



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

⑰

①

Veröffentlichungsnummer: **0 049 714**
B1

⑫

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

④

Veröffentlichungstag der Patentschrift:
23.04.86

⑤

Int. Cl.⁴: **F 15 B 13/043, F 15 B 9/03**

②

Anmeldenummer: **80108176.1**

③

Anmeldetag: **23.12.80**

⑤

Elektromagnetisch gesteuerter Servoantrieb mit Nachlaufsteuerung.

⑩

Priorität: **02.10.80 US 189913**

⑦

Patentinhaber: **Brundage, Robert W., 135 Paradise Road, Painesville Ohio 44077 (US)**

④

Veröffentlichungstag der Anmeldung:
21.04.82 Patentblatt 82/16

⑦

Erfinder: **Brundage, Robert W., 135 Paradise Road, Painesville Ohio 44077 (US)**

④

Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
23.04.86 Patentblatt 86/17

⑦

Vertreter: **Buschhoff, Josef, Dipl.-Ing. et al, Patentanwälte Dipl.-Ing. Buschhoff Dipl.-Ing. Hennicke, Dipl.-Ing. Vollbach Kaiser-Wilhelm-Ring 24 Postfach 190 408, D-5000 Köln 1 (DE)**

⑧

Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT NL

⑤

Entgegenhaltungen:
DE - A - 1 600 734
DE - A - 2 047 525
DE - A - 2 213 439
DE - A - 2 219 929
DE - A - 2 232 566
DE - A - 2 461 021
DE - B - 1 188 398
DE - C - 911 686
US - A - 2 930 360
US - A - 3 943 824

OLHYDRAULIK UND PNEUMATIK, Band 20, September 1976, MAINZ (DE) E. FUHRER: "Proportionalmagnete als Stellglieder für Hydroventile", Seiten 593-597

EP 0 049 714 B1

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

Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen elektromagnetisch gesteuerten Servoantrieb mit Nachlaufsteuerung entsprechend der im Oberbegriff des Anspruchs 1 angegebenen Gattung.

Aus der DE-C-911 686 ist ein Servoantrieb dieser Art bekannt, bei dem der als Steuerschieber ausgebildete Stellkolben einen axial durchgehenden Druckmittelkanal aufweist, der an seinem einen Ende in der Hochdruckkammer des Gehäuses mündet und an seinem anderen Ende über Radialbohrungen seines Kolbenschaftes mit einer Abflusskammer des Gehäuses verbunden ist, während er im Zwischenbereich über weitere Radialbohrungen an eine Steuerdruckkammer des Gehäuses angeschlossen ist, deren Steuerdruck mit Hilfe des Steuerelementes gesteuert wird. Letzteres besteht aus einer in der Abflusskammer auf dem Schaftende axial verschieblichen Steuerhülse, die mit ihrer am Hülsenende angeordneten Steuerkante den Drosselquerschnitt der Radialbohrungen des Schaftes steuert. Die Steuerhülse weist einen Gabelansatz mit einer verhältnismässig langen axialen Haltestange auf, die über ein Federsystem an einem Festpunkt ausserhalb der Abflusskammer angeschlossen ist. Die aus einer Reglerspule bestehende Magnetvorrichtung umschliesst die Haltestange und wirkt über diese auf die Steuerhülse.

Die bekannte Nachlaufsteuerung mit der an der Haltestange befestigten Steuerhülse führt zu verhältnismässig grossen Bauabmessungen des Servogeräts und nicht zuletzt auch aufgrund der verhältnismässig grossen Masse der Steuerhülse nebst Gabel und Haltestange zu Steuerungsungenauigkeiten, zumal die Haltestange eine ihre Stellbewegung durch Reibung beeinflussende Abdichtung erhalten muss, wenn sie aus der Abflusskammer zu der aussenliegenden Reglerspule herausgeführt wird.

Es ist daher Aufgabe der Erfindung, einen Servoantrieb der eingangs genannten Art so auszubilden, dass eine baulich einfache und kompakte Ausgestaltung des Geräts bei zuverlässiger und genauer Arbeitsweise der Nachlaufsteuerung erreicht wird.

Die vorgenannte Aufgabe wird erfindungsgemäss mit den im Kennzeichen des Anspruchs 1 genannten Merkmalen gelöst.

Bei dem erfindungsgemässen Servoantrieb bildet das hülsenförmige Steuerelement den Anker der Proportionalmagnetvorrichtung, wodurch sich eine baulich einfache und kompakte Bauweise des Servogerätes erreichen lässt, zumal auch die das Steuerelement umschliessende Proportionalmagnetvorrichtung raumsparend in das Gehäuse einbezogen werden kann. Vorteilhaft ist auch, dass das Steuerelement sich in seiner Gesamtheit innerhalb der den Steuerdruck führenden Steuerdruckkammer befindet, die mit dem zugeordneten Gehäuseanschluss in gedrosselter Verbindung steht. Das Steuerelement ist damit druckausgeglichen und reibungsarm geführt. Es findet seine Führung auf dem Schaft des Stellkolbens. Mit die-

sen Massnahmen lässt sich eine hohe Steuergenauigkeit bei einer geringen Trägheit bzw. einer niedrigen Hysterese der Nachlaufsteuerung erreichen. Da das Steuerelement keine aus der Steuerdruckkammer hinausgeführten Trag- und Anker-teile aufweist, werden auch Dichtungen für solche Teile vermieden. Für die Stellbewegungen des reibungsarmen Steuerelementes kommt man mit verhältnismässig niedrigen Stellkräften und daher niedrigen elektrischen Leistungen aus. Die magnetische Verstellung des Steuerelementes erfolgt zweckmässig gegen eine Federkraft. Hierbei lassen sich genaue Stellwege erzielen, die unmittelbar proportional der Stärke des von einem analogen elektrischen Signal erzeugten Magnetfeldes sind.

Vorteilhafte Ausgestaltungsmassnahmen der Erfindung sind in den Ansprüchen 2 bis 14 und 18 angegeben. Bei der in Anspruch 2 angegebenen bevorzugten Ausführungsform weist der Schaft des Stellkolbens zwei axiale Druckmittelkanäle auf, von denen der eine mit dem Hochdruckanschluss und der andere mit dem Niederdruckanschluss des Gehäuses verbunden ist. Diese Massnahme führt zu einer besonders einfachen Ausgestaltung der inneren Leitungsverbindungen bei präziser Steuerung der Öffnungen der beiden Druckmittelkanäle durch das Steuerelement, wobei die Steuerung vorzugsweise mit der in Anspruch 4 genannten Ausgestaltung des Steuerelementes und seiner Steuerkanten bewirkt wird.

Der genannte Stellkolben ist zweckmässig ein Differentialkolben, der auf seiner kleineren Kolbenfläche von dem Hochdruck und auf seiner grösseren Kolbenfläche von dem Steuerdruck in der Steuerdruckkammer beaufschlagt wird. Das als Anker ausgebildete und daher aus ferromagnetischem Werkstoff bestehende Steuerelement erhält zweckmässig die im Anspruch 6 genannte Beschichtung, für die vorzugsweise ein verschleissfestes Kunststoffmaterial bekannter Art mit selbstschmierender Wirkung verwendet wird. Bei dieser Ausgestaltung des Steuerelementes kann die Wandung der Steuerdruckkammer zur Aussenführung des Steuerelementes dienen, ohne dass dabei aber übermässig grosse Querkräfte auf das Steuerelement ausgeübt werden, die zu einem Kleben des Steuerelementes führen könnten. Dabei ergibt sich zugleich eine reibungsarme Führung des Steuerelementes. Der Aussen-durchmesser des hülsenförmigen Steuerelementes und der Innendurchmesser der magnetisierbaren Wandung der Steuerdruckkammer sind so aufeinander abgestimmt, dass ein bestimmter magnetischer Luftspalt vorhanden ist. Dabei wird mit der in Anspruch 7 genannten Massnahme erreicht, dass selbst dann, wenn das Steuerelement durch in seiner Querrichtung wirkende Magnetkräfte geringfügig radial verstellt wird, ein Mindestluftspalt zwischen den Magnetflächen vorhanden ist, wodurch die nachteilige Auswirkung eines Null-Luftspaltes, der zu einem Kleben des Steuerelementes führt, unterdrückt wird. Die Wandungen der Steuerdruckkammer können daher zur Führung des Steuerelementes dienen, ohne dass

über diese übermässig grosse Seitenkräfte auf das Steuerelement ausgeübt werden.

Mit der in Anspruch 8 angegebenen Massnahme lässt sich in vorteilhafter Weise der Hub des Steuerelementes erhöhen und der Einfluss der in Querrichtung auf das Steuerelement wirkenden Magnetkraft zusätzlich vermindern.

Um Fluchtungsungenauigkeiten und etwaige Verkantungen des das Steuerelement führenden Schaftes zu vermeiden, werden die in den Ansprüchen 9 bis 12 genannten Massnahmen getroffen. Damit werden zugleich die Überanspruchungen des Schaftes und hierauf zurückzuführende Reibungskräfte unterdrückt.

Die erfindungsgemässe Servovorrichtung ist für vielseitige Zwecke verwendbar. Bevorzugte Verwendungsarten sind in den Ansprüchen 15 bis 17 genannt.

Mit der Erfindung wird insgesamt eine vielseitig verwendbare Servovorrichtung geschaffen, welche sich mittels eines leistungsschwachen analogen elektrischen Signals zuverlässig steuern lässt und bei der kein beweglicher Teil, gegebenenfalls mit Ausnahme des Ausgangsschaftes od. dgl., nach aussen aus dem Gehäuse herausragt. Das Gerät zeichnet sich durch kompakte Bauweise und präzise Arbeitsweise bei reibungsarmer Führung des Steuerelementes aus.

Unter «Hochdruck» wird im Zusammenhang mit der erfindungsgemässen Servovorrichtung jeder Druckmitteldruck verstanden, der über dem Atmosphärendruck liegt und der z. B. bis zu 210 bar und darüber reichen kann. Mit «Niederdruck» ist ein Druck unterhalb des Hochdrucks bis zum Atmosphärendruck zu verstehen, während mit «Steuerdruck» jeder Druck in der Steuerdruckkammer verstanden wird, der zwischen Hochdruck und Niederdruck liegt und der den Stellkolben belastet, um die mechanische Kolbenarbeit zu leisten.

Die Erfindung wird nachfolgend im Zusammenhang mit den in der Zeichnung dargestellten bevorzugten Ausführungsbeispielen näher erläutert. In der Zeichnung zeigen:

Fig. 1 im Längsschnitt, teilweise in Ansicht, einen als einseitig arbeitenden Kraftschalter oder Stellmotor verwendbaren Servoantrieb gemäss der Erfindung;

Fig. 2 in grösserem Massstab einen Teilschnitt nach Linie 2-2 der Fig. 1;

Fig. 3 in grösserem Massstab einen Schnitt nach Linie 3-3 der Fig. 2;

Fig. 4 in einem schematischen Schaltdiagramm einen vereinfachten elektrischen Schaltkreis zur Steuerung des Magnetfeldes des erfindungsgemässen Servoantriebs;

Fig. 5 in einem der Fig. 1 entsprechenden Schnitt einen als doppelwirkenden Stell- oder Servomotor od. dgl. verwendbaren Servoantrieb;

Fig. 5A in einem schematischen Schaltdiagramm einen elektrischen Stromkreis zur Speisung der beiden Stromspulen des Geräts nach Fig. 5;

Fig. 6 in einer der Fig. 1 entsprechenden Schnittdarstellung ein weiteres bevorzugtes Aus-

führungsbeispiel der Erfindung, bei welchem der Servoantrieb ein Schieberventil betätigt;

Fig. 7 ebenfalls im Axialschnitt ein Ausführungsbeispiel, bei welchem der Servoantrieb ein Überdruckventil steuert;

5 Fig. 7A in grösserem Massstab einen Ausschnitt der Fig. 7 zur Darstellung der Lage der Druckmittelnuten bei nicht vorhandenem Druckmitteldruck (voll ausgezogen) und bei einem Druckmitteldruck (gestrichelt angedeutet);

10 Fig. 8 ein weiteres Ausführungsbeispiel der Erfindung im Axialschnitt, bei dem der Servoantrieb ein Durchflussregelventil steuert;

15 Fig. 8A eine der Fig. 7A entsprechende Teilschnitt-Darstellung der Ausführungsform nach Fig. 8;

Fig. 9 ein weiteres Ausführungsbeispiel der Erfindung, bei dem der Servoantrieb bei einer Ventilpatrone Verwendung findet, die sich an einem mit Einlass- und Auslasskanälen versehenen Gehäuse durch Verschrauben anschliessen lässt.

20 Der in den Fig. 1 bis 3 dargestellte, elektromagnetisch gesteuerte, als Stell- oder Servomotor dienende Servoantrieb mit Nachlaufsteuerung weist ein im wesentlichen aus zwei Teilen bestehendes Gehäuse, nämlich ein Kolbengehäuse H und ein Steuerelementgehäuse M, auf. In dem Kolbengehäuse H ist als Stellglied ein Differentialkolben angeordnet, der aus einem druckmittelbeaufschlagten Stellkolben P und einem Hochdruckkolben Q besteht. Der die beiden Kolben P und Q umfassende Differentialkolben ist in dem Gehäuse H verschiebbar geführt und weist einen Ausgangsschaft O auf. Mit dem Kolben P ist Schaft E verbunden, der ein Steuerkanalelement bildet. Ein Steuerelement C ist in dem Gehäuse M gegenüber dem Schaft E zumindest teilweise abgedichtet verschiebbar gelagert. Das Steuerelement C ist in dem Gehäuse M mit Hilfe einer Magnetspule S, die ein Magnetfeld erzeugt, verstellbar, wobei die Einstellung in bestimmte Einstellpositionen abhängig ist von dem Erregungszustand der Magnetspule S. Das Kolbengehäuse H besteht aus einem Block oder Zylinder aus Metall mit einem zylindrischen Gehäuseraum mit der zylindrischen Innenwand 10 und einer axial mit dem Gehäuseraum fluchtenden Kammer mit kleinerem Durchmesser, die von der zylindrischen Innenwand 11 begrenzt wird. Am Übergang zwischen den koaxialen Räumen ist eine Schulter 12 gebildet, die einen linksseitigen Anschlag für den Kolben P bildet.

45 Der Hochdruckkolben Q gleitet mit seiner Mantelfläche 13 in Dichtanlage mit der Wand 11 und teilt die Kammer in eine auf seiner rechten Seite liegende Niederdruckkammer 15 und eine auf seiner linken Seite liegende Hochdruckkammer 16. Der Schaft O durchfasst eine Öffnung einer Schraubhülse 17 und ist in der Öffnung mittels einer Dichtung 14 abgedichtet. Die Schraubhülse 17 ist in das linke Ende der Druckkammer 16 eingeschraubt und mittels eines O-Ringes 18 abgedichtet. Eine Hochdruck-Einlassöffnung 19, die mit einem Innengewinde 20 für eine hydraulische Anschlussarmatur versehen ist, verbindet die Hoch-

druckkammer 16 mit der Zuleitung eines hydraulischen Hochdruckmediums.

Der Stellkolben P gleitet mit seiner Umfangsfläche 21 in Dichtanlage an der zylindrischen Wandung 10 des Gehäuses H. Auf der rechten Seite des Kolbens P befindet sich eine Steuerdruckkammer 22. Seine linke Kolbenfläche 23 ist dem Niederdruckraum 15 zugewandt. Der Niederdruckraum 15 ist über eine Auslassöffnung 24, die ebenfalls mit einem Innengewinde 25 für eine Anschlussarmatur versehen ist, mit einem Rücklauf oder Sumpf od. dgl. verbunden.

Der Stellkolben P, welcher das hydraulische Arbeitsteil bildet, weist an seiner Umfangsfläche 21 mehrere Druckausgleichsnuten 26 auf. Die rechte Kolbenfläche 27 des Stellkolbens P bildet eine Druckfläche, die der Steuerdruckkammer 22 zugewandt ist, während die linke Kolbenseite 23 von dem Druck in dem Niederdruckraum 15 beaufschlagt wird. Die Kolbenfläche 23 weist eine oder mehrere radiale Nuten 29 auf.

Der Hochdruckkolben Q dient zur Vorspannung des Stellkolbens P in Richtung auf die Steuerdruckkammer 22. Er weist in herkömmlicher Weise eine oder mehrere Druckausgleichsnuten 32 an seiner Umfangsfläche 13 auf und ist mit einer vom Hochdruck in der Hochdruckkammer 16 beaufschlagten, ringförmigen Kolbenfläche 33 und einer dem Niederdruckraum 15 zugewandten Kolbenfläche 34 versehen. Der Kolben Q ist entweder einstückig mit dem Stellkolben P ausgebildet oder an diesem befestigt. Gleiches gilt für die Anordnung des Schaftes O oder an dem Kolben Q. Das äussere Ende des Schaftes O kann mit irgendeinem verstellbaren, schaltbaren oder steuerbaren Gegenstand zusammenwirken. Die Querschnittsfläche des Kolbens Q abzüglich der Querschnittsfläche der Stange O ist angenähert gleich der halben Querschnittsfläche des Stellkolbens P.

Das Steuerelementgehäuse M besteht im wesentlichen aus einem Paar im Axialabstand zueinander angeordneter, magnetisch wirksamer Teile 40 und 41 und einem zwischen diesen liegenden magnetisch unwirksamen Teil 42, dessen beide Enden in dichtender Anlage an den benachbarten Enden der Teile 50 und 41 liegen. Die dichtende Verbindung kann in unterschiedlicher Weise, z. B. mittels O-Ringen oder, wie dargestellt, dadurch bewerkstelligt werden, dass die Teile 40, 41 und 42 miteinander verfugt und verlötet werden. Die Teile 40, 41 und 42 bilden einen durchgehend zylindrischen Kanal 45 mit einer zylindrischen Wandung 46. Der Kanal 45 bildet eine Verlängerung der Steuerdruckkammer 22 des Steuerelementgehäuses H.

Das Teil 40 ist in das Stellkolbengehäuse H bei 48 eingeschraubt und mittels einer O-Ringdichtung 49 abgedichtet. Die linke Stirnfläche 46 dieses Teils 40 bildet einen rechtsseitigen Anschlag für den Stellkolben P, dessen Kolbenweg SP somit gleich dem Abstand der Anschlagflächen 12 und 46 abzüglich der Axiallänge des Kolbens P ist. Das Teil 40 weist in Nähe seines linken Endes einen Flansch 50 auf, der radial in den Kanal 45 vorspringt und einen linksseitigen Anschlag 51 für

das Steuerelement C bildet. Das rechts liegende Ende des Kanals 45 ist von einem topfförmigen Schraubstopfen 60 verschlossen, der in das Teil 41 eingeschraubt und gegenüber diesem durch eine O-Ringdichtung 61 abgedichtet ist. Der Schraubstopfen 60 kann aus einem magnetisch wirksamen oder einem magnetisch unwirksamen Werkstoff bestehen.

Das Gehäuse M und der Teil des Gehäuses H, der auf der rechten Seite der Kolbenfläche 27 des Kolbens P liegt, bilden die Steuerdruckkammer. Das Teil 40 des Gehäuses M weist einen radial nach aussen vorspringenden Flansch 52 und das Teil 41 einen magnetisch wirksamen Ring 53 als Gegenflansch im Axialabstand zu dem Flansch 52 auf. Die Magnetspule S liegt zwischen diesen radialen Flanschen 52 und 53. Eine Hülse 55 aus magnetisch wirksamem Material umschliesst die Magnetspule S und verbindet die beiden radialen Flansche 52 und 53 unter Überlappung mit diesen. Das Gehäuse M bildet demgemäss um die Magnetspule S herum eine geschlossene magnetische Schleife, mit Ausnahme eines magnetischen Luftspaltes, der von dem magnetisch unwirksamen Zwischenteil 42 gebildet wird.

Der Schaft E besteht aus einer Stange aus magnetisch nicht-wirksamen Werkstoff; es erstreckt sich von der rechten Seite der Kolbenfläche 27 des Stellkolbens P axial nach rechts und ist mit einer zylindrischen Aussenfläche 65 versehen. Der Schaft E kann einstückig mit dem Kolben P verbunden oder als gesondertes Teil gefertigt und, wie z. B. in Fig. 5 dargestellt, am Kolben angeschlossen sein. Der Aussendurchmesser des Schaftes E beträgt zumindest angenähert 6,35 mm; er ist kleiner als die innere Ringfläche des Flansches 50, so dass das Druckmedium hier einen freien Durchfluss hat, wenn sich der Stellkolben P zusammen mit dem Schaft E in dem Gehäuse bewegt.

Die Hochdruckkammer 16 ist mit der Steuerdruckkammer 22 verbunden. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel wird die Verbindung über einen axialen Druckmittelkanal 70 bewirkt, welcher sich von dem rechten Ende des Schaftes E durch den Stellkolben P und den Kolben Q hindurch erstreckt und über einen Radialkanal 71 mit der Hochdruckkammer 16 in Verbindung steht. Der Kanal 70 kann von dem rechten Ende 72 her in das Steuerkanalelement E gebohrt werden. Er ist hier mittels eines Stopfens 73 verschlossen.

Die Steuerdruckkammer 22 ist ausserdem mit der Niederdruckseite verbunden. Dies geschieht bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel über einen zweiten axialen Druckmittelkanal 75, der sich von dem rechten Ende des Schaftes E durch den Stellkolben P erstreckt und hinter dem Stellkolben über einen Radialkanal 76 mit dem Niederdruckraum 15 verbunden ist. Auch dieser Kanal 75 ist von der rechten Seite her in das Steuerkanalelement E gebohrt und hier mittels eines Stopfens 78 verschlossen.

Der Schaft E weist an seiner zylindrischen Aussenfläche ein Paar im Axialabstand zueinander angeordneter Umfangsnuten 80 und 81 auf (Fig. 3),

die durch einen Steg 82 getrennt sind, dessen axiale Länge angenähert gleich dem Hub s des Stellkolbens P ist. Die Nut 80 ist mit dem Hochdruckkanal 70 über einen Radialkanal 84 verbunden, während die Nut 81 über einen Radialkanal 86 an den Niederdruckkanal 75 angeschlossen ist. Die Flanken 80', 80'' der Nut 80 schneiden die Aussenfläche 65 des Schaftes E unter einem scharfen Winkel von vorzugsweise 90° , wodurch als Steuerkante ein scharfer Winkel 87 gebildet wird. Die Nut 81 weist ebenfalls radiale Flanken 81' und 81'' auf, die mit der Aussenfläche 65 scharfe Winkel 88 ausbilden.

Die Steuerdruckkammer 22 ist demgemäss über die im Axialabstand angeordneten, im wesentlichen gleich ausgebildeten Nuten 80, 81 an der Aussenfläche 65 des Schaftes E und über die genannten axialen Druckmittelkanäle 70 und 75 mit der Hochdruckseite und der Niederdruckseite verbunden. Der Stellkolben P und der Schaft E sind in Richtung der Kolbenachse beweglich. Die Nuten 80 und 81 bilden Einlass- und Auslassöffnungen zu bzw. von der Steuerdruckkammer 22. Sie weisen in eine Richtung senkrecht zur Bewegungsrichtung des Steuerelementes C .

Das Steuerelement C , welches durch die Innenwandung 46 des Gehäuseteils M geführt wird, hat die Aufgabe, den Ausfluss des Druckmediums aus der die Einlassöffnung bildenden Nut 80 zu drosseln und den Fluss des Druckmediums in die die Auslassöffnung bildende Nut 81 zu öffnen und umgekehrt. Die Bezeichnung «Auslassöffnung» und «Einlassöffnung» bezeichnet hier die Richtung des Druckmittelflusses in bezug auf die Steuerdruckkammer 22.

Das Steuerelement C besteht aus einer Hülse, deren zylindrische Innenwand einen solchen Durchmesser hat, dass ein enger Spalt bzw. ein Spiel f zu der Aussenfläche 65 des Schaftes E vorhanden ist. An dieser zylindrischen Innenfläche der Hülse ist im wesentlichen in der Hülsenmitte eine Steuernut 90 angeordnet, die über ein Paar diametral einander gegenüberliegender Radialkanäle 91 mit der Aussenseite der Hülse verbunden sind. Die Radialkanäle 91 münden in Längsnuten 93 an der Aussenseite der Hülse, welche zu den Hülsenenden hinführen. Die Steuernut 90 weist vorzugsweise eine Axialabmessung, d. h. eine Breite auf, die mindestens gleich dem Gesamthub des Stellkolbens P ist. Bei einem Hub SP von z. B. 15,8 mm sollte die Nutbreite mindestens etwa 19 mm betragen. Die Flanke 90' der Steuernut 90 befindet sich in einem Abstand von dem linken Ende des Steuerelementes C , der mindestens gleich dem maximalen Verstellweg des Steuerelementes C nach rechts und mindestens dem maximalen Hub des Kolbens P entspricht. Die beiden Flanken 90' und 90'' der Steuernut 90 befinden sich in einem Abstand, der geringfügig, z. B. 0,05 bis 0,1 mm kleiner ist als die Breite des Steges 82. Die Flanken 90' und 90'' schneiden die Innenfläche des Steuerelementes C rechtwinklig, d. h. unter Ausbildung scharfer Steuerkanten 94 und 96, die den Steuerkanten 87 und 88 zugewandt sind und mit diesen Drosseln 97 und 98 bilden,

deren Drosselquerschnitt sich mit der Stellbewegung des Steuerelementes C gegenüber dem Schaft E verändert.

Das Steuerelement C wird von einer Schraubenfeder 95 mit einer kleinen Federkraft von z. B. 0,9 Kg nach links gedrückt, die sich mit ihrem einen Ende gegen die Bodenfläche des Schraubstopfens 60 und mit ihrem anderen Ende gegen das rechte Ende des Steuerelementes C abstützt. Das linke Ende des hülsenförmigen Steuerelementes C stützt sich gegen einen Ring 99 aus magnetisch unwirksamem Material ab, der seinerseits an der rechten Stirnfläche 51 des Flansches 50 abgestützt ist. Der Ring 99 bildet einen magnetischen Luftspalt zwischen dem Flansch 50 und dem Steuerelement C . Ein oder mehrere Radialnuten 99' in der sich gegen den Flansch legenden Fläche stellen eine Verbindung zwischen den Druckkammern 45 und 22 her.

Die Nuten 80 und 81 sind von dem Stellkolben P in einem solchen Abstand angeordnet, dass der Steg 82 gegenüber der Steuernut 90 ausgerichtet ist, wenn sich das Steuerelement C in seiner dargestellten, linken neutralen Position befindet. Hierbei ist eine kleine Überlappung der Nutkanten und demgemäss ein kleiner Leckstrom des Druckmediums durch den Spalt f von der Hochdruckkammer über den Kanal 70 in die Steuernut 90 und dann über den Kanal 75 zu der Niederdruckkammer 15 hin gegeben. Der Druck in der Nut 90 und in der Steuerdruckkammer 22 liegt hier angenähert in der Mitte zwischen dem Hochdruck und dem Niederdruck. Die Kolben P und Q sind druckausgeglichen.

Das rechte Ende 100 des hülsenförmigen Steuerelementes ist so ausgebildet, dass es sich zum Hülsenende hin konisch verjüngt.

Das Steuerelement C weist zwischen seiner Aussenfläche 103 und der Innenfläche 46 der Kammer 45 ein Spiel cx von 0,013 mm auf, damit das Steuerelement sich ohne nennenswerte Reibung in der Steuerdruckkammer radial bewegen kann. Wie Fig. 3 zeigt, besteht das Steuerelement C aus einem magnetisch wirksamen Teil mit einem Aussendurchmesser d und einer äusseren Beschichtung 105 aus einem magnetisch nicht-wirksamen Material mit einer Dicke t , die mindestens dem doppelten Spiel cx , etwa 0,026 mm, entspricht. Die Beschichtung 105 kann aus jedem hierfür geeigneten, unmagnetischen bzw. magnetisch unwirksamen Werkstoff, wie z. B. Kupfer, Messing, rostfreiem Stahl od. dgl., bestehen. Vorzugsweise wird hierfür ein Kunststoffmaterial, insbesondere «Teflon» (Warenzeichen der Firma DuPont Corporation) oder ein äquivalentes Kunststoffmaterial mit geringer Reibungseigenschaft verwendet.

Die radialen Magnetkräfte an dem als Anker ausgebildeten Steuerelement C wirken in den meisten Fällen geringfügig exzentrisch, so dass das Steuerelement um etwa sein Bewegungsspiel so weit radial verstellt wird, dass es sich mit seiner Aussenfläche punkt- oder linienförmig gegen die Wandung 46 legt. Es ist bekannt, dass, wenn zwei magnetisch wirksame Flächen durch ein Ma-

gnetfeld gegeneinandergezogen werden, die Magnetkräfte bei Annäherung des magnetischen Luftspaltes gegen Null nach einer asymptotischen Kurve auf einen Maximalwert ansteigen. Durch die Verwendung der magnetisch unwirksamen Umhüllung oder Beschichtung 105 in der genannten Stärke wird das Verhältnis des maximalen Luftspaltes zwischen den magnetisch wirksamen Flächen zu dem geringstmöglichen Luftspalt so eingestellt, dass es niemals den Wert 2 : 1 übersteigt. Die zwischen der Aussenfläche des Steuerelementes C und den Innenflächen der magnetisch wirksamen Teile 40 und 41 wirkenden Radialkräfte werden auf diese Weise begrenzt. Das Spiel f zwischen der Innenfläche des Steuerelements C und der Aussenfläche 65 des Schaftes E ist vorzugsweise mindestens gleich dem Spiel c_x , um zu verhindern, dass die genannten Radialkräfte das Steuerelement C in Reibanlage gegen das Element E ziehen.

Das Steuerelement C wird durch die Vorspannkraft der Feder 95 in Anlage gegen den Abstandsring 99 und den Anschlag 50 gedrückt. In dieser Funktion sind die Nuten 80 und 81 gegenüber der Steuernut 90 normalerweise um das gleiche Mass gedrosselt. Die Breite bzw. Axialabmessung der Nut 90 ist vorzugsweise mindestens gleich dem Hub des Kolbens P und dem Hub des Steuerelements C, so dass die Steuernut 90 stets in Verbindung mit der Nut 81 steht, auch dann, wenn sich das Steuerelement C in seiner äussersten rechten Position und der Kolben P in seiner äussersten linken Position befindet.

An den Drosselstellen 97 und 98 stellt sich ein erheblicher Druckabfall ein. Selbst in der Null- oder Neutralposition ergibt sich ein kontinuierlicher Druckmittelfluss durch die Drosselstellen, der unmittelbar proportional den Durchflussquerschnitten der beiden Drosseln ist. Der Durchflussquerschnitt jeder Drossel ist gleich dem Spalt f , multipliziert mit dem Umfang des Schaftes E. Vorzugsweise beträgt der Durchmesser des Schaftes E etwa 6,35 mm, was unter Zugrundelegung des genannten Spiels einen sehr kleinen Aussenquerschnitt ergibt. Infolgedessen wird eine geringere Null-Leckage erhalten. Ausserdem ergibt sich eine verbesserte Passung der Elemente bei kleineren Fertigungstoleranzen und verbesserter Konzentrität.

Anstelle der in den stangenförmige Schaft E eingebohrten Kanäle 70 und 75 können diese auch durch konzentrisch ineinanderliegende Rohre gebildet werden, wobei das innere Rohr die Verbindung zur Hochdruckseite und der Ringraum zwischen den Rohren die Verbindung zur Niederdruckseite herstellt.

Die Magnetspule S der Proportionalmagnetvorrichtung weist vorzugsweise mehrere Lagen an Kupferdrähten auf, die in einem Isoliermedium eingekapselt sind. Ihre Ausgangsdrähte 110x und 111x sind durch Isolierungen in der Mantelhülse 55 herausgeführt. Für die elektrische Stromversorgung der Magnetspule S können elektrische Stromquellen unterschiedlicher Art Verwendung finden, die den im Hinblick auf die Anzahl der

Spulenwindungen erforderlichen Strom liefern. In einigen Fällen ist es angebracht, eine Wechselstromquelle oder eine Kombination einer Wechselstromquelle mit einer Gleichstromquelle zu verwenden. Die geringfügige Schwingung des resultierenden Flusses hat hierbei einen geringfügigen Vibrationseffekt auf das Steuerelement C, welcher dazu beiträgt, ein Kleben bzw. Festsetzen des Steuerelementes zu unterdrücken, und ausserdem die durch das Festsetzen des Steuerelementes bewirkte Hysterese zu beseitigen. Fig. 4 zeigt schematisch eine Stromquelle 115x, die eine Wechselstromquelle, eine von einer Wechselstromquelle überlagerte Gleichstromquelle oder eine Gleichstromquelle ist, zusammen mit einem Potentiometer 116X, dessen Aussenanschluss 117X über einen Leitungsdraht 118X mit dem einen Ausgang der Stromquelle verbunden ist. Der andere Anschluss 119X des Potentiometers ist über einen Leitungsdraht 120X und einen veränderlichen Widerstand 121X sowie einen Leitungsdraht 111X zu dem anderen Ausgang der Stromquelle geführt. Die Magnetspule S ist über einen Leitungsdraht 110X mit dem Potentiometerarm 126X verbunden, während der andere Anschluss 127X der Magnetspule an den Leitungsdraht 111X angeschlossen ist. Bei Verstellung des Potentiometerabgriff bildenden Potentiometerarms 126X wird der die Magnetspule S durchfliessende Strom von einem durch den Widerstand 121X bestimmten Minimalwert auf einen von dem Widerstand der Magnetspule S und der Spannung der Stromquelle bestimmten Maximalwert verändert.

Die Stromquelle könnte auch aus einem Computer oder irgendeiner anderen Quelle bestehen, mit der sich an der Magnetspule S ein analoges elektrisches Signal anlegen lässt.

Der die Magnetspule S durchfliessende Strom erzeugt einen Magnetfluss über das magnetisch wirksame Teil 40 zu dem ebenfalls magnetisch wirksamen Steuerelement C, welches den von dem Teil 105 gebildeten Luftspalt überbrückt, zu dem magnetisch wirksamen Teil 41 hin. Bei steigendem Magnetfluss wird das Steuerelement C gegen die Rückstellkraft der Feder 95 nach rechts gezogen, wodurch der magnetische Luftspalt geschlossen wird.

Der veränderliche Widerstand 121X hält einen geringfügigen Vorspannstrom in der Magnetspule S aufrecht, wenn der Potentiometerarm 126X sich in der dargestellten Position der Mindesterrregung, d.h. in Kontakt am Aussenanschluss 119X, befindet, so dass das Steuerelement C mit einer Kraft nach rechts gezogen wird, die geringfügig kleiner ist als die geringstmögliche Vorspannkraft der Feder 95.

Aufgrund der konischen Verjüngung 100 des Steuerelementes C können die magnetischen Kräfte, welche das Steuerelement C bei jedem Erregerstrom nach rechts zu ziehen suchen, über den gesamten Verstellbereich des Steuerelementes C hinweg im wesentlichen konstant gehalten werden. Dies bedeutet, dass eine verhältnismässig flache Kraft-Wegkurve für das Steuerelement erhalten wird. Da die Schraubenfeder 95 eine

deutlich ansteigende Kraft-Wegkurve hat, schneiden sich die beiden Kurven an einem genau definierten Punkt, so dass sich das Steuerelement C bei jedem Erregerstrom in der Magnetspule S stets in eine genau vorbestimmte Position innerhalb der Kammer einstellt.

Wenn sich das Steuerelement C gegenüber dem Schaft E bewegt, wird der Durchströmquerschnitt am Übergang von der Nut 80 zu der Steuernut 90 erhöht oder vermindert im Verhältnis zu dem Stellweg, während die Verbindung der Nuten 90 und 81 in ihrem Querschnitt im umgekehrten Sinn verändert wird. Das Zusammenwirken der Nut ist vergleichbar einem Paar veränderlicher Ventile oder Drosseln, die in Reihe zwischen Hochdruck und Niederdruck geschaltet sind, wobei die Steuernut 90 einen Zwischenkanal zwischen den Nuten bildet und unter einem Zwischen- oder Steuerdruck steht. Der Durchfluss durch eine Drossel ist unmittelbar proportional dem Drosselquerschnitt und der Quadratwurzel des Druckabfalls über die Drossel. Da der Durchfluss durch zwei hintereinandergeschaltete Drosseln genau gleich gross ist, muss sich der Druck in der Zwischenverbindung, d.h. in der Nut 90 zwischen den beiden Drosselventilen, zwangsläufig im Sinne einer Druckerhöhung oder Druckverminderung verändern, um die Bedingung der gleichmässigen Durchströmung der beiden Drosseln zu erfüllen. Der Druck in der Nut 90 wird über die Nut 99' in die Steuerkammer 22 übertragen. Er wirkt hier im Sinne einer Verschiebung des Stellkolbens P nach links mit einer Kraft, die der druckbeaufschlagten Fläche des Stellkolbens P, multipliziert mit der Druckhöhe, ist.

In Gegenrichtung wirkt auf die Kolbenfläche 33 des Hochdruckkolbens Q und damit auf den Stellkolben der Hochdruck. Da die Kolbenfläche 33 um z.B. 50% kleiner ist als die druckbeaufschlagte Fläche des Stellkolbens P, übt der Hochdruck eine Kraft aus, die den Kolben P nach rechts zu verschieben sucht. Wenn diese Kräfte zuzüglich oder abzüglich irgendwelcher äusseren Kräfte an dem Ausgangsschaft O nicht im Gleichgewicht stehen, bewegen sich die Kolben in Richtung der höheren Kraft, bis der Gleichgewichtszustand hergestellt ist.

Aufgrund der mechanischen Verbindung des Schaftes E mit den Kolben P führt jede Kolbenbewegung zu einer Veränderung der Verbindung der beiden vorgenannten Drosseln, bis der Druck in der Steuerdruckkammer 22 auf die Kolbenfläche 27 des Stellkolbens eine nach links gerichtete Kraft ausübt, die genau gleich der Kraft ist, welche der Hochdruck am Kolben Q bewirkt, zuzüglich bzw. abzüglich etwaiger von aussen an dem Schaft O wirkender Kräfte.

Sehr geringe relative Veränderungen der Drosselquerschnitte führen zu grossen Änderungen des Drucks in der Steuernut 90 und damit in der Steuerdruckkammer 22. Die Kolben P und O folgen stets unverzüglich der Bewegung des Steuerelementes C nach rechts oder links bei Veränderung des Erregungszustandes der Magnetspule S. Grosse Schwankungen der an dem Schaft O wir-

kenden Aussenkräfte, d.,h. entweder Zug- oder Druckkräfte, führen zu grossen Druckänderungen in der Steuerdruckkammer 22 bei nur sehr geringen Kolbenbewegungen von z.B. 0,025 mm.

Fig. 1 zeigt den Servoantrieb bei maximalem Druck des Druckmediums und bei nahezu Null-Erregerstrom. In diesem Zustand steht die Nut 80 unter Hochdruck und die Nut 81 unter Niederdruck. Die beiden Nuten 80 und 81 sind gegenüber der Steuernut 90 um dasselbe Mass gedrosselt. Der Druckabfall von der Nut 80 zur Nut 90 und von letzterer zu der Nut 81 ist somit derselbe. Der Druck in der Nut 90 und in der Steuerdruckkammer 22 liegt daher genau in der Mitte zwischen dem Hochdruck und dem Niederdruck. Da die Grösse der Kolbenfläche 27, welche die Querschnittsfläche des Steuerkanalelementes E einschliesst, doppelt so gross ist wie die Grösse der Kolbenfläche 33, sind die Druckkräfte ausgeglichen. Die Kolben P, Q und der Schaft E befinden sich daher in ihrer äussersten linken Position.

Wird nun die Magnetspule S durch Verstellen des Potentiometerarms 126X des Potentiometers 116 nach links erregt, so erhöht sich der die Magnetspule S durchfliessende Strom und entsprechend der Magnetfluss in den magnetisch wirksamen Teilen 40 und 41 mit der Wirkung, dass das Steuerelement C sich gegen die Rückstellkraft der Feder 95 nach rechts bewegt. Bei dieser Stellbewegung läuft die Steuernut 90 von der Nut 80 fort in Richtung auf die Nut 81. Infolgedessen stellt sich zwischen den Nuten 80 und 90 ein grösserer Druckabfall und zwischen den Nuten 90 und 81 ein verminderter Druckabfall ein. Der Anstieg der Drosselwirkung zwischen den Nuten 80 und 90 hat die Tendenz, den Druck in der Steuerdruckkammer 22, 45 zu vermindern, wodurch sich eine Druckwirkung auf den Kolben P im Sinne seiner Verschiebung nach links ergibt. Die auf den Kolben Q nach rechts wirkenden Kräfte bleiben dieselben. Die Kolben P, Q und der Schaft E bewegen sich daher nach rechts, bis die Druckkräfte an diesen drei Elementen wieder exakt im Gleichgewichtszustand sind. Wird das Steuerelement C weiter nach rechts verstellt, so fällt der Druck in der Steuernut 90 und in der Steuerdruckkammer 22 weiter ab mit der Folge, dass sich die Kolben Q, P und der Schaft E weiter nach rechts bewegen und damit die an den Kolben P, Q und dem Schaft E wirkenden Kräfte im Gleichgewichtszustand halten.

Bei Abwesenheit von Aussenkräften an dem Schaft O bleibt bei einem konstanten Hochdruck der Druck in der Steuerdruckkammer konstant. Das einzige, was sich ändert, ist die Position der Kolben, des Schaftes E und des Schaftes O, wenn diese der Stellbewegung des Steuerelementes C folgen.

Äusserst kleine relative Bewegungen der Nuten 80, 81 gegenüber der Steuernut 90 können grosse Druckänderungen hervorrufen. Die Drücke in der Steuerdruckkammer 22 reichen von nahezu Hochdruck bis nahezu Niederdruck bei sehr geringer Bewegung der Kolben P und Q von z.B. 0,025 mm,

um die Wirkung der von aussen an dem Schaft O wirkenden Kräfte auszugleichen.

Bei einem Versagen der elektrischen Stromzuführung bewegt sich das Steuerelement C unter der Rückstellkraft der Feder 95 in die linke Neutralposition, wobei die Kolben P und Q sich automatisch in die in Fig. 1 gezeigte linke Position einstellen.

Fig. 5 zeigt einen doppelwirkenden Servoantrieb, der im Aufbau weitgehend demjenigen nach den Fig. 1 bis 3 entspricht. Übereinstimmende Teile sind mit denselben Bezugszeichen belegt, während funktionell übereinstimmende, jedoch baulich geänderte Teile die mit einem Indexstrich versehenen Bezugszeichen des Ausführungsbeispiels nach den Fig. 1 bis 3 tragen.

Bei dem Ausführungsbeispiel nach Fig. 5 ist der Schaft E' radial beweglich mit dem Stellkolben P' verbunden, um etwaige Fluchtungsfehler der beiden miteinander verbundenen Gehäuseteile auszugleichen. Das linke Ende 108 des Schaftes E' greift mit Spiel in eine Bohrung 107 am rechten Ende des Stellkolbens P' und ist in dieser Bohrung mittels einer weich-flexiblen Druckdichtung 110 abgedichtet. Der Schaft E' weist im Axialabstand von seinem Ende 108 einen Flansch 121 auf, der ebenfalls eine weich-flexible Druckdichtung 111 trägt, die in Dichtanlage an der Innenwand einer Gegenbohrung steht. Das linke Ende 108 zwischen diesen Dichtungen 110 und 111 weist eine umlaufende Nut 113 auf, die über einen Radialkanal 114 mit dem linken Ende des Kanals 75' verbunden ist. Diese Nut 113 ist über einen Kanal 116, welcher diagonal durch den Kolben P' hindurchgeführt ist, mit der Kolbenseite 123 und damit mit dem Teil 115 der Niederdruckkammer 15 verbunden. Die Sicherung des linken Endes 108 des Schaftes E' in der Bohrung 107 erfolgt mittels eines Halteringes 120, der sich gegen eine Schulterfläche des Flansches 121 abstützt und der seinerseits von einem Sprengring 124 gehalten wird, der in einer Nut der Kolbenbohrung sitzt.

Der Flansch 121 hat eine Fläche, die doppelt so gross ist wie die Stirnfläche 108. Er ist daher relativ zu dem Kolben P' druckausgeglichen.

Die radial bewegliche Verbindung des Schaftes E' mit dem Stellkolben in der vorstehend beschriebenen Weise oder in anderer Ausführung lässt sich bei allen in der Zeichnung gezeigten Ausführungsformen vorsehen.

Der Servoantrieb nach Fig. 5 weist ausserdem ein Paar im Axialabstand zueinander angeordneter Magnetspulen S und S' sowie ein Paar magnetisch nicht-wirksamer Teile 42, 42' im Inneren der Magnetspulen auf, zwischen denen ein magnetisch wirksames Teil 43 liegt, welches mit einem Radialflansch 43' od. dgl. versehen ist, der zwischen den beiden einander zugewandten Enden der Magnetspulen S und S' liegt. Beide Magnetspulen S und S' haben daher jeweils einen Magnetkreis, der auf den von den Teilen 42, 42' gebildeten magnetischen Luftspalt über das Steuerelement C' geschlossen ist.

Das Steuerelement C' entspricht dem Steuerelement C der Fig. 1 mit der Ausnahme, dass hier

auch sein linkes Ende 100' konisch-verjüngend ausgebildet ist.

Die magnetisch wirksamen Gehäuseteile, die auf der dem Gehäuseteil 43 gegenüberliegenden Seite der Teile 42 und 42' liegen, sind mit einem um etwa 0,25 mm grösseren Durchmesser gegenbohr, um links und rechts Schultern zu bilden, deren Abstand um vorzugsweise etwa 0,25 mm grösser ist als die axiale Länge des Steuerelementes C'. Ein geschlitzter Sprengring 128 sitzt in einer Nut an der Fläche dieser Gegenbohrung und bildet einen Stützring 129 aus rostfreiem Stahl für eine Feder 95'. Der Sprengring 128 ist so angeordnet, dass unter Berücksichtigung der Dicke des Stützringes 129 der Abstand der linken Fläche 130 des Stützringes von der Schulter derselbe ist wie der Abstand der Bodenfläche des topfförmigen Schraubstopfens 60 von der rechten Schulter. In jeder der beiden Gegenbohrungen sitzt ein Stützring 132 bzw. 133, der in der betreffenden Gegenbohrung beweglich ist und sich gegen die zugeordnete Schulter abstützen kann. Die zu beiden Seiten des Steuerelementes C' angeordneten Schraubenfedern 95 und 95' drücken die Stützringe 132, 133 gegen die genannten Schultern. Die Federn sind vorzugsweise von gleicher Ausbildung; sie stehen unter einer geringen Anfangsdruckvorspannung von z. B. etwa 0,95 kg. Die Federn 95 und 95' brauchen hierbei nicht genau gleich zu sein, um die Nut 90 des Steuerelementes C' gegenüber den Nuten 80 und 81 in ihre Mittellage einzustellen. Wenn das Steuerelement C' durch Erregung einer Magnetspule verstellt wird, stellt sich ein geringer Totpunkt in der Bewegung des Steuerelementes ein, bevor die Erregung der Magnetspule einen Wert erreicht, bei welchem diese Anfangsdruckkraft überwunden und das Steuerelement C' verstellt wird.

Fig. 5A zeigt schematisch in einem Schaltprogramm eine Stromquelle zur Stromversorgung der beiden Magnetspulen S und S'. Ein Potentiometer mit einem Widerstandselement 142 ist mit seinen Aussenanschlüssen über Leitungen 141, 143 mit den Klemmen einer Batterie 146 und mit den beiden Magnetspulen S, S' verbunden. Der den Abgriff bildende Potentiometerarm 144 ist an die beiden anderen Anschlüsse der Magnetspulen S, S' über eine Leitung 145 angeschlossen. Der Potentiometerarm 144 wird von (nicht dargestellten) Federn in eine Mittellage eingestellt, in der beide Magnetspulen S, S' gleich, jedoch mit einem Minimalerregungsstrom und mit entgegengesetzter magnetischer Polarität beaufschlagt werden, so dass sie auf das Steuerelement C' gleiche, jedoch in entgegengesetzter Richtung wirkende Kräfte ausüben, die das Steuerelement in seiner Mittel- oder Neutralposition halten.

Die Arbeitsweise der Magnetspulen S, S' im Zusammenwirken mit dem Steuerelement C' entspricht im wesentlichen dem Ausführungsbeispiel nach Fig. 1. Wird die Magnetspule S stärker erregt als die Magnetspule S', so verstellt sich das Steuerelement C' und mit ihm der Schaft E' und der Stellkolben P' nach links. Bei Stromausfall gelangt das Steuerelement C' unter der Wirkung

der Feder 95, 95' wieder in seine dargestellte neutrale Mittellage. Da die Federn 95, 95' unter einer Anfangsvorspannung stehen, muss der Potentiometerarm 144 über einen kleinen Bogenweg in der einen oder anderen Richtung verstellt werden, bevor die an dem Steuerelement C' wirkende Magnetkraft die Anfangsvorspannung übersteigt und die Stellbewegung des Steuerelements auslöst. Auf diese Weise wird in der Steuerung ein geringer Null- oder Totpunkt geschaffen.

Mit den in den Fig. 1 bis 5 beschriebenen Ausführungsformen wird demgemäss ein einfach wirkender oder ein doppeltwirkender, elektrisch steuerbarer und druckmittelbetätigter Servoantrieb mit Nachlaufsteuerung geschaffen, bei welchem das einzige Element, welches aus der Druckkammer herausgeführt ist, der Schaft O ist. Die Position dieses Stellorgans lässt sich mit Hilfe eines analogen elektrischen Stroms in der Proportionalmagnetvorrichtung leicht steuern. Die Magnetspulen erzeugen einen magnetischen Kraftfluss, unter dessen Wirkung sich das vollständig im Gehäuse befindliche Steuerelement gegenüber Einlass- und Auslasskanälen verstellt, die eine Steuerdruckkammer mit der Hochdruckseite und der Niederdruckseite verbinden. Durch Verstellung des Steuerelementes gegenüber diesen Ein- und Auslasskanälen wird der Druckabfall zwischen den Kanälen und der Steuerdruckkammer verändert. Der Differentialkolben wird unter der Wirkung der an ihm wirkenden Differentialdrücke so gesteuert, dass er der Stellbewegung des Steuerelements genau folgt. Der Kolben wird dann unabhängig von etwaigen Änderungen der an dem Ausgangsschaft wirkenden äusseren Kräfte exakt in seiner Position gehalten.

Fig. 6 zeigt den elektrohydraulischen Servoantrieb nach Fig. 5 in Verbindung mit einem ferngesteuerten Schieberventil. Letzteres umfasst ein kombiniertes Ventil- und Kolbengehäuse A, ein die Steuerdruckkammer bildendes Gehäuse B, einen Stellkolben N, welcher den Schieber D des Ventils betätigt, einen Hochdruckkolben L, einen Schaft K, ein Steuerelement F und ein Paar Magnetspulen S, S', mit denen das Steuerelement F wahlweise nach rechts oder nach links verstellt und damit über den Stellkolben N der Schieber D nach rechts oder nach links verschoben werden kann.

Das Gehäuse A weist einen länglichen Zylinderraum 610 mit der zylindrischen Innenwand 611 auf, an welcher sich der Stellkolben N führt, sowie mehrere mit Einlässen versehene, über Dichtstege getrennte Gehäusekammern, und zwar von rechts nach links: eine Niederdruckkammer 613, einen schmalen Gehäusesteg 614, eine Auslass-Einlasskammer 615, einen breiten Gehäusesteg 616, eine Einlass-Druckkammer 617, einen breiten Gehäusesteg 618, eine Einlass-Auslasskammer 619, einen schmalen Gehäusesteg 620 und eine Niederdruckkammer 621. Die Kammern weisen sämtlich dieselbe axiale Breite auf, während die breiten Gehäusestege die doppelte Breite haben wie die schmalen Gehäusestege. In Verbindung mit der Niederdruckkammer 621 steht eine Zylinder-

druckkammer 625, deren Durchmesser kleiner ist als der Durchmesser der verschiedenen Gehäusestege und der Kammer 610. Das linke Ende der Kammer 615 ist von einer Stopfschraube 628 unter Einschaltung einer O-Ringdichtung 629 verschlossen. Ein Innenkanal 633 verbindet die Niederdruckkammern 621 und 613. Die Kammer 613 weist eine Einlassöffnung 634 mit einem Innengewinde für den Anschluss einer Leitungsarmatur auf. Über die Öffnung 634 ist die Kammer 613 normalerweise mit der Niederdruckseite bzw. dem Rücklauf oder einem Sumpf od. dgl. verbunden.

Die Kammer 615 weist eine Gehäuseöffnung 640 mit einem Innengewinde für eine Anschlussarmatur auf, über welche die Verbindung mit einer zu betätigenden Druckmittelvorrichtung hergestellt wird. Die Einlasskammer 617 ist mit einer Einlassöffnung 642 mit Innengewinde für eine Anschlussarmatur versehen und wird mit einer Druckquelle verbunden, die ein Hochdruckmedium mit konstantem Volumen liefert. Die Kammer 619 weist einen Anschluss 644 mit Innengewinde für eine Anschlussarmatur auf und wird über diesen Anschluss mit dem anderen Anschluss der druckmittelbetätigten Vorrichtung verbunden.

Der Schieber D weist ein Paar zylindrischer Schieberkolben 650 und 651 auf, deren Axialabstand gleich dem Abstand der beiden Einlass-Auslass-Druckkammern und einer Länge entsprechend der Breite der Kammern zuzüglich der Breite eines breiten Gehäusesteges ist. Der Schieberkolben 650 steht entweder mit dem Gehäusesteg 614 oder mit dem Gehäusesteg 616 in Kontakt, während der Schieberkolben 651 entweder an dem Gehäusesteg 618 oder am Gehäusesteg 620 anliegt. Die Kolben 650 und 651 weisen jeweils ein Paar konischer, gedrosselter Kanäle 654, 655 an jedem Ende auf, die sich in Richtung auf das Kolbenende vertiefen, um einen ständigen Einlassdruck und einen begrenzten Druckmitteldurchfluss von z.B. 113 l/min. durch das Ventil aufrechtzuerhalten. Der Einlassdruck ändert sich innerhalb weiter Grenzen, wenn die Last an der gesteuerten Vorrichtung sich ändert. Die Nuten 654 und 655 sind in Fig. 6 an dem Kolben 650 im Querschnitt und an dem Kolben 651 in Draufsicht dargestellt.

Der Hochdruckkolben L ist einstückig mit dem linken Ende des Schiebers D verbunden und gleitet in Dichtanlage an der Wandung der Kammer 625. Er bildet in dieser Kammer eine Hochdruckkammer 661, die links durch den Schraubstopfen 628 verschlossen ist. Der Schieber weist einen im Durchmesser verjüngten Schaft 662 auf, welcher einen Druckmittelkanal bildet, der die Kammer 619 mit der Niederdruckseite verbindet, wenn der Schieber D nach rechts verschoben wird. In gleicher Weise ist der Schieber D mit einem im Durchmesser verjüngten Schieberteil 665 versehen, welches einen mit dem Gehäuseraum 610 in Verbindung stehenden Kanal 666 bildet, über den bei Bewegung des Schiebers D nach links die Kammern 615 und 616 verbunden werden. Schliesslich

weist der Schieber ein die Kolben 650 und 651 verbindendes, im Durchmesser verjüngtes Schaftteil 657 mit einem diametralen Querkanal 656 auf, über welchen der Einlassdruck in der Kammer 617 mit einem Axialkanal 658 in Verbindung steht, der sich längs durch den Schieber D erstreckt und eine Verbindung einerseits zu der Hochdruckkammer 661 und andererseits zu der rechten Seite des Schiebers D herstellt.

Der Kolben N ist vorzugsweise einstückig mit dem Schieber D verbunden; er weist mehrere im Axialabstand angeordnete umlaufende Druckausgleichsnuten 670 und eine diese schneidende axial verlaufende Nut 671 auf, die sich von der linken Kolbenfläche 672 zur rechten Kolbenfläche 673 erstreckt. Die sich schneidenden Nuten 671, 670 bilden eine Vielzahl rechtwinkliger Drosselstellen und im Zusammenwirken einen Drosselkanal, der sich von der Steuerdruckkammer zu der Niederdruckkammer hin erstreckt, wie dies im einzelnen im Zusammenhang mit den Ausführungsbeispielen nach den Fig. 7 und 8 noch beschrieben wird.

Der Schaft K ist in der im Zusammenhang mit Fig. 5 beschriebenen Weise mit dem Kolben N verbunden. Da die Steuerdruckkammer mit der Niederdruckseite hier über die Drossel 671 verbunden ist, braucht hier in dem Schaft K nur ein einziger Hochdruck-Verbindungskanal 675 vorgesehen zu werden. Dieser Kanal 675 erstreckt sich axial durch den Schaft K hindurch bis zu einem Verschlussstopfen 676 am rechten Ende desselben. Eine Nut 678 an der Aussenfläche 679 des Schaftes K ist über radial gebohrte Öffnungen 680 mit dem axialen Druckmittelkanal 675 verbunden. Die Nut 678 weist radial stehende Flanken 678' und 678'' auf.

Das Steuerelement F entspricht im wesentlichen dem Steuerelement C' der Fig. 5. Es weist hier eine Umfangsnut 681 an seiner Innenfläche auf, die über Querkanäle 683 mit einer Längsnut 682 an der Aussenseite des Steuerelementes in Verbindung steht, so dass das Hochdruckmedium in der Einlasskammer 617 über die Öffnungen 656, den Axialkanal 658, den Axialkanal 675, die Radialkanäle 680, die Nut 678, die Nut 681, den Radialkanal 683 und die Nut 682 mit der Steuerdruckkammer verbunden ist.

Die Nut 678 ist hier so angeordnet, dass ihre rechte Nutflanke 678'' und die linke Flanke der Nut 681 sich geringfügig übergreifen, wenn sich das Steuerelement F in seiner dargestellten Mittellage befindet, bei der die Magnetspulen S und S' nicht erregt sind. Das Mass der Überlappung dieser Nuten ist abhängig von der Drosselung in der zum Auslass führenden Nut 671 und dem Spalt f (Fig. 3). Der Kolben N bewegt die Nuten relativ zueinander, so dass der Durchfluss durch diese Nuten gleich dem Durchfluss durch die Nut 671 ist.

Der über den Kanal 658 in der Hochdruckkammer 661 wirkende Hochdruck wirkt auf die rechte Kolbenfläche 660 des Hochdruckkolbens L. Die veränderlichen Drücke in der Steuerdruckkammer wirken auf die linke Kolbenfläche des Kolbens N. Der Kolben N bewegt die Nut 678 relativ zu der Nut 681 im Sinne eines Öffnens oder Schliessens der

Verbindung des Kanals 675 gegenüber der zu der Niederdruckseite führenden Verbindung, bis die Druckkräfte am Kolben N und am Kolben L des Ventilschiebers D im Gleichgewicht stehen.

Bei Erregung der Magnetspule S bewegt sich das Steuerelement F nach rechts, wodurch der Druck in der Steuerdruckkammer die Tendenz hat, sich zu verringern. Der Kolben N und der Schieber D folgen dem Steuerelement F und halten diesen Druck konstant. Bei dieser Bewegung des Schiebers D wird die Druckmittelverbindung zu der Gehäuseöffnung 640 hergestellt. Wird andererseits die Magnetspule S' erregt, so verschiebt sich das Steuerelement F nach links, wobei der Kolben N und der Schieber D ebenfalls eine Bewegung nach links ausführen, so dass die Druckmittelverbindung zu der Gehäuseöffnung 644 hergestellt wird. Druckänderungen in der Einlassöffnung 642 erzeugen proportionale Druckänderungen in den Hochdruck- und Steuerdruckkammern und beeinträchtigen daher nicht den Kraftausgleich am Kolben N und am Schieber D.

Bei einem Ausfall der elektrischen Stromversorgung stellt sich das Steuerelement F wieder in die neutrale Mittellage gemäss Fig. 6 zurück, wodurch auch der Schieber D automatisch in seine neutrale Mittellage zurückkehrt.

Bei diesem Ausführungsbeispiel sind die Federn 95 und 95' so ausgebildet, dass ihre freie, unbelastete Länge grösser ist als die Einbaulänge innerhalb der Steuervorrichtung. Die Federn üben daher über ihre Stützringe eine Anfangsvorspannkraft auf die beiden Enden des Steuerelementes F aus. Um das Steuerelement F gegen diese Feder-Vorspannkraft zu verstellen, muss daher der Potentiometerarm gemäss Fig. 5A über einen kleinen Stellweg verstellbar werden, um eine der beiden Magnetspulen stärker als die andere zu erregen, bevor die Stellbewegung des Steuerelementes einsetzt. Die Bedienungsperson hat daher einen geringfügigen Totweg in der Handsteuerung, bevor über das Steuerelement F der Schieber D zur Steuerung eines Motors oder Kolbens geschaltet wird.

Bei dem vorstehend beschriebenen Ventil handelt es sich um ein Zweiwegeventil, welches sich mittels eines analogen elektrischen Stroms fernsteuern lässt und welches eine sehr präzise Verstellung des Schiebers und demgemäss eine genaue Steuerung der Vorrichtung, die durch das Schieberventil gesteuert wird, zulässt.

In Fig. 7 ist die erfindungsgemässe Vorrichtung in Verbindung mit einem Druckentlastungs- oder Überdruckventil der Differentialkolbenbauart dargestellt. Dieses Ventil besteht im wesentlichen aus einem Ventilgehäuse T, einem die Steuerdruckkammer bildenden Steuergehäuse U, einem Ventilkolben V, einem Stellkolben W, einem Schaft X, einem magnetisch betätigten Steuerelement Y in Gestalt einer Hülse und einer Magnetspule S, die mit einer einstellbaren Stromquelle verbindbar ist, um das Steuerelement je nach dem Erregerstrom in die unterschiedlichen Einstellpositionen innerhalb des Gehäuses U zu bringen.

Das Gehäuse T wird von einem Block aus Stahl, Aluminium oder einem anderen hochfesten Werkstoff gebildet und weist einen länglichen Zylinderraum 710 auf, in welchem der Stellkolben W gleitet, in welchem seinerseits der Ventilkolben V verschiebbar gelagert ist. Das Gehäuse U entspricht dem Gehäuseteil M der Fig. 1. Es weist eine Gehäusekammer 717 auf, die coaxial zu und in Verbindung mit dem Gehäuseraum 710 angeordnet ist und eine zylindrische Innenwand 716 hat. Die linke Seite des magnetisch wirksamen Teils 740 bildet eine Fläche 716, welche als rechter Anschlag für den Kolben W dient. Das linke Ende des Gehäuseraums 710 ist bei 720 gegengebohrt, wobei die Schulter 721 einen linken Anschlag für den hubbeweglichen Kolben W bildet. Die axiale Länge des Kolbens W ist um die Strecke d kleiner als der Abstand der beiden genannten Anschläge.

Am linken Ende des Gehäuses T ist in der Achse des Gehäuseraumes 710 eine Einlassöffnung 724 vorgesehen, in der ein Ventilsitzglied 725 sitzt, welches einen in der Einlassöffnung liegenden, durch eine O-Ringdichtung abgedichteten, zylindrischen Ansatz 726 aufweist. Die den Hochdruckanschluss bildende Öffnung 724 ist mit einem Innengewinde für eine geeignete Anschlussarmatur versehen. Das rechte Ende des Ventilsitzgliedes 725 weist eine konische Ventilsitzfläche 731 auf, die eine Einlassöffnung 732 des zylindrischen Ansatzes 726 umschliesst und gegen die sich im Schliesszustand des Ventils eine Ventilsitzanlagefläche 734 am linken Ende des Ventilkolbens V legt. Die Ventilsitzanlagefläche 734 legt sich tangential gegen die konische Ventilsitzfläche 731 auf einem Kreis 735, dessen Durchmesser a von dem Krümmungsradius der Fläche 734 und dem Konuswinkel der Fläche 731 bestimmt ist. Die Abmessungsverhältnisse sind so gewählt, dass der Durchmesser a mindestens grösser ist als der Durchmesser des gegenüberliegenden Endes des Ventilkolbens V, welches vom Hochdruck beaufschlagt ist, und der Durchmesser des Teils 726 des Ventilsitzgliedes 725. Der Kreis 735 umschliesst eine Fläche, gegen welche das in der Einlassöffnung stehende Druckmedium eine nach rechts gerichtete Kraft ausübt, die gleich dem Druck des Druckmediums, multipliziert mit der Grösse dieser linken Fläche, ist.

In der Nähe des Ventilsitzgliedes 725, d.h. unmittelbar hinter diesem, ist am Gehäuse ein Gehäuseauslass 740 mit einem Innengewinde für eine Anschlussarmatur angeordnet, die mit der von der Gegenbohrung 720 gebildeten Kammer in Verbindung steht. Normalerweise ist der Druck an dieser Gehäuseöffnung 740 Null. Wenn sich der Ventilkolben V nach rechts bewegt und damit seine Ventilsitzanlagefläche 734 von der Ventilsitzfläche 731 abhebt, strömt das Druckmedium von der Einlassöffnung an der Ventilsitzfläche 731 vorbei zu dem Gehäuseauslass 740, der den Niederdruckanschluss bildet.

Der Stellkolben W weist einen solchen Aussendurchmesser auf, dass er in Dichtanlage mit der zylindrischen Innenwand des Gehäuseraumes

710 gleitet. Er ist mit mehreren im wesentlichen rechteckigen, umlaufenden Druckausgleichsnuten 750 versehen, wie dies an sich bekannt ist. Ausserdem ist an der Aussenfläche des Kolbens eine axial verlaufende rechteckige Nut 752 vorgesehen, welche die Umfangsnuten 750 schneidet und eine Verbindung zwischen der auf der rechten Seite liegenden Kammer 717 und der auf der linken Seite liegenden Kammer 710 herstellt, die ihrerseits mit dem Gehäuseauslass 740 verbunden ist. Die Schnittstellen der Nut 750 und 752 bewirken einen Drosselkanal in der Verbindung zwischen der Kammer 717 und dem Gehäuseauslass 740 mittels mehrerer scharfkantiger Drosselstellen, so dass der Druckabfall des den Drosselkanal durchströmenden Druckmediums, weitgehend unabhängig von dessen Viskosität, proportional der Quadratwurzel der Druckdifferenz zwischen dem Druck in der Steuerdruckkammer 717 und der von dem Gehäuseauslass 740 gebildeten Niederdruckseite ist. Die Abmessungen der Nut 752 sind vorzugsweise so gewählt, dass der Leckstrom etwa in der Grössenordnung von 4 bis 16,5 cm³/min. bei Maximaldruck am Ventil beträgt. In der Praxis haben die Umfangsnuten 750 angenähert Abmessungen von 0,5 mm Breite und 0,5 mm Tiefe. Die den Leckstrom führende Nut 752 hat Abmessungen von etwa 0,75 mm Breite und 0,5 mm Tiefe. Es versteht sich, dass diese Abmessungsverhältnisse schwanken können, um die gewünschten Durchflussmengen und den gewünschten Druckausgleich zu erzielen.

Der Kolben W ist mit einer inneren zylindrischen Kolbenkammer 765 versehen, in welcher das rechte Ende 766 des Ventilkolbens V verschiebbar geführt und mittels einer O-Ringdichtung 767 abgedichtet ist. In Nähe des linken Endes des Ventilkolbens V befindet sich ein Radialflansch 769, der in Gleitanlage mit der zylindrischen Innenwand der Gegenbohrung 720 des Gehäuseraumes 710 steht und der mit Axialnuten 771 für den Durchtritt des Druckmediums versehen ist.

Das linke Ende des Kolbens W ist zur Bildung einer Schulter 772 und eines Kolbenraumes 773 für die Aufnahme einer Ventilsfeder 774 gegengebohrt. Die Feder 774 stützt sich einerseits gegen die Schulter 772 und andererseits gegen den Flansch 769 ab. Die Feder 774 ist das Hauptdrucksteuerorgan; sie belastet den Ventilkolben V in Schliessrichtung des Ventilgliedes und den Kolben W in Gegenrichtung.

Der Ventilkolben V ist mit einem Axialkanal 779 versehen, welcher den Hochdruck in der Einlassöffnung 724 mit der auf der rechten Seite des Ventilkolbens V liegenden Kolbenkammer 765 verbindet. Das Hochdruckmedium in der Kolbenkammer 765 wirkt über den Spalt zwischen dem Kolbenteil 766 und der Innenwand der Kolbenkammer 765 gegen die linke Seite des O-Ringes 767. Das Druckmedium hat daher die Tendenz, den O-Ring 767 in Richtung nach links, d.h. in Richtung auf den Ventilsitz 731, zusammenzudrücken. Für die Erfindung wichtig ist, dass die Querschnittsfläche des Kolbenschaftes 766 kleiner ist als die Querschnittsfläche der von dem Kreis 735

umschlossenen Fläche, wobei die Flächendifferenz so ausgelegt ist, dass die Drücke in der Einlassöffnung 724 bestrebt sind, den Kolben V nach rechts zu drücken. Diesen Drücken entgegen wirkt die Druckfeder 744, die durch den im Durchmesser grösseren Stellkolben W in ihrer Federspannung veränderlich einstellbar ist.

Diese Einstellung der Druckkraft der Feder 774 erfolgt über ein elektrisches analoges Fernsteuersignal. Der Schaft X ragt von dem Kolben W koaxial in die Steuerdruckkammer 717. Der hier als Steuerkolben dienende Stellkolben W und der Schaft X sind mit einem durchgehenden Axialkanal 780 versehen, der am linken Ende mit der Kolbenkammer 765 und am rechten Ende mit einem Querkanal 782 (Fig. 7A) verbunden ist. Der Kanal 782 mündet in eine zylindrische Nut 783 an der Aussenfläche 784 des Schaftes X. Die Kanäle 782, 780 und 779 bilden in Abwesenheit des Steuerelementes Y eine ungedrosselte Verbindung zwischen dem Innenraum 717 des Gehäuses U und dem unter Druck stehenden Gehäuseeinlass. Der Druck in der Kammer 717 übt eine Kraft auf den Kolben W nach links aus, die gleich der Kolbenfläche des Kolbens W abzüglich der Querschnittsfläche der Kolbenkammer 765 ist.

Das Steuerelement Y entspricht im wesentlichen demjenigen nach Fig. 1. Es weist an seiner Innenfläche eine langgestreckte, umlaufende Nut 790 auf, die über einen Querkanal 792 mit einer Längsnut 791 an der Aussenfläche verbunden ist. Wie Fig. 7A zeigt, befindet sich die linke Flanke 793 der Steuernut 790 in einem Abstand von dem linken Ende des Steuerelementes Y, der mindestens gleich der grösstmöglichen Bewegungstrecke des Steuerelementes nach rechts entspricht, so dass sie die Nut 783 überlappt, wenn bei nicht beaufschlagtem Kolben W sich dieser in der dargestellten rechten Endlage befindet, wobei das Mass der Überlappung der Nut 783 mit z.B. 0,12 mm verhältnismässig gering ist, wenn der Kolben W unter der Wirkung des Drucks in der Druckkammer 717 seinen vollen Kolbenweg nach links ausgeführt hat. Während die meisten hier beschriebenen Vorrichtungen ein Flächenverhältnis der Steuerkolbenfläche zu der Hochdruckkolbenfläche (Differentialflächenverhältnis) von etwa 2 : 1 aufweisen, brauchen federbelastete Ventile, wie Überdruckventile, Druckreduzierventile, Folgeventile u. dgl., eine vor Betätigung eingestellte Federkraft. Bei der Ausführungsform nach Fig. 7 ist die Netto-Steuerdruckfläche um 7,5mal grösser als die Nettofläche des Steuerkolbens, der dem Systemdruck ausgesetzt ist. Das Steuerelement Y wird von der Feder 795 ständig nach links gedrückt. Es besteht daher normalerweise ein teilweise gedrosselter Druckmittelfluss in die Kammer 717 und ein voll gedrosselter Druckmitteldruck aus der Kammer 717.

Im Betrieb erzeugt der an der Einlassöffnung 724 wirkende Hochdruck eine nach rechts gerichtete Kraft gegen die von dem Umkreis 735 des Ventilschliessgliedes definierte Fläche. Zugleich wird der Hochdruck über den Kanal 779 in die Kolbenkammer 765 übertragen, wo er gegen das

Ende 796 des Ventilkolbens V wirkt. Da die Fläche 796 kleiner ist als die von dem Kreis 735 eingeschlossene Fläche, versuchen diese Kräfte, den Ventilkolben V nach rechts zu verschieben. Die Feder 774 drückt den Ventilkolben V mit einer Kraft in Schliessrichtung, die abhängig ist von ihrer Federcharakteristik und dem Mass ihrer Vorspannung. Wenn die am Ventilkolben V wirkenden Differenzdruckkräfte die Federkraft übersteigen, öffnet der Ventilkolben V, wodurch eine gedrosselte Verbindung zwischen Einlass 724 und Auslass 740 hergestellt wird.

Der Einlassdruck wird ausserdem über die Kanäle 779, 780, 782, die Nuten 783, 790, den Kanal 792 und die Nut 791 in die Steuerdruckkammer 717 übertragen. Dieser Druck baut sich dann über die Drosselnut 752 und die Nut 771 zu dem Auslass 740 hin ab. Mit steigendem Einlassdruck erhöht sich der Druck in der Steuerdruckkammer 717. Der auf der rechten Kolbenseite von dem Druck in der Steuerdruckkammer beaufschlagte Stellkolben W verschiebt sich nach links und drückt die Feder 774 zusammen, wodurch die Schliesskraft des Ventils, d.h. der Einlassdruck, bei dem sich der Ventilkolben V vom Ventilsitz abhebt, erhöht. Die Schulter 721 begrenzt die Stellbewegung des Kolbens W nach links und bestimmt damit das Mass, um welches sich die Feder 774 durch den Stellkolben zusammendrücken lässt. In Abhängigkeit von der Charakteristik der Feder 774 wird auf diese Weise der maximale Ansprechdruck des Ventils bestimmt. Bei Erregung der Magnetspule S verschiebt der Magnetfluss das Steuerelement Y nach rechts gegen die Kraft der Feder 795. In Abhängigkeit von der Erregung der Magnetspule S nimmt das Steuerelement Y unterschiedliche Positionen ein. Bei der Bewegung des Steuerelementes Y nach rechts drosselt es den Ausfluss des Druckmediums aus der Nut 783, so dass die Menge des der Steuerdruckkammer 717 zuströmenden Druckmediums kleiner wird als die Menge des aus der Steuerdruckkammer 717 über die Kanäle 752, 771 abfliessenden Druckmediums. Der Stellkolben W bewegt sich daher unter der Kraft der Feder 774 nach rechts. Hierbei vermindert sich die Spannung der Feder 774 und damit der Druck, bei welchem sich der Ventilkolben V unter dem Differentialdruck vom Ventilsitz abhebt.

Bei dem vorstehend beschriebenen Ventil lässt sich daher der Ansprechdruck, bei welchem das Ventil öffnet, über ein analoges elektrisches Signal steuern, welches über eine elektrische Leitungsverbindung von irgendeiner entfernt liegenden Stelle übertragen wird. Durch Einstellung des Steuerelementes Y wird die Spannung der Feder 774 innerhalb der gegebenen Grenzen verstellt, wodurch sich in Abhängigkeit von der Federkonstante der Feder 774 und dem maximalen Hub des Kolbens W der Ansprechdruck zwischen einem maximalen Betriebswert und einem tiefer liegenden Wert einstellen lässt.

Zusätzlich werden mit einem solchen Ventil noch eine Reihe weiterer Vorteile erhalten. Im Gegensatz zu bekannten Ventilen ist bei dem erfindungsgemässen Ventil der Durchmesser des

O-Ringes 767 kleiner als der Durchmesser des Kreises 735 der Ventilsitzfläche. Infolgedessen ist die Fläche, gegen welche der O-Ring 767 abdichtet, kleiner, wodurch auch die Reibung vermindert und die Ansprechempfindlichkeit des Ventilkolbens V bei Druckschwankungen erhöht wird.

Im Gegensatz zu bekannten Differentialdruckventilen wirkt bei dem erfindungsgemässen Ventil ausserdem der Druck an dem O-Ring 767 stets in Richtung auf den Ventilsitz. Dieser sehr hohe Druck ist bestrebt, Teile des O-Ringes in den Spalt zwischen den abzudichtenden Flächen zu drücken. Die Schliessbewegung des Ventilkolbens V hat daher die Tendenz, den O-Ring 767 wieder aus dem Spalt herauszuführen, wodurch sich der Ventilkolben mit verminderter Reibung in die Schliesslage zurückstellen kann. Die Neigung des Ventils, schon bei Drücken unmittelbar unterhalb des Ansprechdruckes Druckmittel abzulassen, wird daher unterdrückt und es wird zugleich erreicht, dass sich das Ventil nach dem Ansprechen schon unter einer kleineren Druckdifferenz schliesst.

Beim Öffnen des Ventilkolbens V stellt sich durch das über den Einlass 724 zufließende Druckmittel eine Strahlwirkung an dem Ventilkolben ein, welcher den raschen Öffnungsvorgang des Ventils unterstützt und dazu beiträgt, dass das Ventil mit einer extrem flachen Druck-Mengenkurve arbeitet.

Die Drosselnut 772, welche die Umfangsnut 750 unter Bildung von rechteckigen Drosselkanten schneidet, ist für die Verwirklichung der Drosselverbindung der Steuerdruckkammer mit dem Auslass besonders vorteilhaft. Statt dessen können für diese Verbindung aber auch andere Drosselkanäle vorgesehen werden. Bei Verwendung der Drosselverbindung 752, 750 ergibt sich der besondere Vorteil, dass die Durchflussmenge unmittelbar proportional der Quadratwurzel des Drucks und zugleich weitgehend unabhängig von der Viskosität des Druckmittels ist.

Bei Ausfall der elektrischen Stromversorgung verschiebt die Feder 795 das Steuerelement Y nach links mit der Folge, dass sich auch der Stellkolben W nach links verschiebt und dabei die Feder 774 zusammendrückt. Der Kolben W legt sich hierbei gegen den von der Schulter 721 gebildeten Anschlag, so dass bei Stromausfall das Ventil auf den grösstmöglichen Ansprechdruck eingestellt wird. Eine Verminderung des Ansprechdruckes des Ventils bei Stromausfall würde in vielen Fällen zu erheblichen Betriebsgefährdungen führen.

Die gewölbte Ventilsitzanlagefläche 734 in Verbindung mit der konischen Ventilsitzfläche verbessert die Strömungscharakteristik des Ventils. Diese Formgestaltung der Flächen bewirkt, dass der Einfluss der Wirbelströme beim Öffnen des Ventils vollständig unterdrückt wird, so dass sich eine erheblich flachere Druck-Mengenkurve ergibt. Dieser Vorteil findet seine Erklärung darin, dass sich die Wirbel beim Öffnen des Ventils einerseits bei einem kleineren Durchmesser als dem Durchmesser des Kreises 735 (Ventilsitz-

durchmesser) und andererseits bei einem gegenüber diesem grösseren Durchmesser bilden. Die Wirbelbildung im Inneren des wirklichen Ventilsitzes vollzieht sich in einem Bereich des Kolbens, der gegenüber dem Einlassdruck unter einem kleineren Druck steht. Sofern dieser Wirbelbildung nicht entgegengewirkt würde, so würde sich eine ansteigende Druck-Mengencharakteristik des Ventils ergeben. Da aber hier Flächen vorhanden sind, die einen grösseren Durchmesser haben als der wirkliche Ventilsitz und an denen sich eine dynamische Wirbelbildung ohne statische Dichtwirkung einstellt, ergibt sich insgesamt eine flache Druck-Mengenkurve.

In den Fig. 8 und 8A ist eine Vorrichtung gezeigt, bei welcher der Servoantrieb zur Steuerung eines Durchflussregelventiles verwendet wird, bei dem der Druck am Ventilauslass auf einem vorgegebenen Wert gehalten werden muss. Das nach Art eines Differentialkolbenventils ausgebildete Ventil umfasst im wesentlichen ein Kolben- und Ventilgehäuse T1, ein die Steuerdruckkammer bildendes Steuergehäuse G, einen Stell- oder Ventilkolben I, einen Schaft J als Steuerkanalelement, ein magnetisch verstellbares Steuerelement K und eine Magnetspule S, durch deren Erregung sich das Steuerelement K in dem Gehäuse T1 in verschiedene Positionen einstellen lässt.

Das Gehäuse T1 besteht auch hier aus einem Block aus Stahl, Aluminium oder einem sonstigen hochfesten Werkstoff, der einen Zylinderraum 810 aufweist, in welcher der Kolben I gleitet. Der Zylinderraum 810 ist am rechten Ende gegengebohrt und mit einem Innengewinde versehen, in welches das Gewindeende 811 des Steuergehäuses G eingeschraubt ist. Am linken Ende weist der Zylinderraum 810 eine Gegenbohrung 812, die eine Auslassdruckkammer bildet, und eine sich daran anschliessende Gegenbohrung 813 auf, die einen Ventileinlasskanal bzw. den Hochdruckanschluss bildet und mit einem Gewinde 814 für eine Anschlussarmatur versehen ist. In der Gegenbohrung 813 ist ein von einem O-Ring 815 abgedichtetes Ventilsitzglied 814 angeordnet, welches einen in die kleinere Gegenbohrung 812 einfassenden Lagerflansch 816 aufweist. Das Ventilsitzglied 814 wird durch einen Sprengring 817 festgelegt, der in eine Nut an der Innenwand der Gegenbohrung 813 eingesetzt ist. Das Ventilsitzglied 814 hat im wesentlichen die Form eines zur rechten Seite hin offenen Topfstückes, dessen Aussenkante einen kreisförmigen Ventilsitz 820 bildet. Mehrere Kanäle 821 verbinden den Innenraum des Topfstückes mit der Einlassseite. Das Ventilsitzglied 814 besteht aus einem magnetisch wirksamen Werkstoff, so dass es etwaige in dem Druckmedium befindliche magnetische Schmutzteilchen auffangen kann.

Unmittelbar rechts neben dem Ventilsitzglied 814 weist die Gegenbohrung 812 einen Auslasskanal 830 mit einem Innengewinde für eine Anschlussarmatur auf. Normalerweise steht die von der Gegenbohrung 812 gebildete Kammer unter einem niedrigen Druck, dessen Druckhöhe von dem Ventil bestimmt wird.

Das Steuergehäuse G entspricht dem Gehäuse M der Fig. 1. Seine linke Stirnfläche bildet einen rechtsseitigen Anschlag für den Kolben I. Der Kolben I besteht aus einem in dem Gehäuseraum 810 dichtend gleitenden zylindrischen Kolbenkörper, der in bekannter Weise mit einer grösseren Anzahl von im Axialabstand zueinander angeordneten Umfangs-Druckausgleichsnuten 841 versehen ist. Am linken Ende des Kolbens I befindet sich ein Schliessglied 844 mit einer Ventilsitzanlagefläche 845, die sich nach links progressiv abnehmend konisch verjüngt, so dass sich eine konkave Konusfläche ergibt. Bei Bewegung der Ventilsitzanlagefläche 845 nach rechts ändert sich daher der Ventilöffnungsquerschnitt in bezug auf den Linnearhub des Ventilsitzgliedes nach einer abfallenden, nicht-linearen Beziehung. Die Formgebung der Ventilsitzanlagefläche 845 kann für eine bestimmte druckmittelbetätigte Vorrichtung so getroffen werden, dass Leckageschwankungen dieser Vorrichtungen insbesondere bei niedriger Geschwindigkeit und bei temperaturbedingter Verminderung der Viskosität des Druckmediums kompensiert werden.

Der Durchmesser des Ventilsitzes 820 ist kleiner als der Kolbendurchmesser. Das den Kolben I von links beaufschlagende Druckmedium übt auf den Kolben eine Kraft aus, die gleich der Querschnittsfläche des Ventilsitzes 820, multipliziert mit dem Druck, ist.

Der Schaft J besteht aus einer zylindrischen Stange, die sich von der rechten Kolbenseite 851 nach rechts erstreckt und die an ihrer zylindrischen Aussenfläche 853 eine umlaufende Nut 855 aufweist, die im Axialabstand von der Kolbenfläche 851 an dem Schaft J angeordnet ist.

Das Steuerelement K entspricht im wesentlichen dem Steuerelement C nach Fig. 1. Die Nut 855 und eine Nut 890 an der Innenwand des Steuerelementes K sind in Axialrichtung so zueinander angeordnet, dass sich die Nuten um ein kleines Mass von z. B. 0,13 mm überschneiden, wenn sich das Steuerelement K in der dargestellten äussersten linken Position und die Ventilsitzanlagefläche 845 in Anlage an dem Ventilsitz 820 befindet.

Der Kolben I und der Schaft J weisen einen durchgehenden axialen Druckmittelkanal 880 auf, der auf der linken Seite mit dem Einlass 813 und auf der rechten Seite mit einem Querkanal 882 verbunden ist, welcher in die Nut 855 mündet. Die Kanäle 880, 882 und die Nuten 855, 890 sowie weitere vorgenannte Kanäle verbinden die Hochdruckseite am Einlass 813 mit der Steuerdruckkammer. Der Hochdruck wirkt auf die rechte Endfläche des Schaftes J sowie auf die ringförmige Kolbenfläche 851. Die Gesamtfläche dieser beiden Kolbenflächen ist grösser als die Fläche des Ventilsitzes 820. Infolgedessen wird der Kolben I gegen die Druckbeaufschlagung an seiner Fläche 844 in Schliessstellung gedrückt.

Der Kolbenteil 840 des Kolbens I bildet einen gedrosselten Verbindungskanal zwischen der Steuerdruckkammer und dem Auslass bzw. der Niederdruckkammer 812. Diese Drosselverbin-

dung wird bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel von einer Längsnut 850 an der Fläche des Kolbens I gebildet, welche die Nuten 841 unter Ausbildung rechtwinkliger Steuerkanten schneidet und die rechte Kolbenseite mit der linken Kolbenseite und der hier befindlichen Kammer 812 verbindet.

Bei Erregung der Magnetspule S bewegt sich das Steuerelement K gegen die Rückstellkraft der Feder 895 nach rechts, wodurch die Verbindung der Nuten 855, 890 gedrosselt und in der Steuerdruckkammer 810 ein Druckabfall erzeugt wird. Erreicht der Druckabfall einen Wert, bei welchem die den Kolben I nach links verstellenden Kräfte kleiner sind als die nach rechts wirkenden Kräfte an der Ventilsitzanlagefläche 845, so verschiebt sich der Kolben I nach rechts, wodurch sich die Ventilsitzanlagefläche 845 von dem Ventilsitz 820 abhebt. Das Hochdruckmedium kann nun über die Ventilöffnung zum Auslass 830 und von hier zu einer druckmittelbetätigten Vorrichtung strömen.

Bei einem vorgegebenen Öffnungsweg des Ventils ändert sich der Druckmittelstrom und damit auch der Druckabfall mit der Viskosität des die Ventilöffnung durchströmenden Druckmediums. Bei manchen hydraulischen Druckmedien, wie insbesondere Öl, kann sich die Viskosität in Abhängigkeit von der Temperatur in verhältnismässig weiten Grenzen ändern. Bei dem erfindungsgemässen Ventil werden solche Änderungen in der Viskosität des Öls, z. B. in einem Temperaturbereich von 20°C bis 82°C, automatisch kompensiert.

Die Magnetspule S und ihr Magnetkreis sind so ausgebildet, dass sich das Steuerelement K mit verhältnismässig geringen elektrischen Strömen, z. B. unter 6 W, verstellen lässt. Die bei diesen Strömen entstehende Wärme ist minimal. Das Ventil ist so ausgebildet, dass die Magnetspule S im wesentlichen auf derselben Temperatur wie das Druckmedium gehalten wird, welches durch das Ventil gesteuert wird. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel wird dies dadurch erreicht, dass die Wärme des Druckmediums auf die Magnetspule übertragen und letztere zugleich mit einer Wärmeisolierung versehen wird, um ein Abkühlen der Magnetspule zu vermeiden. Die Isolierung kann durch einen Luftspalt oder Luftmantel oder aber durch eine nicht-metallische Isolierschicht 896 bewirkt werden. Ändert sich die Temperatur, mit der das Druckmedium in den Einlass 813 gelangt, so wird aufgrund der Wärmeübertragung über das Metall des Kolbengehäuses R und das Metall des Steuerdruckgehäuses G die Temperatur der Magnetspule S entsprechend verändert. Die Temperatur der Magnetspule S wird durch die Temperatur des Druckmediums stärker beeinflusst als durch die Stromwärme.

Die Magnetspule S besteht z. B. aus 1400 Kupferdrahtwindungen mit einem Widerstand bei 20°C von etwa 24 m, der mit der Temperatur ansteigt. Bei einer festen Erregerspannung an der Magnetspule S vermindert sich daher bei zunehmender Spulentemperatur der Stromfluss und damit auch der Magnetfluss. Daraus folgt, dass sich

das Steuerelement K nach links verstellt, was zu einer Bewegung des Ventilschliessgliedes in Schliessrichtung führt. Erhält die Magnetspule S erheblich grössere Wärmemengen aus der Wärme des Druckmediums als durch die Stromwärme nach der Beziehung I^2R erzeugt wird, so lässt sich ein nahezu vollständiger Temperatenausgleich bei Schwankungen in der Betriebstemperatur des hydraulischen Druckmediums erzielen. Durch Auswahl der Metalle für den Magnetspulendraht, d.h. durch Verwendung von Metallen mit entsprechendem Temperatur-Widerstandskoeffizienten, ist eine mehr oder weniger grosse Temperaturkompensation erreichbar.

Bei Ausfall der elektrischen Stromzuführung bewegt sich bei dem vorstehend beschriebenen Ventil das Steuerelement K unter der Wirkung der Feder 895 nach links, wodurch der auf die rechte Kolbenfläche des Kolbens I wirkende Druck auf den Einlassdruck ansteigt, so dass unter der Differentialwirkung der Kolben I in die Ventilschliessstellung gebracht wird.

Fig. 9 zeigt eine Ventilpatrone der erfindungsgemässen Bauart, die als Einheit in ein Leitungsgehäuse od. dgl. einführbar ist, welches im Inneren einen Hochdruck-Einlasskanal und einen Auslasskanal für den gesteuerten Druckmittelauslass aufweist. Dieses Einlassgehäuse ist strichpunktartig angedeutet und besteht aus einem Metallblock mit einem zylindrischen Kanal 910, dessen Innenwand mit 911 bezeichnet ist. Der Kanal 910 erstreckt sich von der Gehäuseseite 912 zu einer Stelle, an der mit einer Hochdruckquelle verbunden ist. Im Gehäuse ist ferner ein zylindrischer Auslasskanal 914 angeordnet, der im Abstand von der Gehäusefläche 912 den Kanal 910 schneidet. Der Kanal 910 ist an seiner Mündung mit einem Innengewinde 916 versehen, in welches die Ventilpatrone einschraubbar ist.

Die Ventilpatrone besteht im wesentlichen aus einem Kolbengehäuse AA, einem die Steuerdruckkammer bildenden Gehäuse BB, einem Ventilbetätigungskolben CC, einem Ventilsitz DD, einem Schaft FF, einem Steuerelement GG und einer Magnetspule SS, bei deren Erregung das Steuerelement GG nach rechts verstellt und entsprechend der Ventilkolben CC nach rechts, d.h. in Öffnungsrichtung des Ventils, bewegt wird.

Das Gehäuse AA besteht im wesentlichen aus einem Block aus hochfestem magnetisch wirksamen Metall und weist einen zylindrischen Gehäuseraum mit einer zylindrischen Innenfläche 920 auf. Das Gehäuse AA weist etwa im mittleren Bereich ein Aussengewinde auf, mit der sich die Ventilpatrone in das Innengewinde 916 des Gehäuseblocks einschrauben lässt. Die Abdichtung der Schraubverbindung erfolgt mittels einer O-Ringdichtung 921. Das Patronengehäuse AA fasst mit seinem linken Ende bis hinter die Mündung des Auslasskanals 914 in den Kanal 910 und ist hier mittels eines O-Ringes 922 abgedichtet. Zwischen den Dichtungen 921 und 922 weist das Patronengehäuse radiale Öffnungen 924 auf, die den Anschluss zu dem Auslasskanal 914 herstellen.

Das Ventilsitzglied DD besteht aus einem hülsenartigen Teil aus magnetisch wirksamem Werkstoff; es ist am linken Ende der Kammer 919 der Ventilpatrone abgedichtet und durch einen Haltering 934 gesichert.

Das Steuergehäuse BB entspricht im wesentlichen dem Steuergehäuse der vorhergehenden Ausführungsbeispiele. Es weist ein Paar im Axialabstand zueinander angeordneter, magnetisch wirksamer Teile 970, 971 auf, die durch ein magnetisch unwirksames Zwischenteil 972 getrennt sind. Diese Teile sind miteinander verlugt und verlötet, so dass sie ein druckdichtes Gehäuse bilden. Die Teile 970, 971 und 972 bilden zusammen einen Axialkanal mit einer zylindrischen Innenwand 975. Am rechten Ende ist dieser Kanal von einem topfförmigen Schraubstopfen 976 verschlossen, der in das Teil 971 eingeschraubt und mittels eines O-Ringes 977 abgedichtet ist. Der Stopfen 976 besteht ebenfalls aus magnetisch wirksamem Werkstoff. Die Magnetspule SS umschliesst die Teile 976, 970, 972 und 971 und liegt in einem Gehäusemantel 980 aus magnetisch wirksamem Werkstoff, welcher zwischen der Aussenfläche des Stoffes 976 und dem Patronengehäuse AA, in Anlage hierzu, angeordnet ist. Auch das Patronengehäuse AA ist aus einem magnetisch wirksamen Material gefertigt.

Der Kolben CC gleitet in Dichtanlage an der Innenwand 920 des Gehäuses AA und weist am Umfang mehrere im Axialabstand angeordnete umlaufende Druckausgleichsnuten 940 auf. Am linken Ende des Kolbens CC ist eine Ventilsitzanlagefläche 941 angeordnet, deren Durchmesser kleiner ist als der Durchmesser des Kolbens CC.

Der Kolben CC ist mit einem axialen Längskanal 964 versehen, der sich von seiner rechten Kolbenfläche 942 zu einer ringförmigen Kolbenfläche 965 erstreckt und damit die Verbindung der Steuerdruckkammer mit dem Auslass- oder Niederdruck herstellt. Das linke Ende des Kanals 964 ist bei 966 im Durchmesser verjüngt und bildet hier eine Drosselstelle.

An der rechten Kolbenfläche 942 ist der Schaft FF angeordnet, welcher sich nach rechts in die Steuerdruckkammer erstreckt. Die Kolbenfläche 942 bildet zusammen mit der rechten Endfläche 943 des Schaftes FF eine Druckfläche zur Verstellung des Kolbens CC nach links. Die Aussenfläche 944 des Schaftes FF weist eine umlaufende Nut 945 auf, die über einen radial gebohrten Querkanal 946 mit einem axialen Druckmittelkanal 947 verbunden ist, der sich von einer in Nähe der Endfläche liegenden Stelle zu dem linken Ende 948 des Kolbens CC erstreckt. In der Fläche 944 des Schaftes sind ausserdem umlaufende Druckausgleichsnuten 953 angeordnet.

In das rechte Ende des Kanals 947 ist ein Stopfen 950 aus magnetisch wirksamem Werkstoff eingesteckt, der einen Axialkanal 951 aufweist, welcher über einen gebohrten Querkanal 952 mit dem Hochdruckkanal 910 und andererseits mit dem Kanal 947 des Kolbens CC verbunden ist, so dass das Hochdruckmedium an der Nut 945 steht. Die linke Stirnfläche 948 des Stopfens 951 ist im äus-

seren Kantenbereich abgeschrägt, um den auftreffenden Druckflüssigkeitsstrom an dieser Stelle aufzuteilen und in weitgehend wirbelfreiem Strom in Richtung auf den Ventilsitz 932 zu lenken, wenn sich das Ventil im Öffnungszustand befindet.

Das Steuerelement GG ist angenähert topfförmig ausgebildet. Es besteht aus einer Bodenfläche 955 und einer Umfangsfläche 956. Der Durchmesser der Innenbohrung ist so gewählt, dass das Steuerelement GG auf der Aussenfläche 944 des Schaftes FF dichtend gleitet. Bei diesem Ausführungsbeispiel ist also das Steuerelement GG auf dem zapfen- oder stangenförmigen Schaft FF, statt an der Innenwandung der Steuerdruckkammer, gleitend abgestützt.

Die Aussenfläche 958 des Steuerelementes GG weist einen Durchmesser auf, der kleiner ist als der Durchmesser der Fläche 920, so dass sich hier ein Spalt bildet, über welchen die Nut 945 in Druckmittelverbindung mit der Kolbenfläche 942 des Kolbens CC steht. Die den Mantel des Steuerelementes GG bildenden Wände des Topfstückes sind mit quer gebohrten Öffnungen 960 versehen, die den Raum auf der Aussenseite des Steuerelementes mit der Nut 945 verbinden. Die Öffnungen 960 überschneiden das rechte Ende der Nut 945 um ein Mass, welches etwa dem halben Durchmesser entspricht.

Zwischen dem linken Ende des Steuerelementes GG und der Kolbenfläche 942 befindet sich ein Abstandselement 962 aus magnetisch unwirksamen Material.

Das Steuerelement GG wird von einer Feder 962 in die linke Position gedrückt, die sich einerseits am Boden des topfförmigen Stopfens 976 und andererseits am Boden einer Bohrung 985 abstützt, die sich am rechten Ende des Steuerelementes GG befindet. Die Bohrung 985 ist über eine kleine Öffnung oder Drossel 986 in dem Boden 955 mit dem Innenraum des Steuerelementes verbunden. Diese Öffnung bildet eine Dämpfungsöffnung, welche die Stellbewegung des Steuerelementes GG gegenüber dem Schaft FF stabilisiert.

Wenn im Betrieb die Magnetspule SS von der Stromquelle gemäss Fig. 4 her erregt wird, so stellt sich ein geringer Strom in der Spule ein, der einen kleinen Magnetfluss erzeugt, welcher zur Verstellung des Steuerelementes GG gegen die Anfangskraft der Feder 982 nicht ausreicht. Der Hochdruck im Kanal 910 wird über die Kanäle 952, 951, 947, 946 und die Nuten 945 und 960 auf die rechte Seite des Kolbens CC übertragen. Da die rechte Kolbenseite grösser ist als die druckbeaufschlagte Fläche des Ventilsitzes 932, wird der Kolben CC nach links geschoben. Unter allen Betriebszuständen liegt eine gedrosselte Druckmittelverbindung über diese Kanäle zur Steuerdruckkammer hin und von hier über den Kanal 964 und die Drossel 966 zu dem Auslass 914 hin vor. Das Druckmittelvolumen wird primär durch die Grösse der Drossel 966 bestimmt.

Bei stärkerer Erregung der Magnetspule SS bewegt sich das Steuerelement GG nach rechts und drosselt die Verbindung zwischen der Nut 945 und den Kanälen 960. Hierbei stellt sich ein Druckab-

fall in der Steuerdruckkammer ein mit der Folge, dass sich der Kolben CC nach rechts bewegt und damit das Ventil öffnet.

Das über den Auslass 914 abfliessende Druckmedium wird z.B. einer hydraulischen Vorrichtung zugeführt, wobei sich in dem Auslass 914 ein bestimmter Druck aufbaut. Das beschriebene Ventil hält zwischen dem Einlass 910 und dem Auslass 914 einen konstanten Differenzdruck aufrecht. Falls dieses Druckgefälle erhöht oder vermindert werden soll, so wird die Magnetspule SS entweder erregt oder elektrisch abgeschaltet, wodurch sich das Steuerelement GG entweder nach rechts oder nach links bewegt und das Ventilschliessglied in Schliessrichtung oder in Öffnungsrichtung verstellt wird.

Der Ventilsitz DD und die Gehäuse AA und BB bestehen aus magnetisch wirksamem Werkstoff. Der Erregerstrom in der Magnetspule SS reicht aus, um ein Magnetfeld um die Ventilsitzanlagefläche 941 herum und in deren Nähe zu erzeugen. Dieses Magnetfeld zieht Magnetpartikel, die von dem im Bereich der Kanäle 952 gedrosselten Druckmedium mitgeführt werden, an und lagert sie in Nähe des Ventilsitzes 941 ab. Beim Öffnen des Ventils werden die abgelagerten Verunreinigungen ausgespült.

Bei allen vorstehend beschriebenen Ausführungsbeispielen ist ein zweiteiliges Gehäuse vorgesehen, dessen eines Gehäuseteil das Arbeits- oder Stellglied aufnimmt und eine Hochdruckkammer aufweist, während das andere Gehäuseteil das eine Steuerdruckkammer bildende Steuerelement ist. Die Gehäuseteile können einstückig gefertigt sein oder aus gesondert gefertigten Gehäusen bestehen, die nachträglich druckdicht miteinander verbunden werden. Das Arbeits- oder Stellglied bzw. der Stellkolben weist eine von dem Druck in der Steuerdruckkammer beaufschlagte Fläche auf und ist in seinem Gehäuse unter der Druckwirkung auf diese Fläche gegen in entgegengesetzter Richtung wirkende Kräfte in Positionen beweglich, die von einem magnetisch einstellbaren Steuerelement genau bestimmt werden. Das Arbeits- oder Stellglied kann unterschiedliche Funktionen erfüllen, z.B. einen aus dem Gehäuse herausgeführten Schaft oder ein sonstiges Stellglied verstellen, ferner eine Ventildfeder entspannen oder zusammendrücken, einen Ventilschieber betätigen, ein Ventilschliessglied betätigen, welches mit dem Stellglied einstückig verbunden ist oder aus einem gesonderten Teil besteht, den Kolben einer Pumpe hin und her bewegen oder sonstige Betätigungen ausführen, die einen kurzen Hub von z.B. unter 52 mm in einer Hubrichtung bei hoher Hubkraft erfordern.

Da bei den Ausführungsformen nach den Fig. 1, 7 und 8 die beiden Gehäuseteile getrennt hergestellt und anschliessend miteinander verbunden sind, kann eine genaue axiale Ausrichtung der beiden Gehäuseräume Schwierigkeiten verursachen. Das Stellglied ist in dem einen Gehäuse verschiebbar, während das Steuerelement sich in dem anderen Gehäuse bewegt und den Schaft dicht umschliesst. Bei Fluchtungsschwierigkeiten

empfiehlt sich die in den Fig. 5 und 6 dargestellte Befestigung des Schaftes an dem Stellglied.

Bei bekannten elektromagnetisch gesteuerten Nadelventilen sind für die Steuerung selbst kleiner Druckflüssigkeitsmengen verhältnismässig grosse elektrische Leistungen erforderlich, z.B. 12 Watt für eine Druckflüssigkeitsmenge von höchstens 1,8 l/min. bei 210 bar, was einem Verhältnis von 24 Watt je 3,7 l entspricht. Ausserdem ist hier die Anordnung so getroffen, dass diese Ventile entweder voll geöffnet oder voll geschlossen sind. Die maximale Durchströmmenge ist so gering, dass sie normalerweise nur dazu verwendet werden kann, ein weiteres druckbetätigtes Hauptventil zu steuern, welches dann seinerseits die grössere Druckflüssigkeitsmenge steuert, die von einer gesteuerten druckmittelbetriebenen Vorrichtung benötigt wird. Mit dem erfindungsgemässen Servoantrieb kann das Ventil dagegen solch grosse Druckmittelvolumen steuern, dass das Druckmittel unmittelbar als Betriebsmedium zur Betätigung einer leistungsstarken hydraulischen Vorrichtung eingesetzt werden kann.

Bei der vorliegenden Erfindung ist es möglich, mit einer Leistung von höchstens 6 Watt Druckmittelmengen von über 113,5 l/min. bei einem Verstellbereich zwischen 400 cm³/min. und über 113,5 l/min. zu steuern. Bei einem Servomotor der erfindungsgemässen Art kann bei einem Betriebsdruck von 210 bar und einem Stellglied von 50,8 mm leicht eine Last bis über 4000 kg mit einer elektrischen Leistung von 6 Watt, d.h. bei einem Verhältnis von 680 kg je Watt, gesteuert werden. Mit grösseren Stellglieddurchmessern lassen sich entsprechend grössere Leistungsverhältnisse erzielen.

Bei den Vorrichtungen nach den Fig. 1 und 5 ist es möglich, ein Stellglied bzw. den Stellkolben durch kontinuierliche Änderung der Magnetkraft an dem Steuerelement C, C' hin und her zu bewegen, indem z.B. der Potentiometerarm eine oszillierende Bewegung ausführt, oder mit einem die Steuerkammer umschliessenden oszillierenden Permanentmagneten gearbeitet wird oder indem der Schalter des in Fig. 1 gezeigten Solenoiden ein- und ausgeschaltet wird. Bei der Ausführungsform nach Fig. 5 lässt sich die hin und her gehende Kolbenbewegung durch Umschalten von dem einen auf den anderen Magneten erreichen. Die Hubbewegung des Stellkolbens kann z.B. zur Betätigung einer Kolbenpumpe ausgenutzt werden.

Bei einem Servoantrieb nach den Fig. 1 und 5 kann auch der Kanal 75 fortgelassen werden, und es kann der Hochdruck-Verbindungskanal 70 durch andere Mittel ersetzt werden. Die mit der Einlassöffnung versehene Hochdruckkammer 16 kann über ein Rückschlagventil mit der Hochdruckseite verbunden sein. Ausserdem kann hier der Auslass über ein Rückschlagventil mit einer Vorrichtung verbunden sein, die von dem über den Druck des Hochdruckmediums verstärkten Druck des Betriebsmediums versorgt wird.

Die Verwendung eines Steuerelementes in Form einer Hülse, welche ein Steuerkanalelement in Gestalt eines Schaftes umschliesst, in welchem

mindestens einer der zu der Steuerdruckkammer führenden Kanäle liegt, ermöglicht eine genaue Steuerung bei kleinen Bauabmessungen.

5 Patentansprüche

1. Elektromagnetisch gesteuerter Servoantrieb mit Nachlaufsteuerung, bei dem:

10 a) in einer zylindrischen Kammer (10, 11) eines einen Hochdruckanschluss (19, 20) und einen Niederdruckanschluss (24, 25) aufweisenden Gehäuses (H, M) ein axial beweglicher Stellkolben (P) von einem Steuerdruck in einer Steuerdruckkammer (22, 45) des Gehäuses entgegen einer Rückstellkraft beaufschlagt ist;

15 b) mit dem Stellkolben (P) ein in die Steuerdruckkammer (22, 45) hineinragender axialer Schaft (E) verbunden ist, der mindestens einen, über eine radiale Öffnung (84) in die Steuerdruckkammer mündenden und mit einem der Anschlüsse (19, 20) in Verbindung stehenden Druckmittelkanal (70) aufweist; und

20 c) ein federbelastetes (Feder 95), den Schaft (E) umschliessendes und gegenüber diesem durch Magnetkraft axial verschiebbares hülsenförmiges Steuerelement (C) vorgesehen ist, das mit einer einen Druckmittelstrom zwischen den beiden Anschlüssen (19, 20; 24, 25) veränderlich drosselnden Steuerkante (94) den Steuerdruck in der Steuerdruckkammer (22, 45) steuert; gekennzeichnet durch folgende Merkmale:

25 d) das Steuerelement (C) ist als Anker einer es umschliessenden Proportionalmagnetvorrichtung (S) ausgebildet, liegt in seiner Gesamtheit in der Steuerdruckkammer (22, 45) und wirkt mit seiner Steuerkante (94) mit der radialen Öffnung (84) zusammen;

30 e) der andere Anschluss (24, 25) steht mit der Steuerdruckkammer (22, 45) in gedrosselter Verbindung.

2. Servoantrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Schaft (E) des Stellkolbens (P) zwei axiale Druckmittelkanäle (70, 75) aufweist, von denen der eine mit dem Hochdruckanschluss (19, 20) und der andere mit dem Niederdruckanschluss (24, 25) verbunden ist, und dass die beiden Druckmittelkanäle (70, 75) über im Axialabstand zueinander angeordnete radiale Öffnungen (84, 86) am Umfang des Schaftes (E) münden, wobei diese Öffnungen von je einer Steuerkante (94, 96) des Steuerelementes (C) gegenläufig zueinander in Schliess- bzw. in Öffnungsrichtung gesteuert sind.

3. Servoantrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Schaft (K, X, J, FF) nur einen einzigen, mit dem Hochdruckanschluss (642, 724, 814, 910) verbundenen axialen Druckmittelkanal (675, 780, 880, 947) aufweist, und dass die Steuerdruckkammer mit dem Niederdruckanschluss (634, 740, 830, 924) über einen im Stellkolben (CC) angeordneten Drosselkanal (964, 966) oder einen am Stellkolbenumfang angeordneten Drosselkanal verbunden ist, der von einer Längsnut (671, 752, 850) gebildet ist, der von in Umfangsrichtung des Stellkolbens (N, W, I) verlaufenden

Druckausgleichsnuten (670, 750, 841) geschnitten ist.

4. Servoantrieb nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass das Steuerelement (C) an seiner Innenfläche eine Steuernut (90) aufweist, deren Flanken die Steuerkanten (94, 96) bilden, deren axialer Abstand etwa gleich dem Abstand der radialen Öffnungen (84, 86) des Schaftes (E) ist, so dass in der Ruhestellung des Steuerelementes (C) beide radiale Öffnungen (84, 86) des Schaftes (E) zumindest teilweise abgedeckt sind.

5. Servoantrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass am Schaft (E, K, X, J, FF) mindestens eine Umfangsnut (80, 81, 678, 783, 855, 945) angeordnet ist, in die der bzw. die axialen Druckmittelkanäle (70, 75, 675, 780, 880, 947) mit ihrer radialen Öffnung (84, 86, 680, 782, 882, 946) mündet bzw. münden.

6. Servoantrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass das Steuerelement (C) eine Aussenbeschichtung (105) aus einem unmagnetischen Material, vorzugsweise Kunststoff, aufweist.

7. Servoantrieb nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass das Steuerelement (C) mit einem vorbestimmten Spiel (cx) in der Steuerdruckkammer (22, 45) angeordnet ist, und dass die Aussenbeschichtung (105) eine Dicke (t) aufweist, die mindestens dem doppelten Spiel (cx) entspricht.

8. Servoantrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass sich das Steuerelement (C, F, Y, K, FF) zumindest zu seinem einen Ende hin konisch verjüngt.

9. Servoantrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass der Schaft (E') über eine druckausgeglichene Verbindung radial beweglich mit dem Stellkolben (P') verbunden ist.

10. Servoantrieb nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass der Schaft (E') mit radialem Bewegungsspiel in eine Bohrung (107) des Stellkolbens (P') einfasst und in der Bohrung mittels einer flexiblen Dichtung (110, 111) abgedichtet ist.

11. Servoantrieb nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass die Bohrung (107) des Stellkolbens (P') mit einem erweiterten Bohrungsabschnitt versehen ist, dessen Querschnittsfläche etwa doppelt so gross ist wie diejenige der Bohrung, dass der mit seinem Ende (108) in die Bohrung (107) einfassende Schaft (E') einen in dem erweiterten Bohrungsabschnitt liegenden Flansch (121) aufweist, dessen Querschnittsfläche etwa doppelt so gross ist wie diejenige der Bohrung (107), und dass der Raum zwischen den im Axialabstand zueinander angeordneten Dichtungen (110, 111) mit der Niederdruckseite verbunden ist.

12. Servoantrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass das Steuerelement (C', F) in seinen beiden Hubrichtungen magnetisch verstellbar ist.

13. Servoantrieb nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, dass die Proportionalmagnetvorrichtung ein Paar die Steuerdruckkammer umschliessender, zur Mittellage des Steuerelementes (C', F) symmetrisch angeordneter axial ausgerichteter Magnetspulen (S, S') aufweist.

14. Servoantrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, dass sich der oder die Druckmittelkanäle (70, 75, 675, 779, 880, 947) durch den Stellkolben (P, N, W, I, CC) hindurch erstreckt bzw. erstrecken.

15. Servoantrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, dass der Stellkolben (P) mit einem aus dem Gehäuse (H) herausragenden Ausgangsschaft (O) verbunden ist.

16. Servoantrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, dass der Stellkolben (N, I, CC) mit einem Ventilglied (D, 844, 941), z.B. dem Schieber (D) eines Wegeventils, verbunden ist oder das Ventilglied bzw. den Schieber bildet.

17. Servoantrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, dass der Stellkolben (W) zur Einstellung der Federschliesskraft eines Druckentlastungsventils mit dessen Federwiderlager (772) verbunden ist bzw. dieses bildet.

18. Servoantrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 17, dadurch gekennzeichnet, dass der Stellkolben (P) ein Differentialkolben ist, der auf seiner kleineren Kolbenfläche (33) vom Hochdruck in einer Hochdruckkammer (16) des Gehäuses (H) und auf seiner grösseren Kolbenfläche (27) in Gegenrichtung von dem Steuerdruck in der Steuerdruckkammer (22, 45) beaufschlagt ist.

Claims

1. Electromagnetically controlled servo drive with follow-up control, wherein:

a) in a cylindrical chamber (10, 11) of a housing (H, M) having a high-pressure port (19, 20) and a low-pressure port (24, 25), an axially movable regulating piston (P) is acted upon by a control pressure in a control pressure chamber (22, 45) of the housing in opposition to a restoring force;

b) there is connected to the regulating piston (P) an axial shank (E) which projects into the control pressure chamber (22, 45) and which has at least one pressure medium duct (70) opening into the control pressure chamber through a radial aperture (84) and connected to one of the ports (19, 20); and

c) a spring-loaded (spring 95) sleeve-form control element (C) is provided which surrounds the shank (E) and which is adapted to be displaced axially relatively to the said shank by magnetic force and which, with a control edge (94) variably throttling a flow of pressure medium between the two ports (19, 20; 24, 25), controls the control pressure in the control pressure chamber (22, 45); characterised by the following features:

d) the control element (C) is constructed as the armature of a proportional magnet device (S) surrounding said element, is situated in its entirety in the control pressure chamber (22, 45), and cooperates with its control edge (94) with the radial aperture (84);

e) The other port (24, 25) is in throttled communication with the control pressure chamber (22, 45).

2. Servo drive according to claim 1, characterised in that the shank (E) of the regulating piston (P) comprises two axial pressure medium ducts (70, 75) one of which is connected to the high pressure port (19, 20) and the other to the low pressure port (24, 25), and that the two pressure medium ducts (70, 75) debouch at the circumference of the shank (E) through radial apertures (84, 86) arranged with axial spacing from one another, these apertures being controlled by in each case a control edge (94, 96) of the control element (C) in opposite senses to one another in the closing and opening directions respectively.

3. Servo drive according to claim 1, characterised in that the shank (K, X, J, FF) has only a single axial pressure medium duct (675, 780, 880, 947) which is connected to the high pressure port (642, 724, 814, 910), and that the control pressure chamber is connected to the low pressure port (634, 740, 830, 924) via a throttle duct (964, 966) arranged in the regulating piston (CC) or via a throttle duct arranged at the regulating piston periphery, this duct being formed by a longitudinal groove (671, 752, 850) intersected by pressure compensation grooves (670, 750, 841) extending in the peripheral direction of the regulating piston (N, W, I).

4. Servo drive according to claim 2, characterised in that the control element (C) has at its inner surface a control groove (90) whose flanks form the control edges (94, 96), the axial spacing whereof is approximately equal to the spacing of the radial apertures (84, 86) of the shank (E), so that in the position of rest of the control element (C) both radial apertures (84, 86) of the shank (E) are masked at least partly.

5. Servo drive according to one of claims 1 to 4, characterised in that there is arranged on the shank (E, K, X, J, FF) at least one peripheral groove (80, 81, 678, 783, 855, 945) into which the axial pressure medium duct or ducts (70, 75, 675, 780, 880, 947) opens/open with its/their radial aperture (84, 86, 680, 782, 882, 946).

6. Servo drive according to one of claims 1 to 5, characterised in that the control element (C) comprises an outer layer (105) of a non-magnetic material, preferably synthetic plastic material.

7. Servo drive according to claim 6, characterised in that the control element (C) is arranged with a predetermined clearance (cx) in the control pressure chamber (22, 45), and that the outer layer (105) has a thickness (t) which corresponds at least to double the clearance (cx).

8. Servo drive according to one of claims 1 to 7, characterised in that the control element (C, F, Y, K, FF) narrows conically at least to one of its ends.

9. Servo drive according to one of claims 1 to 8, characterised in that the shank (E') is connected to the regulating piston (P') so as to be radially movable through the agency of a pressure-compensated connection.

10. Servo drive according to claim 9, characterised in that the shank (E') engages with radial play in a bore (107) of the regulating piston (P'),

and is sealed in the bore by means of a flexible sealing element (110, 111).

11. Servo drive according to claim 10, characterised in that the bore (107) of the regulating piston (P') is provided with a widened bore portion whose cross-sectional area is approximately twice as great as that of the bore, that the shank (E'), engaging with one (108) of its ends into the bore (107), has a flange (121) which is situated in the widened bore portion and whose cross-sectional area is approximately twice as great as that of the bore (107), and that the space between the sealing elements (110, 111) arranged with axial spacing from one another is connected to the low pressure side.

12. Servo drive according to one of claims 1 to 11, characterised in that the control element (C', F) is magnetically adjustable in both its travel directions.

13. Servo drive according to claim 12, characterised in that the proportional magnet device has a pair of axially aligned magnet coils (S, S') surrounding the control pressure chamber and situated symmetrically with respect to the middle position of the control element (C', F).

14. Servo drive according to one of claims 1 to 13, characterised in that the pressure medium duct or ducts (70, 75, 675, 779, 880, 947) extends/extend through the regulating piston (P, N, W, I, CC).

15. Servo drive according to one of claims 1 to 14, characterised in that the regulating piston (P) is connected to an output shank (O) projecting out of the housing (H).

16. Servo drive according to one of claims 1 to 14, characterised in that the regulating piston (N, I, CC) is connected to a valve member (D, 844, 941) e.g. the slide valve element (D) of a flow control valve, or forms the valve member or slide valve element.

17. Servo drive according to one of claims 1 to 14, characterised in that the regulating piston (W), for adjusting the the spring closing force of a pressure relief valve, is connected to the spring abutment (772) thereof, or forms said abutment.

18. Servo drive according to one of claims 1 to 17, characterised in that the regulating piston (P) is a differential piston which at its smaller piston face (33) is acted upon by the high pressure in a high pressure chamber (16) of the housing (H) and at its larger piston face (27) is acted upon in the opposite direction by the control pressure in the control pressure chamber (22, 45).

Revendications

1. Servomécanisme électromagnétique comportant un asservissement de poursuite, dans lequel:

a) dans une chambre cylindrique (10, 11) d'un carter (H, M) comportant un raccordement de haute pression (19, 20) et un raccordement de basse pression (24, 25), un piston mobile axialement (P) est soumis à une pression de commande

dans une chambre de pression de commande (22, 45) du carter contre une force de rappel;

b) au piston de réglage (P) est reliée une tige axiale (E) saillant dans la chambre de pression de commande (22, 45), tige qui comporte au moins un conduit de fluide de pression (70) débouchant par une ouverture radiale (84) dans la chambre de pression de commande et relié à un des raccords (19, 20);

c) on prévoit un élément de commande (C) en forme de manchon, assujéti à un ressort (ressort 95), entourant la tige (E) et pouvant se déplacer axialement par rapport à celle-ci sous l'action d'une force magnétique, lequel élément commande la pression de commande dans la chambre de pression de commande (22, 45) à l'aide d'une arête de commande (94) qui étrangle de façon variable un courant de fluide de pression entre les deux raccords (19, 20; 24, 25), caractérisé par les caractéristiques suivantes:

d) l'élément de commande (C) est réalisé sous forme d'armature d'un dispositif d'aimant proportionnel (S), il se trouve dans sa totalité dans la chambre de pression de commande (22, 45) et coopère avec l'ouverture radiale (84) à l'aide de son arête de commande (94);

e) l'autre raccordement (24, 25) a une liaison étranglée avec la chambre de pression de commande (22, 45).

2. Servomécanisme selon la revendication 1, caractérisé en ce que la tige (E) du piston de réglage (P) comporte deux conduits de fluide de pression axiaux (70, 75), dont l'un est relié au raccordement de haute pression (19, 20) et l'autre au raccordement de basse pression (24, 25), et les deux conduits de fluide de pression (70, 75) débouchent par des ouvertures radiales (84, 86) disposées axialement à une certaine distance l'une de l'autre sur la périphérie de la tige (E), ces ouvertures étant respectivement commandées dans le sens de l'ouverture ou de la fermeture en sens inverse l'une de l'autre, respectivement par une arête de commande (94, 96).

3. Servomécanisme selon la revendication 1, caractérisé en ce que la tige (K, X, J, FF) ne comporte qu'un seul conduit de fluide de pression (675, 780, 880, 947) axial relié au raccordement de haute pression (642, 724, 814, 910), et que la chambre de pression de commande est reliée au raccordement de basse pression (634, 740, 830, 924) par l'intermédiaire d'un conduit d'étranglement (964, 966) disposé dans le piston de réglage (CC) ou d'un conduit d'étranglement disposé sur la périphérie du piston de réglage et constitué par une gorge longitudinale (671, 752, 850) qui est coupée par des gorges d'équilibrage de pression (670, 750, 841) s'étendant dans le sens périphérique du piston de réglage (N, W, I).

4. Servomécanisme selon la revendication 2, caractérisé en ce que l'élément de commande (C) comporte sur sa surface intérieure une gorge de commande (90) dont les flancs constituent les arêtes de commande (94, 96), dont l'espacement axial est sensiblement égal à la distance entre les ouvertures radiales (85, 86) de la tige (E), de sorte

que, dans la position de repos de l'élément de commande (C), les deux ouvertures radiales (84, 86) de la tige (E) sont au moins partiellement recouvertes.

5. Servomécanisme selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que sur la tige (E, K, X, J, FF) est disposée au moins une gorge périphérique (80, 81, 678, 783, 855, 945) dans laquelle débouche ou débouche(nt) le, ou les conduits de fluide de pression axiaux (70, 75, 675, 780, 880, 947) par leur(s) ouverture(s) radiale(s) (84, 86, 680, 782, 882, 946).

6. Servomécanisme selon l'une des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que l'élément de commande (C) comporte un revêtement extérieur (105) en un matériau non magnétique, de préférence de la matière plastique.

7. Servomécanisme selon la revendication 6, caractérisé en ce que l'élément de commande (C) est disposé dans la chambre de pression de commande (22, 45) avec un jeu prédéterminé (cx), et que le revêtement extérieur (105) a une épaisseur (t) qui correspond au moins au double du jeu (cx).

8. Servomécanisme selon l'une des revendications 1 à 7, caractérisé en ce que l'élément de commande (C, F, Y, K, FF) se rétrécit coniquement au moins en direction de l'une de ses extrémités.

9. Servomécanisme selon l'une des revendications 1 à 8, caractérisé en ce que la tige (E') est reliée au piston de réglage (P') en pouvant se mouvoir radialement, par l'intermédiaire d'une liaison à pression compensée.

10. Servomécanisme selon la revendication 9, caractérisé en ce que la tige (E') est insérée avec jeu radial dans un alésage (107) et que son étanchéité est réalisée dans l'alésage au moyen d'un joint flexible (110, 111).

11. Servomécanisme selon la revendication 10, caractérisé en ce que l'alésage (107) du piston de réglage (P') comporte une portion élargie, dont la surface de section transversale est sensiblement le double de celle de l'alésage, en ce que la tige (E') insérée par son extrémité (108) dans l'alésage (107) comporte une bride (121) située dans la portion d'alésage élargie, dont la surface de section transversale est sensiblement le double de celle de l'alésage (107), et le volume entre les joints (110, 111) espacés axialement l'un de l'autre est relié au côté basse pression.

12. Servomécanisme selon l'une des revendications 1 à 11, caractérisé en ce que l'élément de commande (C', F) peut être réglé magnétiquement dans les deux sens de sa course.

13. Servomécanisme selon la revendication 12, caractérisé en ce que le dispositif d'aimant proportionnel comporte une paire de bobines magnétiques (S, S') orientées axialement, disposées symétriquement par rapport à la position médiane de l'élément de commande (C', F) et entourant la chambre de pression de commande.

14. Servomécanisme selon l'une des revendications 1 à 13, caractérisé en ce que le(s) conduit(s) de fluide de pression (70, 75, 675, 779, 880, 947) s'étend(ent) à travers le piston de réglage (P, N, W, I, CC).

15. Servomécanisme selon l'une des revendications 1 à 14, caractérisé en ce que le piston de réglage (P) est relié à une tige de sortie (O) sortant hors du carter (H).

16. Servomécanisme selon l'une des revendications 1 à 14, caractérisé en ce que le piston de réglage (N, I, CC) est relié à un corps de soupape (D, 844, 941), par exemple le tiroir (D) d'un distributeur, ou bien il constitue le corps de soupape ou le tiroir.

17. Servomécanisme selon l'une des revendications 1 à 14, caractérisé en ce que le piston de

réglage (W), pour régler la force de fermeture du ressort d'une soupape de détente, est relié à la butée de ressort (772) de celle-ci, ou la constitue.

18. Servomécanisme selon l'une des revendications 1 à 17, caractérisé en ce que le piston de réglage (P) est un piston différentiel, qui, sur sa plus petite surface de piston (33) est soumise à une haute pression dans une chambre de haute pression (16) du carter (H), et sur sa grande surface de piston (27) est soumis en sens inverse à la pression de commande dans la chambre de pression de commande (22, 45).

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

21

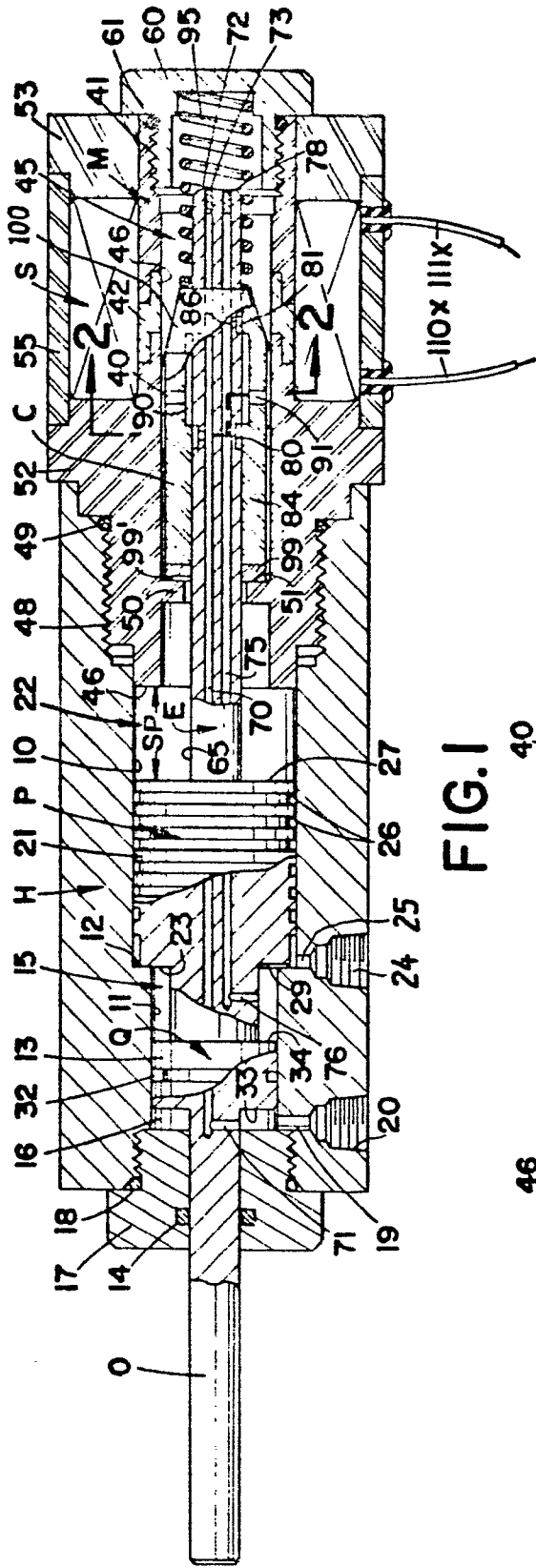


FIG. 1

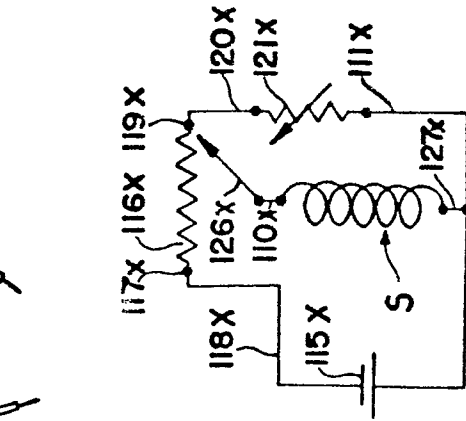


FIG. 4

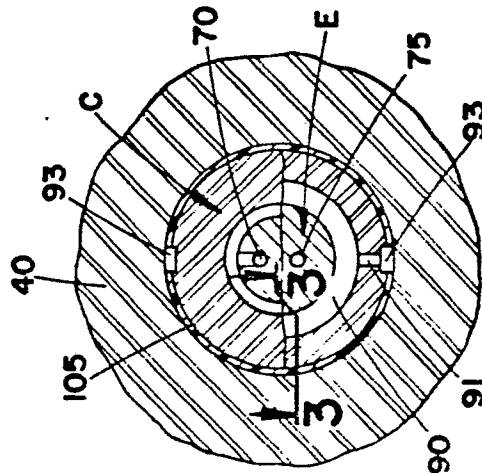


FIG. 2

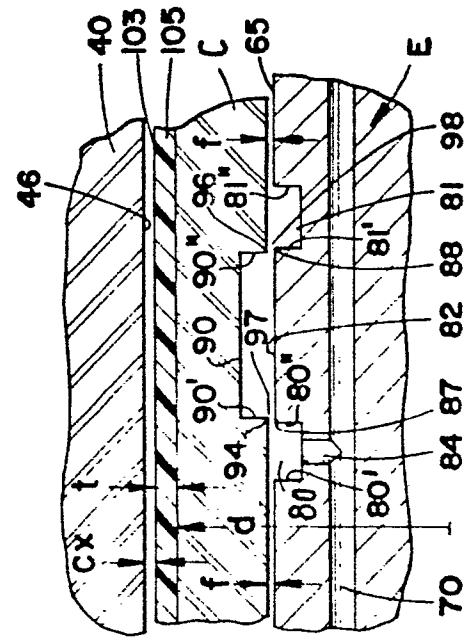


FIG. 3

