werden, sofern dies vom Anwender verlangt wird oder ein hoher Versorgungsdruck dies erforderlich macht. Auch sind die vorgeschlagenen Verfahren zur Verbindung der einzelnen Teile der Ventile nur als besonders zweckmäßige Beispiele zu verstehen; Umbördelungen können beispielsweise durch Verschraubungen oder Preßverbindungen ersetzt werden. Anhand der Darlegungen ist es dem Fachmann ohne weiteres möglich, die einzelnen Ventile veränderten Forderungen anzupassen. Weiterhin sind die vorgeschlagenen Anwendungen aus dem Bereich der Automobilhydraulik nur beispielhaft zu verstehen. Insbesondere können die vorgeschlagenen pulsmodulierten Ventile auch im Bereich der allgemeinen Hydraulik eingesetzt werden. Die pulsmodulierte Betriebsweise wird dann häufig eine Verringerung der Anzahl der hydraulischen Bauelemente und eine bessere Steuerbarkeit der hydraulischen Verbraucher ermöglichen. Der sinnvolle Anwendungsbereich ist jedoch auch hier auf Durchflußquerschnitte von bis zu ca. 10 mm² beschränkt.

20

1

5

10

P a t e n t a n s p r ü c h e
=====

15

1. Pulsmoduliertes Hydraulikventil, das einen Magnetkreis mit Anker und einen innerhalb der Magnetspule befindlichen Pol besitzt, das weiterhin einen Ventilschließkörper besitzt, dessen Ventilhub deutlich weniger als 0,5 mm beträgt und der mit zwei wechselseitig schließenden Ventilsitzen zusammenarbeitet, wobei der Anker mit dem Ventilschließkörper eine fest verbundene bauliche Einheit bildet, deren Gesamtmasse nur wenige Gramm beträgt,

20

g e k e n n z e i c h n e t d u r c h
die Kombination der folgenden Merkmale:

25

Der Anker ist mit geringem Radialspiel von weniger als 0,05 mm axial verschieblich gelagert.

30

Die Ankerlagerung dient gleichzeitig zur Trennung zweier Räume unterschiedlichen Drucks.

35

Die Bewegung des Ankers wird in beiden Bewegungsrichtungen ausschließlich durch die beiden Ventilsitze begrenzt.

1 Der Ventilschließkörper ist kragenförmig ausgebildet.

Zwischen Anker und Pol verbleibt im angezogenen Zustand ein Restluftspalt von 0,05 mm, vorzugsweise
5 0,1 bis 0,2 mm.

Der Restluftspalt ist nur einem nahezu vernachlässigbaren Nebenölstrom ausgesetzt.

10 Die Ventilsitze haben etwa den gleichen Radius wie die Ankerlagerung, wobei die mittleren Radien der Ventilsitze und der Radius der Ankerlagerung um nicht mehr als jeweils ± 1 mm voneinander abweichen und wobei die Abweichung der Radien der Ventilsitze vorzugsweise $\pm 0,4$ mm nicht überschreitet. (Fig. 1, 2, 4,
15 8, 9 und 13)

2. Pulsmoduliertes Hydraulikventil, das einen Magnetkreis mit Anker und einen innerhalb der
20 Magnetspule befindlichen Pol besitzt, das weiterhin einen Ventilschließkörper besitzt, dessen Ventilhub deutlich weniger als 0,5 mm beträgt und der mit zwei wechselseitig schließenden Ventilsitzen zusammenarbeitet, wobei der Anker mit dem Ventilschließkörper eine
25 fest verbundene bauliche Einheit bildet, deren Gesamtmasse nur wenige Gramm beträgt, gekennzeichnet durch die Kombination der folgenden Merkmale:

Der Anker ist rohrförmig ausgebildet und mit geringem Radialspiel von weniger als 0,05 mm axial verschieblich gelagert.
30

Die Ankerlagerung dient gleichzeitig zur Trennung zweier Räume unterschiedlichen Drucks.

35 Die Bewegung des Ankers wird in beiden Bewegungsrichtungen ausschließlich durch die beiden Ventilsitze

1 begrenzt.

Der Ventilschließkörper wird unmittelbar durch den
rohrförmigen Anker gebildet, wobei der Anker unmittel-
5 bar zwischen den Ventilsitzen angeordnet ist.

Die Ventilsitze haben etwa den gleichen Radius wie
die Ankerlagerung, wobei die mittleren Radien der Ven-
tilsitze und der Radius der Ankerlagerung um nicht
10 mehr als jeweils ± 1 mm voneinander abweichen und
wobei die Abweichung der Radien der Ventilsitze vor-
zugsweise $\pm 0,3$ mm nicht überschreitet.

Die mittleren Radien der Ventilsitze und der Ankerla-
15 gerung weichen in einem solchen Sinne voneinander ab,
daß sich nicht ausgeglichene Druckflächen ergeben,
wobei die Größe dieser Druckflächen so gewählt ist,
daß die aus den nicht ausgeglichenen Druckflächen
resultierende Druckkraft zu Beginn des Ankeranzugs
20 unterhalb der Druckkraft gegen Ende des Ankeranzugs
liegt.

3. Pulsmoduliertes Hydraulikventil nach
Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die mittleren
25 Radien der Ventilsitze und der Ankerlagerung in einem
solchen Sinne voneinander abweichen, daß sich nicht
ausgeglichene Druckflächen ergeben, wobei die Größe
dieser Druckflächen so gewählt ist, daß die Summe aus
der Kraft einer eventuell vorhandenen Rückstellfeder
und der aus den nicht ausgeglichenen Druckflächen
30 resultierenden Druckkraft zu Beginn des Ankeranzugs
um mehr als 50 % unterhalb der Maximalkraft des
Elektromagneten und nach dem Ankeranzug um weniger
als 50 % unterhalb der Kraft des Elektromagneten
35 liegt.

4. Pulsmoduliertes Hydraulikventil nach
Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Kragen

1 außerhalb der Magnetspule angeordnet ist (Fig. 1, 2,
3, 4, 8 und 13).

5 5. Pulsmoduliertes Hydraulikventil nach
Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Kragen
innerhalb der Magnetspule angeordnet ist. (Fig. 9)

10 6. Pulsmoduliertes Hydraulikventil nach
Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Anker eine
Innenlagerung besitzt und der kragenförmige Ventil-
schlie ßkörper einen um bis zu 1 mm geringeren Innen-
radius als derjenige der Ankerlagerung besitzt (Fig.
4 und 9).

15 7. Pulsmoduliertes Hydraulikventil nach
Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Anker eine
Außenlagerung besitzt und der kragenförmige Ventil-
schlie ßkörper einen um bis zu 1 mm geringeren Außen-
radius als derjenige der Ankerlagerung besitzt.

20 8. Pulsmoduliertes Hydraulikventil nach
Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der kragenfö-
rmige Ventilschlie ßkörper eine Stufung der Radien be-
sitzt.

25 9. Pulsmoduliertes Hydraulikventil nach
Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der kragenfö-
rmige Ventilschlie ßkörper an der dem Magnetpol gegen-
überliegenden Stirnflächen des Ankers angeordnet ist,
und die Lagerung des Ankers zwischen Magnetpol und
30 Ventilschlie ßkörper angeordnet ist.

35 10. Pulsmoduliertes Hydraulikventil nach
Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerung
des Ankers in unmittelbarer Nähe der dem Magnetpol
gegenüberliegenden Stirnfläche des Ankers angeordnet

1 ist, der kragenförmige Ventilschließkörper zwischen
Magnetpol und Lagerung angeordnet ist, und die Druck-
ölzufuhr im Bereich der Lagerung erfolgt. (Fig. 8)

5 11. Pulsmoduliertes Hydraulikventil nach
Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß Anker und Ven-
tilschließkörper aus separaten fest miteinander ver-
bundenen Bauteilen bestehen, der Anker zwei Arbeits-
luftspalte aufweist, einer der Luftspalte von der Mag-
10 netspule umfaßt ist, und der Anker hutförmig ausgebil-
det ist. (Fig. 3)

12. Pulsmoduliertes Hydraulikventil nach
Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß min-
15 destens einer der beiden Ventilsitze schrägwinkelig
zur Bewegungsrichtung des Ankers angeordnet ist.
(Fig. 3)

13. Pulsmoduliertes Hydraulikventil nach
20 Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die
Sitzbereiche flexibel ausgebildet sind. (Fig. 4 und
8)

14. Pulsmoduliertes Hydraulikventil nach
25 Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die
Ankerlagerung durch mindestens zwei Lagerstellen er-
folgt und der Bereich zwischen den Lagerstellen mit
einer Tiefe von bis zu 1 mm hinterschnitten ist.

30 15. Pulsmoduliertes Hydraulikventil nach
Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß dem
Lagerungsbereich ein Ölfilter vorgeschaltet ist, wobei
der Filter bei Innenlagerung des Ankers innerhalb und
bei Außenlagerung des Ankers außerhalb der Ankerla-
35 gerung angeordnet ist. (Fig. 2)

1 16. Pulsmoduliertes Hydraulikventil nach
Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der
Anker und/oder der Ventilschließkörper mit radialen
Entlastungsbohrungen versehen sind, die den dynami-
5 schen Druckaufbau während der Ankerbewegung vermin-
dern.

10 17. Pulsmoduliertes Hydraulikventil nach
Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der
Magnetpol unmittelbar auf einem zentral angeordneten
Ankerführungskörper befestigt ist, das Magnetgehäuse
keine tragende Funktion bezüglich des Magnetpols aus-
übt und im Spulenkörper mindestens ein mit Durch-
brüchen versehenes magnetisierbares Teil zur Leitung
15 des magnetischen Flusses und zur Verbesserung der me-
chanischen Festigkeit des Spulenkörpers eingegossen
ist. (Fig. 5 und 7)

20 18. Pulsmoduliertes Hydraulikventil nach
Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die
Rückstellfeder gleichzeitig zur Kompensation von
durch den Versorgungsdruck hervorgerufenen Störkräf-
ten dient, die in Richtung des Ankeranzugs wirksam
sind.

25 19. Pulsmoduliertes Hydraulikventil nach
Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß im
Arbeitsspalt zwischen Anker und Pol ein kurzer
Stutzen vorgesehen ist, dessen mittlerer Radius sich
30 nur wenig von demjenigen der Ankerlagerung unterscheid-
et, dessen Höhe 0,25 mm und dessen Breite 0,4 mm
nicht überschreitet und der entweder mit dem Pol oder
dem Anker fest verbunden ist oder mit einem dieser
Teile ein gemeinsames Bauteil bildet. (Fig. 5, 6 und
35 7)

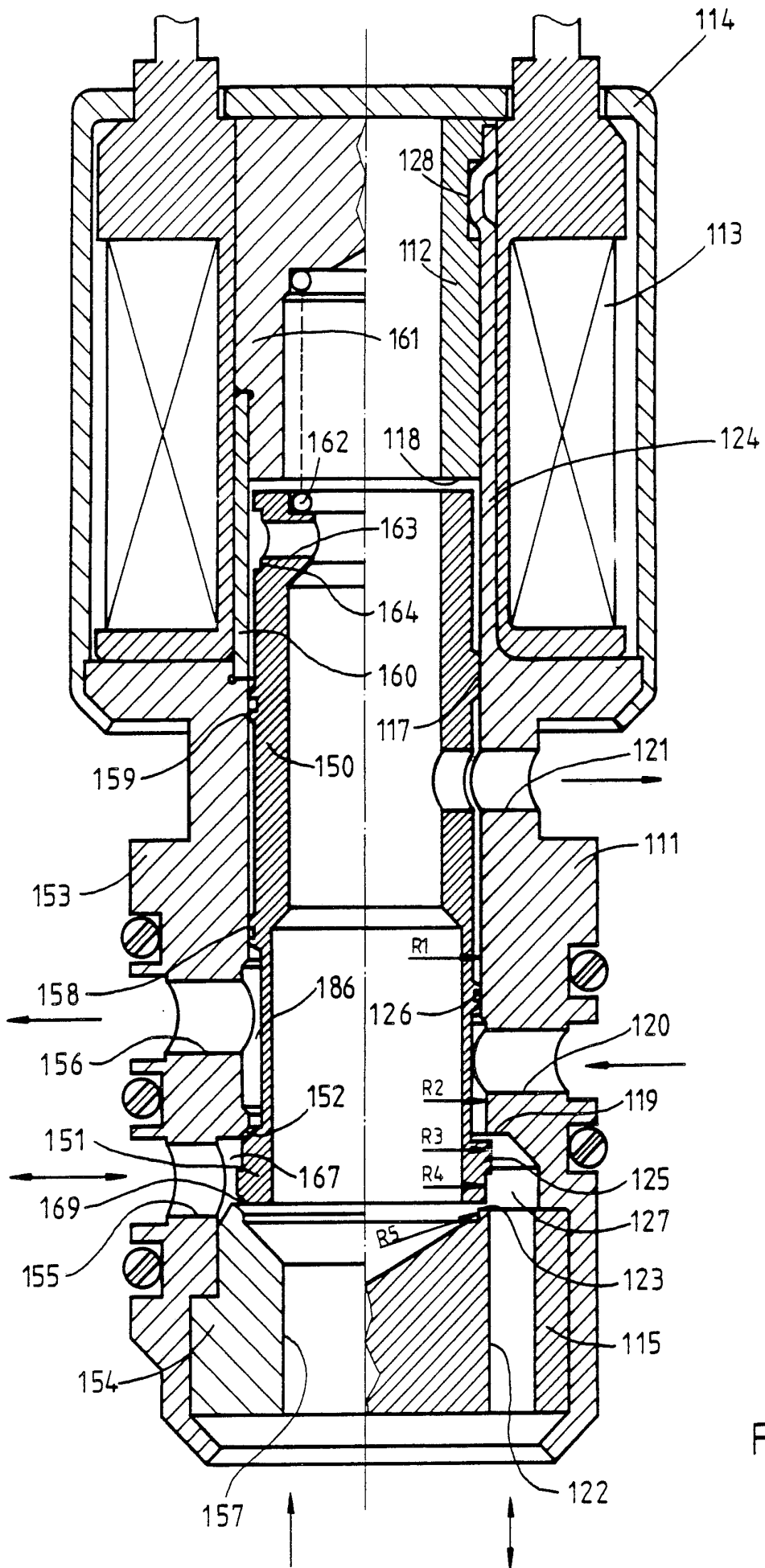


Fig.1

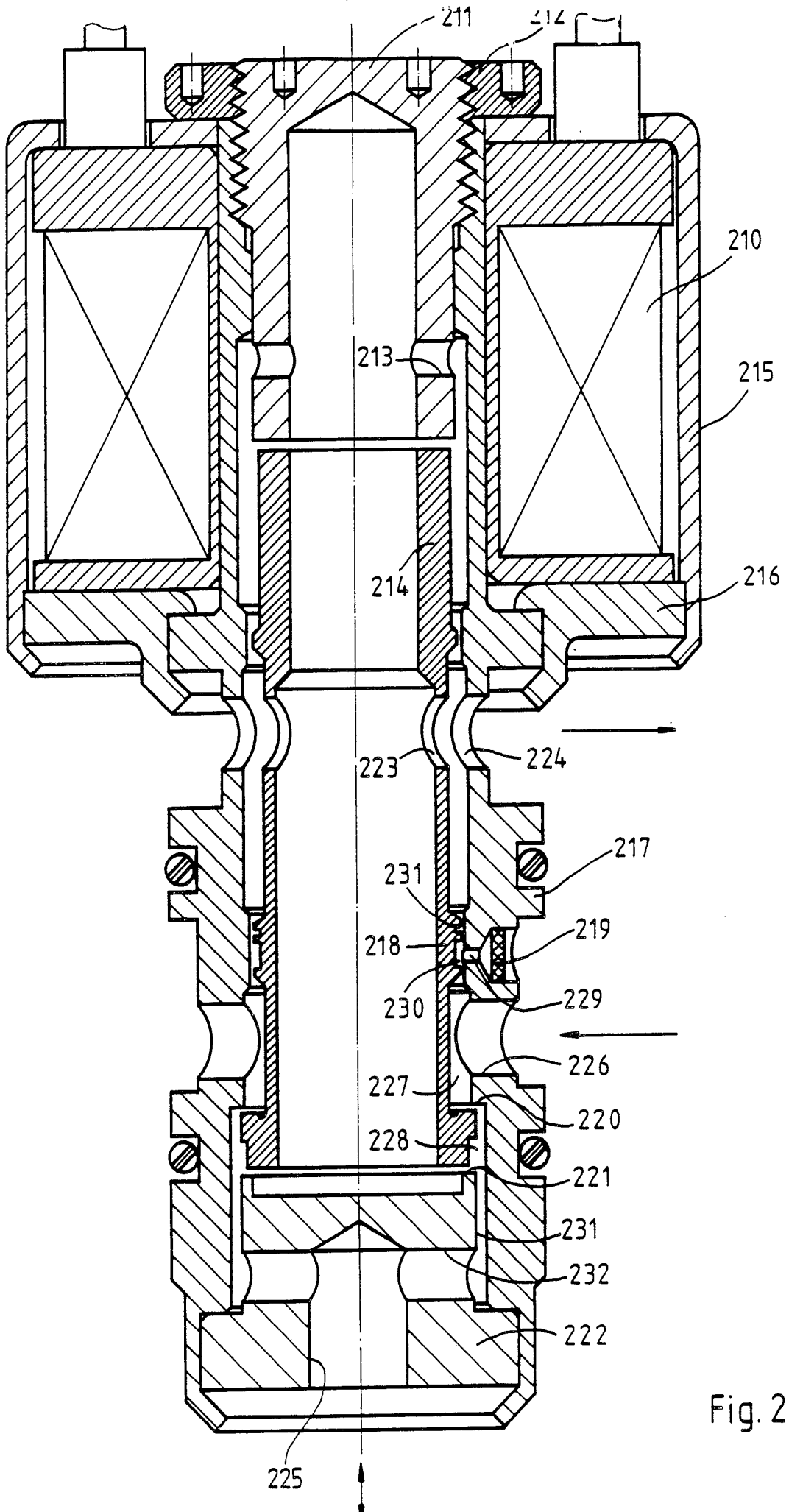


Fig. 2

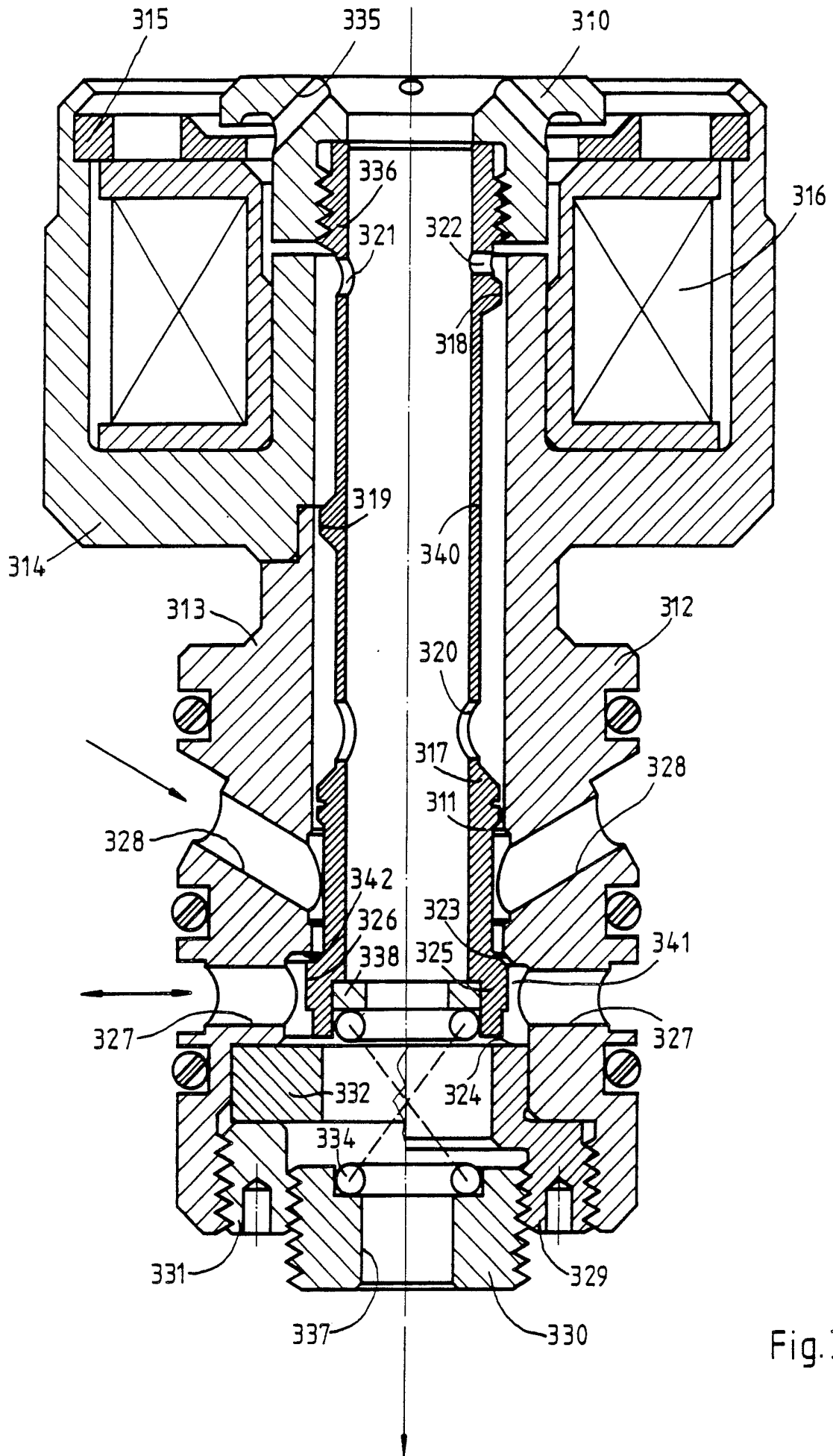


Fig. 3

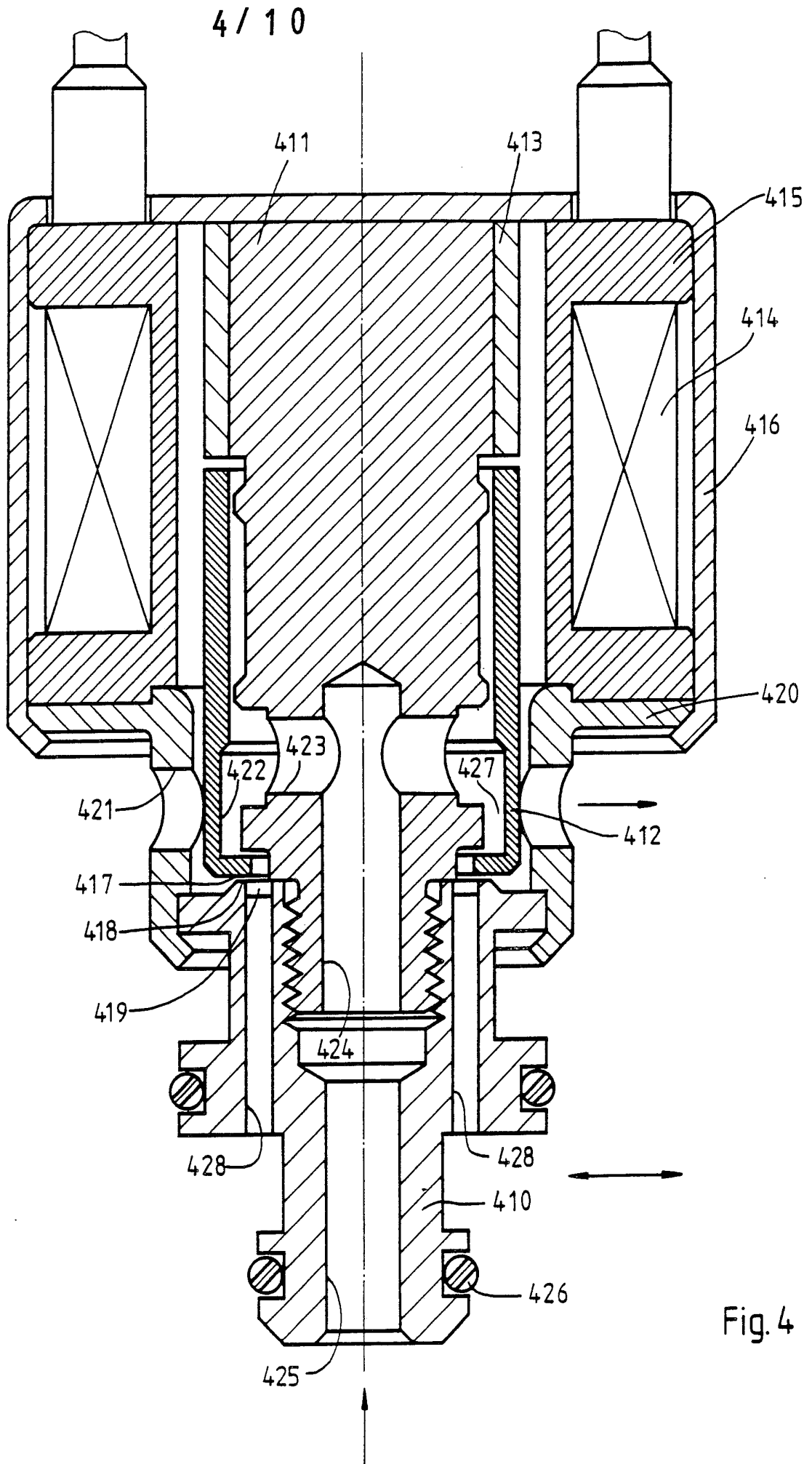


Fig. 4

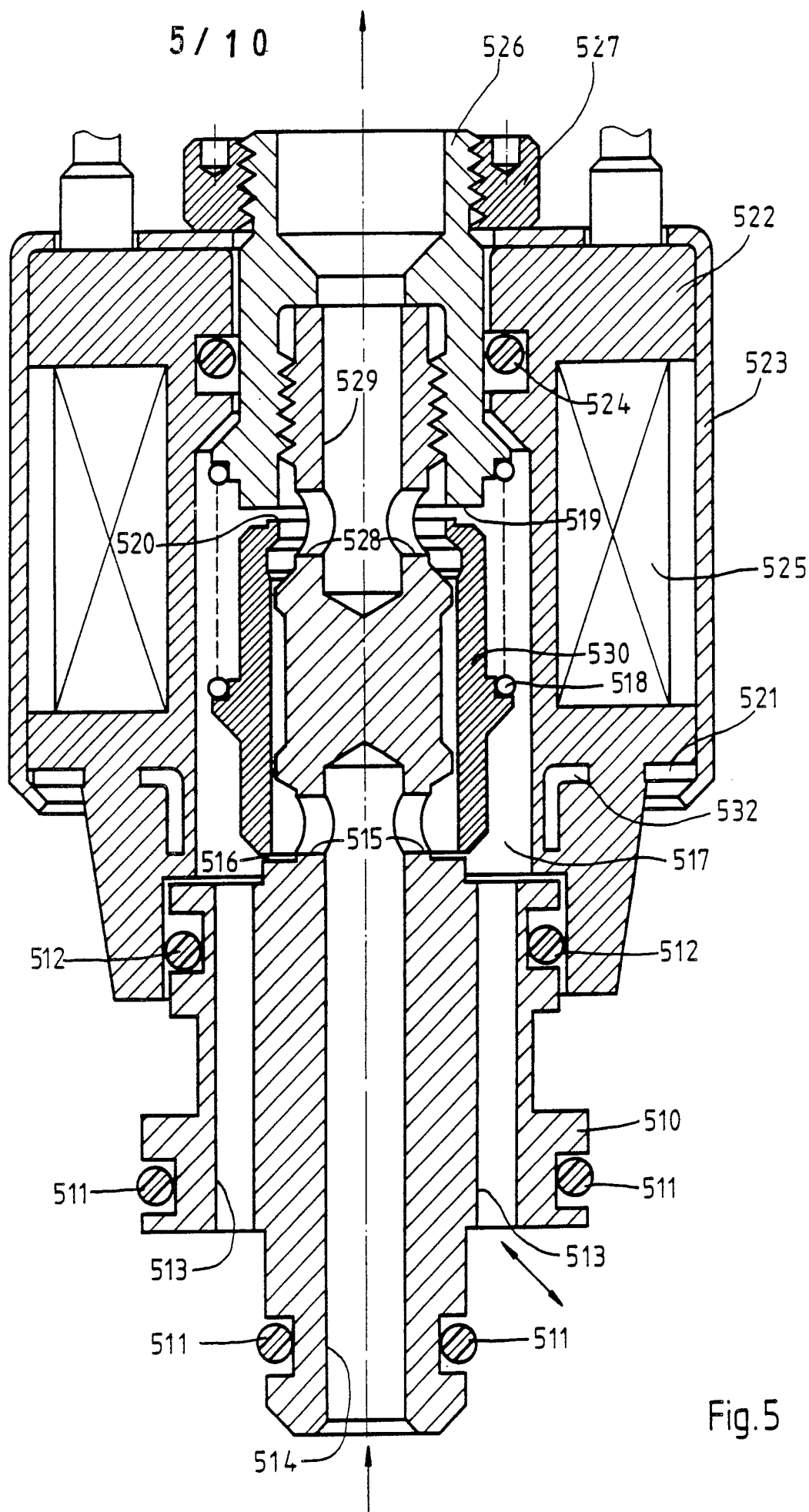


Fig. 5

6 / 1 0

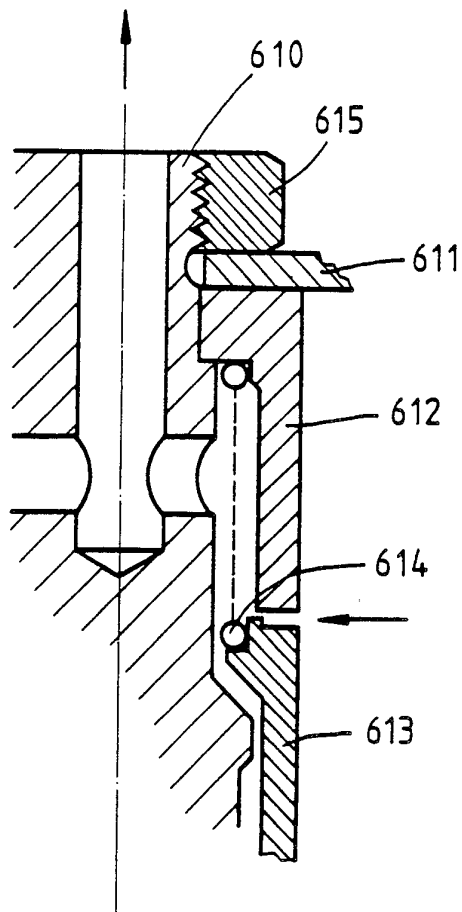


Fig.6

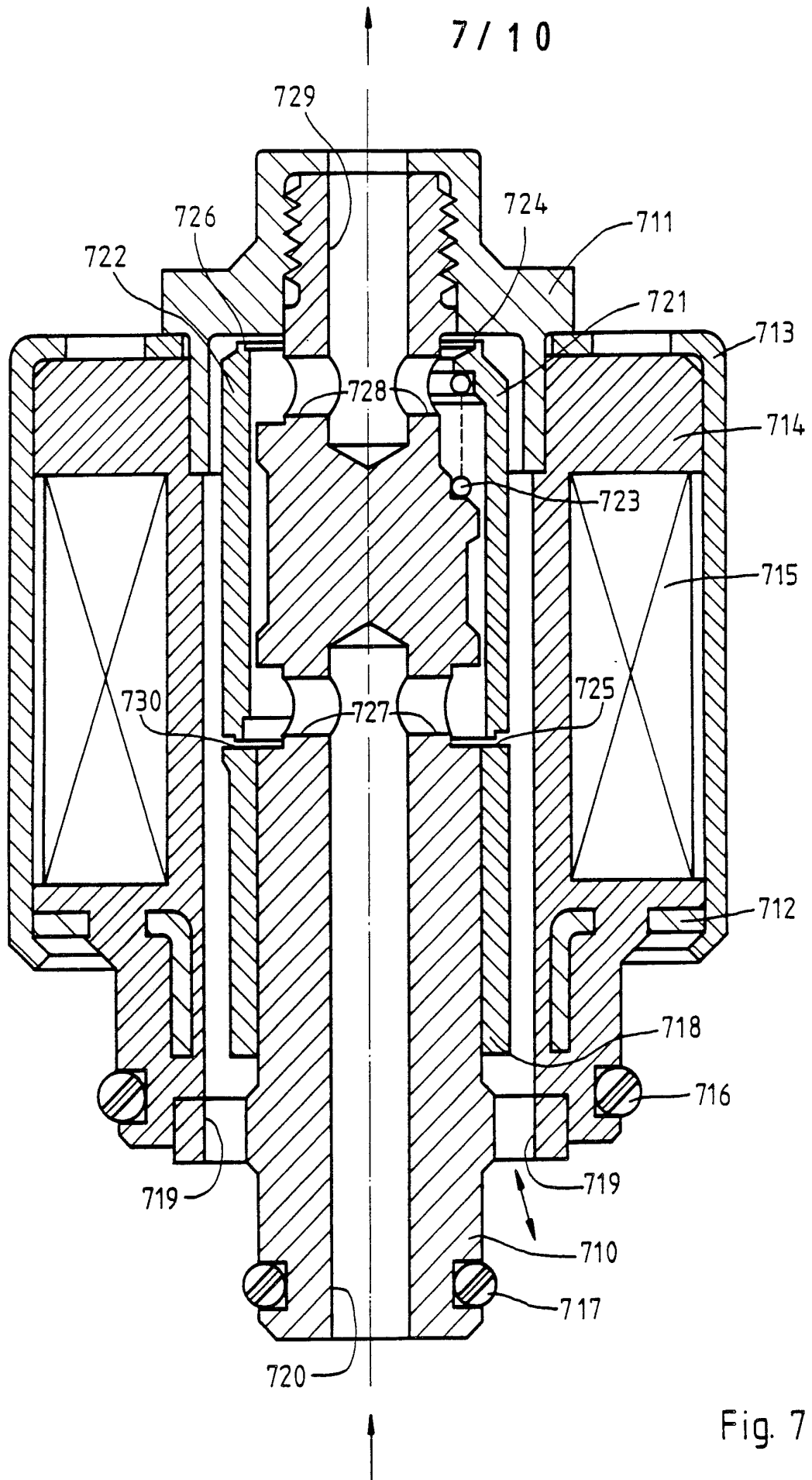


Fig. 7

8 / 1 0

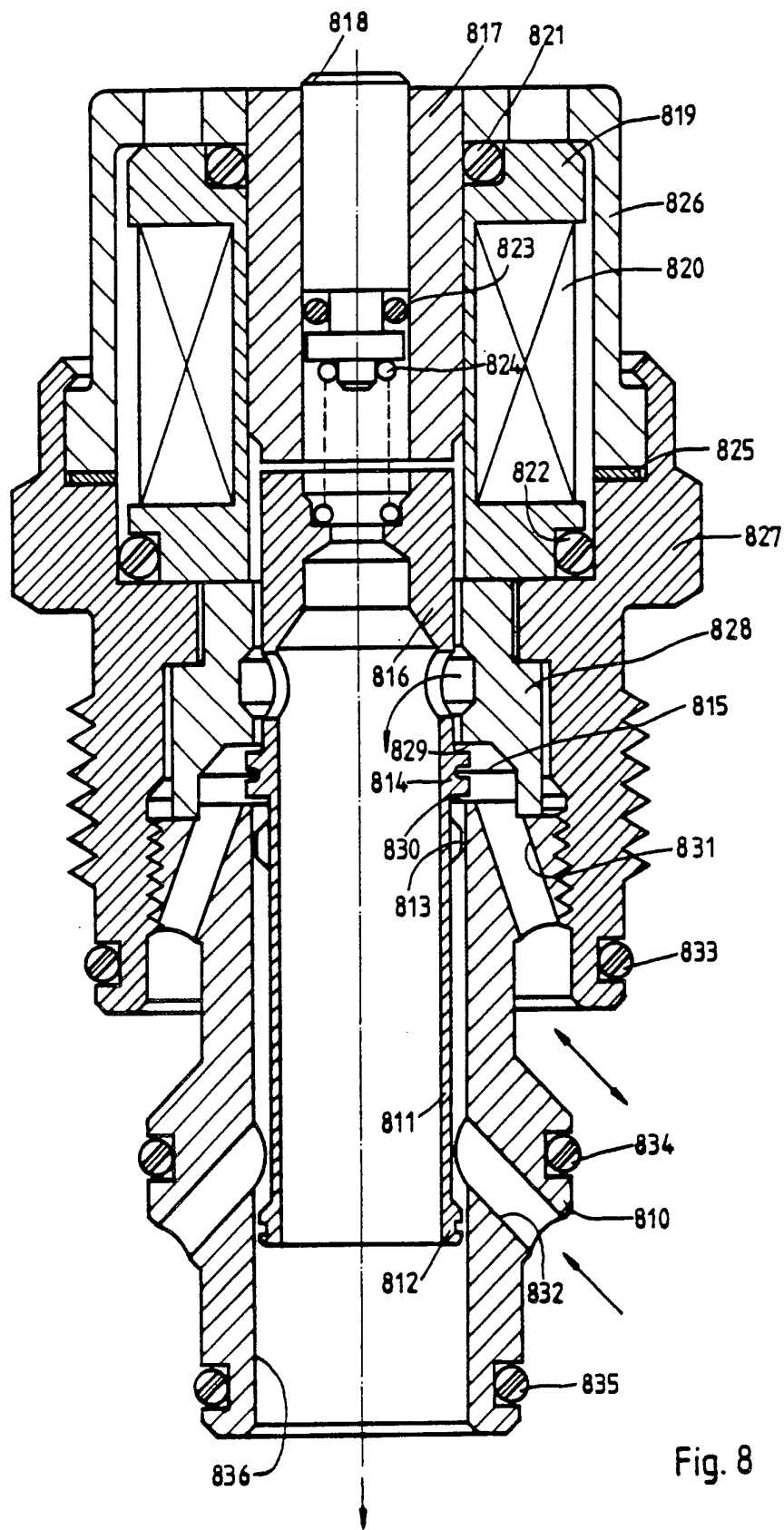


Fig. 8

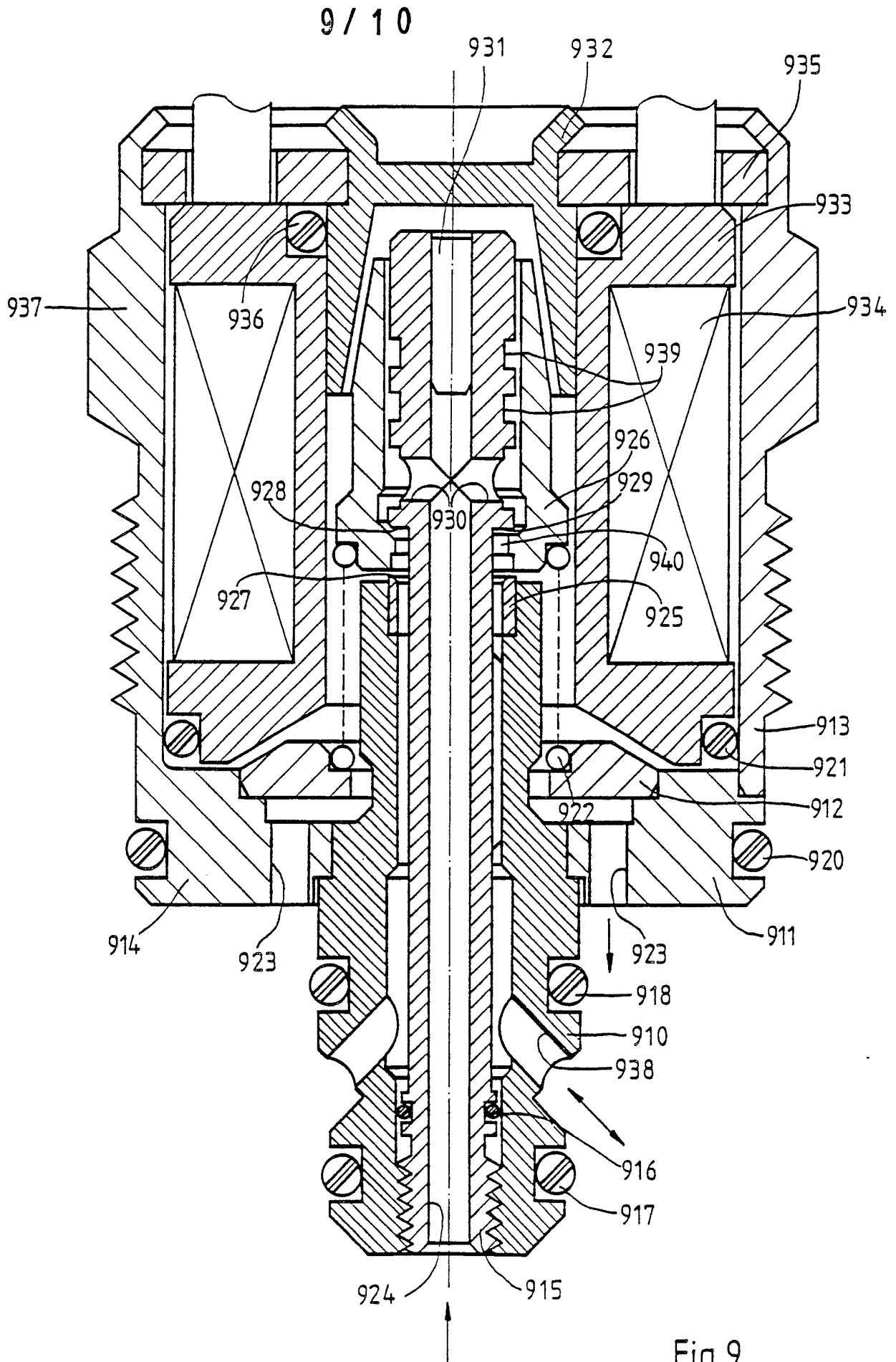


Fig. 9

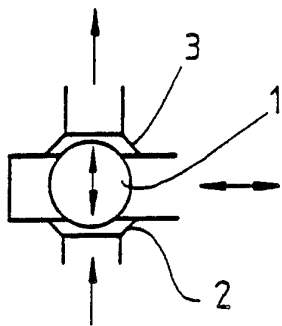


Fig. 10

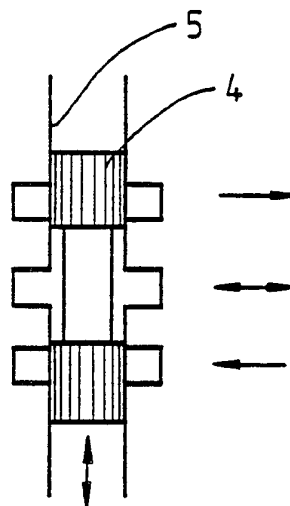


Fig. 11

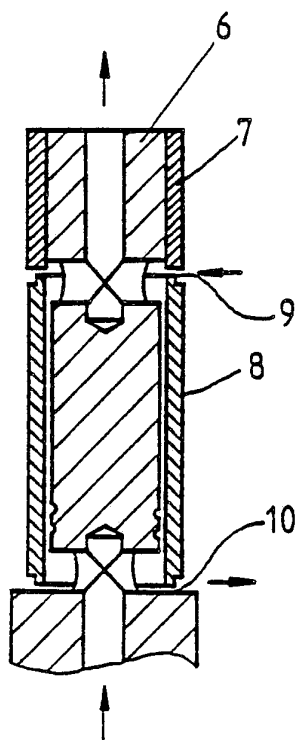


Fig. 12

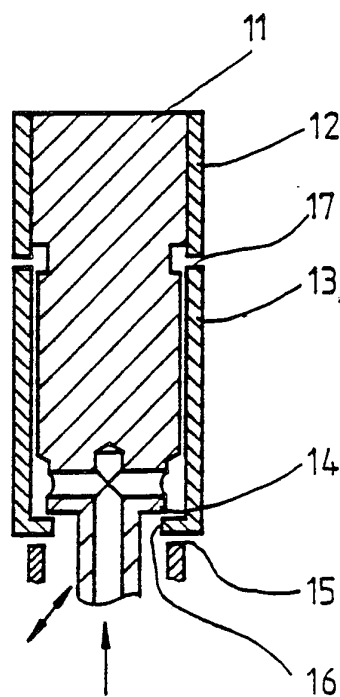


Fig. 13