

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 1 255 930 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:

01.06.2005 Patentblatt 2005/22

(51) Int Cl.7: **F03C 1/04**

(86) Internationale Anmeldenummer:

PCT/EP2001/001702

(21) Anmeldenummer: **01909759.1**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:

(22) Anmeldetag: **15.02.2001**

WO 2001/061186 (23.08.2001 Gazette 2001/34)

(54) **HYDRAULISCHE STEUERSCHALTUNG FÜR EINEN HYDROMOTOR MIT MINDESTENS ZWEI GESCHWINDIGKEITEN**

HYDRAULIC CONTROL CIRCUIT FOR A HYDRAULIC ENGINE WITH AT LEAST TWO SPEEDS

CIRCUIT DE COMMANDE HYDRAULIQUE D'UN MOTEUR HYDRAULIQUE A AU MOINS DEUX VITESSES

(84) Benannte Vertragsstaaten:

DE FR GB IT

(72) Erfinder: **SHRIVE, Chris**

Dunfermline, Fife KY 12 8DP (GB)

(30) Priorität: **17.02.2000 DE 10007155**

23.08.2000 DE 10041435

(74) Vertreter: **Winter, Brandl, & Fürniss, Hübner**

**Röss, Kaiser, Polte Partnerschaft Patent- und
Rechtsanwaltskanzlei**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:

13.11.2002 Patentblatt 2002/46

Bavariaring 10

80336 München (DE)

(73) Patentinhaber: **Bosch Rexroth AG**

97816 Lohr am Main (DE)

(56) Entgegenhaltungen:

EP-A- 0 921 309

EP-A- 1 058 002

US-A- 5 001 964

US-A- 5 435 135

EP 1 255 930 B1

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

Beschreibung

[0001] Die Erfindung bezieht sich auf eine hydraulische Steuerschaltung für einen Hydromotor mit zumindest zwei Geschwindigkeiten, gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

[0002] Eine solche Steuerschaltung ist in dem Dokument EP 1058002 A2 beschrieben, das einen Stand der Technik gemäß Art. 54(3) EPÜ bildet.

[0003] Hydromotoren, die sich grundsätzlich für die Anwendung der Erfindung eignen, sind z.B. mehrhubige Axial- oder Radialkolbenmotoren, Hydromotoren nach dem Planetenradprinzip, d.h. sogenannte Gerotoren, oder Kolbenmotoren mit Stufenkolben. Die Bauarten dieser Hydromotoren sind allgemein bekannt. Lediglich der Vollständigkeit halber wird auf das Kapitel 5 "Hydromotoren" im Lehr- und Informationsbuch "DER HYDRAULIKTRAINER - Band 1/Grundlagen und Komponenten der Fluidtechnik/Hydraulik", 2. Auflage 1991, verwiesen.

[0004] Hydromotoren mit Stufenkolben sind beispielsweise in der japanischen Offenlegungsschrift 48-40007, der DE 37 23 988 A1 und der DE 40 37 455 C1 beschrieben. Während im Fall des in der japanischen Offenlegungsschrift 48-40007 gezeigten Hydromotors mit radial ausgerichteten Kolben die Druckbeaufschlagung von außen erfolgt, geschieht dies im Fall der DE 40 37 455 C1 von innen. Das Schluckvolumen und damit das Drehmoment und die Drehzahl des aus der DE 40 37 455 C1 bekannten Hydromotors wird dadurch umgeschaltet, dass getrennte Steuerkanäle für die einzelnen Kolben- und Ringräume, d.h. für die einzelnen Arbeitskammern vorgesehen werden und die Ansteuerung dieser Arbeitskammern getrennt erfolgt. Es können zur Drehmomentabstufung entweder nur die Ringräume, oder nur die Kolbenräume oder beide Arbeitskammergruppen gemeinsam mit Druckmittel beaufschlagt werden. Die auf diese Weise jeweils neutralisierten Arbeitskammern sind somit kurzgeschlossen.

[0005] Den Steuerungen für das Umschalten der Drehzahl für diese Hydromotoren ist dann gemeinsam, dass mittels einer Ventilanordnung das Schluckvolumen des Motors schaltbar ist, indem die Schluckvolumina ausgewählter Arbeitskammern, d.h. der Arbeit verrichtenden Motorkammern, wie z.B. einer zu- und abschaltbaren Kolbengruppe, selektiv neutralisiert werden, was in der Regel durch Kurzschließen der Zu- und Ablaufseite der betreffenden Motorkammer geschieht.

[0006] Im folgenden soll für den Anwendungsfall eines Radialkolbenmotors nach dem Mehrhub-Prinzip die dabei auftretende Problematik näher beschrieben werden:

[0007] Bei Radialkolbenmotoren nach dem Mehrhub-Prinzip stützen sich die radial angeordneten Kolben in der Regel über eine Rolleneinrichtung auf einer Hubkurve ab. Der Zylinderraum wird dabei regelmäßig über axiale Bohrungen mit Druckflüssigkeit versorgt, und jeder Motorkolben wird pro Wellenumdrehung so oft mit

Flüssigkeit belastet bzw. entlastet, wie dies die Anzahl der Nocken an der Hubkurve entspricht. Das durch die Kurvenform des Hubrings entstehende Drehmoment wird dabei beispielsweise durch eine Verzahnung von der Kolbengruppe, die in einem Rotorteil aufgenommen ist, auf eine Abtriebswelle übertragen.

[0008] Bei bestimmten Ausführungen derartiger Radialkolbenmotoren kann das Schluckvolumen halbiert werden, indem über ein Ventil in der hydraulischen Steuerung dafür gesorgt wird, dass nur die Hälfte der Motorkolben beim Arbeitshub mit Druckflüssigkeit versorgt werden. Die restlichen Motorkolben sind mit der Ablaufseite des Motors verbunden, wodurch der Radialkolbenmotor in einem derart geschalteten Zustand mit doppelter Drehzahl, jedoch mit halbiertem Drehmoment läuft.

[0009] Eine hydraulische Steuerschaltung der vorstehend beschriebenen Art, bei der die Umschaltung zwischen den Geschwindigkeiten durch Veränderung des Schluckvolumens dadurch erfolgt, dass die Schluckvolumina einer ausgewählten Anzahl von Motor-Arbeitskammern mittels einer Ventilanordnung dadurch selektiv neutralisiert werden, das für diese Motor-Arbeitskammern die betreffende Zulaufseite mit der Ablaufseite kurzgeschlossen wird, ist in der Anwendung für Radialkolbenmotoren beispielsweise aus der US-A-4,724,742 bekannt. Die Ventilanordnung weist in diesem Fall einen gegen die Kraft einer Rückstellfeder durch einen entgegengesetzt wirkenden Steuerdruck verschiebbaren Kolbenschieber auf, der entweder im stehenden Teil, d.h. im Motorgehäuse, oder im drehenden Teil, d.h. im Rotor, aufgenommen ist. Dabei sind insbesondere schaltungstechnische Maßnahmen ergriffen, um dafür zu sorgen, dass die beiden Geschwindigkeiten so gleichförmig wie möglich stabilisiert werden können.

[0010] Es zeigt sich allerdings, dass die Lebensdauer derartiger Radialkolbenmotoren, die mit der Option eines veränderbaren, beispielsweise halbierbaren Schluckvolumens ausgestattet sind, spürbar verringert ist, was auf erhöhte Abnützungen im Bereich der Nockenflanken und -rollen einerseits sowie kavitationsbedingte Verschleißerscheinungen im Bereich der Motorkolben andererseits zurückzuführen ist.

[0011] Der Erfindung liegt deshalb die Aufgabe zugrunde, die hydraulische Steuerschaltung für einen Radialkolbenmotor mit zwei Geschwindigkeiten derart weiterzubilden, dass es mit geringem schaltungs- und vorrichtungstechnischen Aufwand gelingt, die Lebensdauer derartiger bezüglich der Geschwindigkeit umschaltbarer Radialkolbenmotoren anzuheben und dabei gleichzeitig das Einsatzgebiet dieser Motoren, insbesondere auf das Gebiet der Mobilhydraulik, zu erweitern.

[0012] Diese Aufgabe wird durch die Merkmale des Patentanspruchs 1 gelöst.

[0013] Erfindungsgemäss wird die Ventilanordnung zunächst derart umgestaltet, dass die Umschaltung zwischen den unterschiedlichen Motorgeschwindigkeiten

über zumindest eine Zwischen-Schaltstellung erfolgt, in der die Zulaufseite mit der Ablauf-Seite der zu aktivierenden bzw. zu deaktivierenden Arbeitskammer- bzw. Motorkolbengruppe über eine Blendenanordnung in Strömungsmittelverbindung steht, wodurch es wirksam und mit einfachen Mitteln gelingt, dem Auftreten von Druckspitzen in der Steuerschaltung und im Bereich der Motorkammern bzw. -kolben beim Umschaltvorgang entgegenzuwirken. Indem also der Druckanstieg im Hauptkreis konwirksam vermieden werden, wird der Hydromotor, wie z.B. der Radialkolbenmotor auch nicht abrupt beschleunigt bzw. abgebremst, wodurch nicht nur die Beanspruchungen der Bauteile des Motors und insbesondere der an der Wälzbewegung beteiligten Motor-komponenten erheblich kleiner werden, sondern auch die auf einen nachgeschalteten Antriebsstrang übertragenen Kräfte vergleichmäßigt werden. Die vom Hydromotor gesteuerten Bewegungen werden aufgrund der erfindungsgemäßen Gestaltung der Steuerschaltung erheblich sanfter ausgeführt, was den besonderen Vorteil hat, dass sich auch derartige hinsichtlich der Drehzahl schaltbare Hydromotoren mit verbessertem Komfort und mit erhöhter Bediensicherheit in der Mobilhydraulik, beispielsweise für den Fahrtrieb oder für ein Hubaggregat einsetzen lassen. Der Fahrer kann den Schaltvorgang zwischen den Geschwindigkeiten ruckfrei ausführen, wobei ein abruptes Beschleunigen oder Abbremsen des Fahrzeugs mit der Gefahr des Instabilität des Fahrverhaltens bzw. des Verlusts der Bodenhaftung einzelner Räder nicht mehr auftritt. Wenn mittels des Hydromotors eine Last bewegt wird, gelingt die Umschaltung ebenfalls derart ruckarm, dass plötzliche Beschleunigungen bewegter Teile, wie z.B. der Last und der diese tragenden Komponenten vermieden werden, was der Funktion- und vor allem auch der Bediensicherheit des mobilhydraulischen Fahrzeugs bzw. Geräts zugute kommt. Selbst nicht besonders gesicherte Lasten können auf diese Weise mit gestuften Geschwindigkeiten sicher bewegt werden. Dabei ergibt sich der zusätzliche Vorteil, dass gleichzeitig Schäden an der Pumpe oder an Ventilen vermieden werden.

[0014] Die Ausgestaltung der Ventilanordnung mit einem stetig verstellbaren 4/2-Wegeventil, das in seiner einen End-Schaltstellung eine Verbindung einerseits zwischen dem Zulauf einer hinsichtlich des Schluckvolumens nicht zu neutralisierenden Motor-Arbeitskammer und dem Zulauf der hinsichtlich des Schluckvolumens zu neutralisierenden Motor-Arbeitskammer und andererseits zwischen den jeweiligen Abläufen der Motor-Arbeitskammern bzw. Motorkolben herstellt, und in der anderen End-Schaltstellung den Zu- und Ablauf der zu- und abschaltbaren Motor-Arbeitskammer kurzschließt und gleichzeitig die übrige Verbindung sperrt, erlaubt es, den kurzgeschlossenen Kreis mit einem von den Drücken in den Motoranschlüssen (A und B) unabhängigen Druck zu beaufschlagen, wodurch insbesondere bei kleinen Drehzahlen Reibungsverluste minimiert werden können. Diese Ausgestaltung eignet sich

in besonderer Weise für Systeme mit umkehrbarer Lauf- richtung.

[0015] Dabeit lässt sich die Ventilanordnung nach wie vor sehr einfach aufbauen und dementsprechend auch ohne Weiteres in entsprechende Komponenten des Radialkolbenmotors, d.h. entweder in das Motorgehäuse oder aber in das Gehäuse des Rotors integrieren.

[0016] Eine Optimierung des Druckaufbaus im Bereich der beim Umschaltvorgang kritisch beanspruchten Motorkolbengruppe gelingt erfindungsgemäss besonders wirksam dann, wenn dafür Sorge getragen wird, dass ein Ventilkörper der Ventilanordnung über diese Zwischen-Schaltstellung hinweg mit kontrollierter Geschwindigkeit bewegt wird.

[0017] Ein besonderer Vorteil dieser erfindungsgemässen Massnahmen besteht dabei darin, dass die hydraulische Steuerschaltung nur geringfügig modifiziert werden muss, um die vorstehend beschriebenen Effekte zu erzielen. So kann die Blendenanordnung in einfacher Weise durch eine geeignete Steuerkantengeometrie eines herkömmlichen Steuerschiebers bereitgestellt werden, was die Möglichkeit eröffnet, bereits im Betrieb befindliche Radialkolbenmotoren mit der erfindungsgemässen hydraulischen Steuerschaltung nachzurüsten. Dabei hat sich ferner gezeigt, dass durch die erfindungsgemässe Umgestaltung der hydraulischen Steuerschaltung nicht nur die kritischen mechanischen Beanspruchungen der Motorkomponenten erheblich reduziert werden, sondern dass gleichzeitig kavitationsbedingte Abnützungen im Bereich der Motorkolben und deren Anschlüssen beträchtlich verringert werden, wobei sich der zusätzliche Vorteil ergibt, dass zum Kavitationsschutz herkömmliche Massnahmen, wie z. B. handelsübliche Rückschlagventile verwendet werden können.

[0018] Vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind Gegenstand der Unteransprüche.

[0019] Durch die Weiterbildung des Patentanspruchs 2 wird wirksam sichergestellt, dass die deaktivierte Motorkolben- bzw. -Arbeitskammergruppe im Hochgeschwindigkeitsbetrieb des Radialkolbenmotors keiner Unterversorgung mit Strömungsmittel unterliegt, so dass kavitationsbedingte Verschleisserscheinungen minimiert werden.

[0020] Mit der Weiterbildung nach den Patentansprüchen 3 und 4 lässt sich der kombinierte Schlag- und Kavitationsschutz äusserst platzsparend realisieren.

[0021] Eine optimale Anpassung der Steuerschaltung an die Bauart eines Radialkolbenmotors, insbesondere eines Radialkolbenmotors nach dem Mehrhubprinzip, ist Gegenstand des Patentanspruchs 8.

[0022] Eine besonders genaue Ansteuerung der Ventilanordnung ergibt sich mit der Weiterbildung des Patentanspruchs 9. Der Ausgangsdruck eines stetig verstellbaren Druckventils lässt sich mit ausreichender Geschwindigkeit entsprechend einem vorgegebenen Profil steuern, so dass die Zwischen-Schaltstellung der Ventilanordnung mit exakter zeitlicher Steuerung und damit

unter Sicherstellung eines optimalen Druckaufbaus im Bereich der jeweils kritischen Motorkolbengruppe erfolgt.

[0023] Eine vom Aufbau her vereinfachte Alternative für die Ansteuerung der Ventilanordnung ist Gegenstand des Patentanspruchs 10.

[0024] Vorteilhafte Varianten der Erzeugung eines Steuerdrucks stromab einer Blende sind Gegenstand der Unteransprüche 11 bis 14.

[0025] Wenn die Blende - gemäß Anspruch 13 - in ein Wegeventil integriert ist, ergibt sich ein Kostenvorteil, weil ein herkömmliches Ventil verwendet werden kann, und darüber hinaus der günstige Effekt, dass die Blende nach dem Umschalten des Wegeventils aus der Versorgungsleitung genommen ist. Dadurch kann dem Auftreten von Kavitation aufgrund von temporärer Unterversorgung bestimmter Abschnitte des Hydromotors, insbesondere beim Auftreten unzulässig niedriger Saugdrücke in den deaktivierten, aber mechanisch zwangsgekoppelten Motor-Arbeitskammern, wirksam entgegengetreten werden, indem in die Steuerdruckleitung zusätzliches Strömungsmittel, d.h. Anti-Kavitations-Strömungsmittel bzw. Anti-Kavitationsdruck eingespeist wird. Vorzugsweise wird die Mittelstellung des Wegeventils mit reduzierter Geschwindigkeit überfahren, so dass der gewünschte Druckanstieg in der Steuerdruckleitung mit einfachen steuertechnischen Maßnahmen realisierbar ist.

Ein vergleichbarer, die Gefahr des Auftretens von Kavitation vermindender Effekt, lässt sich mit der Eingliederung eines Folgeschaltventils nach Anspruch 12 erzielen.

[0026] Es hat sich gezeigt, dass ein langsamer und vorzugsweise rampenartiger Anstieg des Steuerdrucks gemäß Patentanspruch 14 ohne weiteres zu ausreichenden Ergebnissen bei der Ansteuerung der Ventilanordnung führt.

[0027] Mit der Weiterbildung des Anspruchs 15 kann darüber hinaus zusätzlich die Schaltzeit optimiert werden. Bevorzugterweise erfolgt die Ansteuerung des stetig verstellbaren Druckventils bzw. des Wegeventils gemäß Patentanspruch 10 unter Zuhilfenahme eines programmierten Signals, mit dem letztlich der Druckaufbau im jeweils kritischen Versorgungskreis für die Motorkolben bzw. -Arbeitskammern zeitlich exakt vorgegeben wird. Mit anderen Worten, der Ventilkörper der so angesteuerten Ventilanordnung wird entsprechend einem vorgegebenen Weg/Zeit-Diagramm zwischen den beiden Schaltstellungen verschoben, so dass er die zumindest eine Zwischen-Schaltstellung mit vorgegebenem Geschwindigkeitsprofil durchfährt.

[0028] Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen sind Gegenstand der übrigen Unteransprüche.

[0029] Nachstehend werden anhand schematischer Zeichnungen mehrere Ausführungsbeispiele der Erfindung näher erläutert, wobei lediglich beispielhaft auf eine Anwendung der Schaltungsanordnung für einen Radialkolbenmotor nach dem Mehrhubprinzip Bezug ge-

nommen wird. Dabei zeigen die Fig. 1 bis 6 Ausführungsformen von hydraulischen Steuerschaltungen, die mit einer Ventilanordnung ausgestattet sind, welche zwar nicht Gegenstand der Erfindung ist, jedoch eine erfindungsgemäße Anordnung zur Erzeugung eines die Ventilanordnung ansteuernden Drucks aufweist. Es zeigen im einzelnen:

Fig. 1 ein Schaltbild einer hydraulischen Steuerschaltung für einen Radialkolbenmotor mit zwei Geschwindigkeiten; mit einer ersten Ausführungsform zur Erzeugung des Ansteuerdrucks;

Fig. 2 in einer der Fig. 1 entsprechenden Darstellung das Schaltbild einer modifizierten Ausgestaltung der Steuerschaltung;

Figuren 2A und 2B Ausschnitte modifizierter Schaltbilder von Ausführungsformen, bei denen die Kombination "Blende/Wegeventil" abgewandelt ist;

Fig. 3 in schematisierter Darstellung eine Einzelheit einer hydraulischen Steuerschaltung gemäß einer weiteren Variante; die nicht Gegenstand der Erfindung ist;

Fig. 4A eine Einzelheit einer hydraulischen Steuerschaltung nach einer weiteren Ausführungsform, die mit einer Ventilanordnung gemäß der Ausführungsform nach Fig. 3 arbeitet, für den Fall, dass der Ansteuerdruck für die Ventilanordnung in einem ersten, unteren Druckbereich liegt;

Fig. 4B eine schematische Schnittansicht des zugehörigen stetig verstellbaren Wegeventils der Ventilanordnung in diesem Betriebszustand;

Fig. 5A, Fig. 5B Darstellungen entsprechend den Figs. 4A und 4B für den Fall, dass der Ansteuerdruck der Ventilanordnung in einem mittleren Druckbereich liegt;

Fig. 6A, Fig. 6B Darstellungen entsprechend den Figs. 4A und 4B für den Fall, dass der Ansteuerdruck oberhalb eines mittleren Druckbereichs liegt;

Fig. 7 einen Ausschnitt eines Schaltkreises mit einer ersten erfindungsgemäßen Ausführungsform der hydraulischen Steuerschaltung für einen Radialkolbenmotor mit zwei Geschwindigkeiten, der keine bevorzugte Laufrichtung hat;

Fig. 8 die Schnittansicht einer Ausführungsform der bei der hydraulischen Steuerschaltung gemäß Fig. 7 verwendeten Ventilanordnung;

Fig. 8A im Teilschnitt die Einzeldarstellung des bei der Ausführungsform nach den Figuren 7 und 8 ver-

wendeten Ventilschiebers des 3/2-Wegeventils;

Fig. 9 in einem etwas verkleinerten Massstab die Ansicht gemäss Fig. 8 in einem Betriebszustand, in dem der Ansteuerdruck in einem ersten, unteren Druckbereich liegt, wobei in

Fig. 9A die betreffenden Schaltstellungen der Ventilschieber angedeutet sind;

Figs. 10 und 10A Darstellungen entsprechend den Figs. 9 und 9A für den Fall, dass der Ansteuerdruck in einem zweiten, unteren Druckbereich liegt;

Figs. 11 und 11A Darstellungen entsprechend den Fig. 10 und 10A für den Fall, dass der Ansteuerdruck in einem mittleren Druckbereich liegt;

Figs. 12 und 12A Ansichten entsprechend den Fig. 10 und 10A für den Fall, dass sich der Ansteuerdruck in einem vierten Druckbereich befindet;

Figs. 13 und 13A Ansichten entsprechend den Fig. 10 und 10A für den Fall, dass der Ansteuerdruck in einem fünften Druckbereich liegt;

Figs. 14 und 14A Darstellungen entsprechend den Fig. 10 und 10A für den Fall, dass der Ansteuerdruck oberhalb des fünften Druckbereichs liegt;

Fig. 15 ausschnittsweise eine weitere Ausführungsform eines Hydraulik-Schaltkreises mit einer modifizierten Ausgestaltung eines Ventils zur Absicherung des Radialkolbenmotors gegen Kavitationsverschleiss und

Fig. 16 eine schematische Schnittansicht des in Fig. 15 verwendeten 4/2-Wegeventils.

[0030] In Fig. 1 ist beispielhaft eine hydraulische Steuerschaltung für einen mit dem Bezugszeichen 20 bezeichneten Radialkolbenmotor gezeigt, der - schematisch angedeutet - zwei Kolbengruppen 20-1 und 20-2 hat, von denen die Motorkolbengruppe 20-2 selektiv zur Verringerung, vorzugsweise zur Halbierung des Schluckvolumens, abschaltbar ist. Die Arbeitsdruck- bzw. Zulaufseite des Radialkolbenmotors 20 mit zwei Geschwindigkeiten ist mit "B" bezeichnet, und die Ablaufseite mit "A".

[0031] Der nicht näher dargestellte Radialkolbenmotor ist nach dem sogenannten "Mehrhüben-Prinzip" aufgebaut, bei dem sich die radial angeordneten Kolben über Rollen auf einer Hubkurve abstützen. Die Zylinderräume der einzelnen Kolben werden gesteuert über axiale Bohrungen mit Druckfluid versorgt, wobei jeder Kolben pro Wellenumdrehung so oft mit Druckfluid belastet bzw. entlastet wird, wie es der Anzahl der Nocken an der Hubkurve entspricht. Das durch die Kurvenform des

Hubrings entstehende Drehmoment wird vorzugsweise durch eine Verzahnung von der Rotor/Kolben-Gruppe auf eine Abtriebswelle übertragen.

[0032] Für den Umschaltvorgang ist im Bereich des Zulaufs "B", d.h. in einem Leitungszweig 34 für die Kolbengruppe 20-2 eine Ventilanordnung in der Ausgestaltung eines stetig verstellbaren 3/2-Wegeventils 30 vorgesehen, das zwei End-Schaltstellungen 30-A und 30-B hat. Eine Rückstellfeder 32 drückt den Ventilkörper, vorzugsweise einen Kolbenschieber, in die gezeigte Schaltstellung 30-A, in der der Zulauf B über Leitungsabschnitte 34 und 22 zur Kolbengruppe 20-2 durchgeschaltet ist. In diesem Betriebszustand sind die beiden Kolbengruppen 20-2 und 20-1 gleichberechtigt mit Hydraulikfluid versorgt, so dass der Radialkolbenmotor mit einer vorbestimmten ersten Geschwindigkeit und einem vorbestimmten ersten Drehmoment arbeitet.

[0033] In der zweiten End-Schaltstellung 30-B wird der Leitungsabschnitt 34 vom Ventil 30 verschlossen. Gleichzeitig schliesst das Ventil 30 in der Schaltstellung 30-B den Zulauf 22 der Motorkolbengruppe 20-2 mit deren Ablaufseite 24 kurz, was über eine Überbrückungsleitung 36 erfolgt.

[0034] Wenn somit für die Kolbengruppe 20-2 eine Kurzschliessung der Zulaufseite 22 und der Ablaufseite 24 vorliegt, werden nur noch die Kolben der Kolbengruppe 20-1 beim Arbeitshub mit Druckflüssigkeit versorgt, wodurch der Motor in diesem Zustand mit erhöhter, in der Regel doppelter Drehzahl aber verringertem, in der Regel halbiertem Drehmoment läuft.

[0035] Der in Fig. 1 gezeigte Radialkolbenmotor ist auch in der Lage, mit umgekehrter Drehrichtung zu arbeiten, wobei in diesem Fall die Anschlüsse "A" und "B" vertauscht werden. Bei dieser Drehrichtung sind in der Schaltstellung 30-B des Ventils 30 die Anschlüsse 22 und 24 der Kolbengruppe 20-2 wiederum kurzgeschlossen, so dass diese Kolbengruppe nicht zur Drehmoment-Erhöhung beitragen kann. Allerdings liegen diese Anschlüsse auf Arbeitsdruck-Niveau, so dass sich bei dieser Drehrichtung höhere Energieverluste, wie z.B. Temperaturanstieg der Druckflüssigkeit und Reibungsverluste einstellen.

[0036] Derartige Radialkolbenmotoren werden zunehmend im Bereich der Mobilhydraulik eingesetzt, wobei es oftmals erforderlich ist, die Geschwindigkeit unter Last umzuschalten. Im folgenden wird im einzelnen beschrieben, welche Massnahmen im Bereich der hydraulischen Steuerschaltung getroffen sind, um diese Umschaltung sanft und schonend durchzuführen, d.h. derart, dass sich einerseits ein angenehmes Fahrgefühl einstellt und andererseits die Komponenten des Radialkolbenmotors und der hydraulischen Steuerschaltung vor verschleissfördernden Beanspruchungen geschützt werden.

[0037] Wie vorstehend bereits erwähnt, ist das Ventil 30 als stetig verstellbares 3/2-Wegeventil ausgebildet, d.h. als Ventil, dass zwischen den beiden End-Schaltstellungen 30-A und 30-B zumindest eine Zwischen-

Schaltstellung hat, in der die im Zulauf der Kolbengruppe 20-2 liegenden Leitungsabschnitte 34 und 22 über eine Blendenanordnung miteinander in Verbindung stehen. Diese Zwischen-Schaltstellung wird weiter unten unter Bezugnahme auf die Figuren 3ff näher erläutert. Entscheidend ist, dass das Überfahren dieser Zwischen-Schaltstellung dazu benutzt wird, Druckspitzen in den Leitungsabschnitten 22, 24 und 34, 36 zu glätten und damit unkontrollierte Drehmoment- und/oder Geschwindigkeitsschwankungen an der Abtriebswelle des Radialkolbenmotors zu vermeiden, was letztlich zu einer Verschlechterung des Fahrverhaltens eines mit einem derartigen Motor ausgestatteten Fahrzeugs führen würde.

[0038] Die Ventilanordnung 30 ist per se nicht Gegenstand der Erfindung, da sie in einem Dokument gemäß Art. 54(3) EPÜ beschrieben ist. Im Folgenden soll aber die Erzeugung des Ansteuerdrucks für die Ventilanordnung 30 näher beschrieben werden, da sie bei den erfindungsgemäßen Ausführungsformen der Fig. 7 bis 16 Anwendung finden kann.

[0039] Damit die Zwischen-Schaltstellung mit kontrollierter Geschwindigkeit und damit kontrolliertem Druckauf- und -abbau in den Leitungsabschnitten 22, 24 und 34, 36 durchfahren werden kann, wird der an einem Steueranschluss 38 des Wegeventils 30 anliegende Ansteuerdruck X wie nachfolgend näher erläutert gesteuert bzw. geregelt:

[0040] Der Ansteuerdruck X ist der Ausgangsdruck eines stetig verstellbaren Druckventils 40, mit dem ein Versorgungsdruck PV vorzugsweise durch elektrische Ansteuerung am Signalanschluss 42 auf den Wert "X" eingestellt bzw. geregelt wird. Am Punkt 46 erfolgt eine Verzweigung einer Steuerdruckleitung 44 in eine Steuerdruck-Zweigleitung 48, die zu weiteren Motoren bzw. Motorkolbengruppen führt.

[0041] Die Ansteuerung des stetig verstellbaren Druckventils 40 erfolgt bei dem Radialkolbenmotor gemäß Fig. 1 elektrisch, indem elektronische Ausgangssignale einer geeigneten Steuerelektronik 50 vorzugsweise programmgesteuert auf den Steueranschluss 42 gegeben werden. Die Steuerelektronik 50 wird von einer Spannungsquelle 52, beispielsweise einer Batterie versorgt.

[0042] Aus der vorstehenden Beschreibung wird klar, dass der Steuerschieber des 3/2-Wegeventils 30 aufgrund der vorgesehenen Ansteuerung, d.h. durch geeignete Steuerung des Ansteuersignals X auf vorbestimmte Art und Weise kontrolliert von einer End-Schaltstellung in die andere, d.h. über die Zwischen-Schaltstellung hinweg verschoben wird, so dass Druckänderungen in den Leitungsabschnitten 22, 24, 34 und 36 ebenfalls gesteuert und kontrolliert auftreten. Die Ansteuerung kann dabei beispielsweise programmgesteuert so erfolgen, dass das Weg-/Zeitdiagramm der Bewegung des Steuerschiebers in Abhängigkeit von der Schaltrichtung (Zu- oder Abschaltung) der Kolbengruppe 20-2 variiert, wodurch es gelingt, die Schaltge-

schwindigkeit bei vorgegebener Glättung der Druckspitzen zu maximieren. Gleichermassen bietet die erfindungsgemäße Ansteuerung des Ventils 30 die Möglichkeit, den zeitlichen Verlauf des Steuersignals am Steueranschluss 42 so zu wählen, dass er an die Drehrichtung des Radialkolbenmotors optimal angepasst ist.

[0043] Aufgrund des eingangs beschriebenen Aufbaus des Radialkolbenmotors wird klar, dass sämtliche Kolben des Radialkolbenmotors mechanisch gekoppelt bleiben, auch wenn die zu- und abschaltbare Kolbengruppe 20-2 vom Arbeitsdruck abgekoppelt, d.h. deaktiviert wird. Da in diesem Betriebszustand die Drehzahl des Axialkolbenmotors bzw. im Regelfall verdoppelt ist, besteht die Gefahr, dass der Saugdruck im Bereich der abgeschalteten Kolbengruppe unter einen bezüglich des Auftretens von Kavitation kritischen Druck fällt. Diese Gefahr ist insbesondere dann groß, wenn der Motor bei abgeschalteter Kolbengruppe 20-2 mit der in Fig. 1 dargestellten Drehrichtung in Betrieb gesetzt wird bzw. anläuft. Im folgenden wird eine Anordnung beschrieben, die bei Bedarf in die Steuerschaltung einbezogen wird, wenn die Kavitationsgefahr wirksam vermindert werden soll.

[0044] Um dem Auftreten von Kavitation entgegenzuwirken, ist bei der Steuerschaltung gemäß Fig. 1 der Leitungsabschnitt 22 über ein Rückschlagventil 60 mit einer den Ansteuerdruck X führenden Leitung, im gezeigten Fall mit dem Leitungsabschnitt 48 verbunden. Dieses optionale, sogenannte "Anti-Kavitationsventil 60" kann dabei gleichzeitig in die Optimierung der Geometrie der Blendenanordnung im Bereich des stetig verstellbaren Wegeventils 30 einbezogen werden. Mit anderen Worten, bei der Abstimmung der Steuersignale für das stetig verstellbare Druckventil 40 auf die Geometrie der Blendenanordnung im Bereich des Ventils 30 kann der über das Anti-Kavitationsventil 60 laufende Fluidstrom im Hinblick auf eine Optimierung der Schaltzeit berücksichtigt werden.

[0045] In Fig. 2 ist eine Variante der hydraulischen Steuerschaltung für einen Radialkolbenmotor mit zwei Geschwindigkeiten gezeigt. Zur Vereinfachung der Beschreibung sind diejenigen Komponenten, die den Bauteilen gemäß Fig. 1 entsprechen, mit gleichen Bezugszeichen versehen, denen allerdings eine "1" vorangestellt ist.

[0046] Man erkennt, dass sich diese Variante lediglich im Bereich der Ansteuerung für das stetig verstellbare 3/2-Wegeventil 130 unterscheidet. Mit anderen Worten, der Ansteuerdruck X für das Ventil 130 wird bei der Variante gemäß Fig. 2 auf andere Art und Weise erzeugt, nämlich durch Hintereinanderschaltung eines vorzugsweise elektrisch angesteuerten 3/2-Wegeventils 162 und einer Blende 164 in einer einen Versorgungsdruck PV führenden Leitung. Das 3/2-Wegeventil ist wiederum durch eine Steuerelektronik 150 in einer Art und Weise angesteuert, wie dies oben unter Bezugnahme auf die Fig. 1 beschrieben worden ist. Die Ansteuerung der Ventilanordnung 130 erfolgt bei der Variante ge-

mäss Fig. 2 wiederum derart, dass der Ventilkörper der Ventilanordnung 130 über seine Zwischen-Schaltstellung hinweg mit kontrollierter Geschwindigkeit bewegbar ist.

[0047] In den Figuren 2A und 2B sind Varianten für die Erzeugung des Ansteuerdrucks X dargestellt, wobei lediglich auf die Einzelheit der Kombination Blende/Wegeventil abgestellt ist.

[0048] Bei der Abwandlung gemäß Figur 2A ist die Blende 164" in das als 3/3-Wegeventil ausgebildete Ventil 162" eingegliedert, und zwar derart, dass die Blende 164" in der Mittelstellung B in Funktion tritt, während sie in den beiden anderen Schaltstellungen A und B keinen Einfluss nimmt. Die Ansteuerung des Wegeventils 162" ist so getroffen, dass der Ventilschieber vorzugsweise mit reduzierter Geschwindigkeit betätigt, insbesondere über die mittlere Schaltstellung hinweg verschoben wird. Der besondere Vorteil der Anordnung besteht darin, dass bei Bedarf ungedrosselt zusätzliches Strömungsmittel in die Steuerdruckleitung X eingespeist werden kann, um auf diese Weise sicherzustellen, dass über das in Bezug auf die Figur 1 näher beschriebene Anti-Kavitationsventil 60, 160 Hydraulikfluid in ausreichender Menge und unter ausreichendem Druck nachgesaugt werden kann.

[0049] Eine weitere Abwandlung dieser die Kavitationsgefahr weiter vermindernenden Mimik ist in Figur 2B gezeigt. Hier kann die stromab des weiterhin als 3/2-Wegeventil ausgebildeten Ventils 162' angeordnete Drossel 164' mittels eines Folgeschaltventils 165' überbrückt werden, wenn der Steuerdruck X einen durch eine Vorspannfeder 167' einstellbaren Schwelldruck übersteigt.

[0050] Im folgenden wird unter Bezugnahme auf die Figs. 3 bis 6 eine weitere Abwandlung der Ventilanordnung, wie sie bei den hydraulischen Steuerschaltungen nach den Figuren 1 und 2 Verwendung finden kann, im einzelnen beschrieben. Auch in diesen Figuren sind für diejenigen Teile, die den Komponenten der zuvor beschriebenen hydraulischen Steuerschaltungen entsprechen, ähnliche Bezugszeichen vergeben, denen eine "2" vorangestellt ist.

[0051] In Fig. 3 ist schematisiert die Zwischen-Schaltstellung 230-Z des 3/2-Wegeventils 230 angedeutet. Man erkennt, dass in der Zwischen-Schaltstellung 230-Z die Zulaufseite 222 und die Ablaufseite 224 angedrosselt, d.h. über eine Blende 231 in Verbindung stehen, wobei eine weitere Blende 233 zwischen der Versorgungsleitung 234 und der Zulaufleitung 222 den Druckfluidstrom zur Kolbengruppe 220-2 androsselt. Erst in der zweiten End-Schaltstellung 230-B ist die Versorgungsleitung 234 vollständig gesperrt, und der Zulauf 222 und der Ablauf 224 der Kolbengruppe 220-2 ungedrosselt kurzgeschlossen.

[0052] Unter Bezugnahme auf die Figuren 4 bis 6 wird im folgenden eine konkrete Konstruktion des 3/2-Wegeventils 230 in den drei Haupt-Stellungen näher beschrieben. In den Figuren 4A, 5A und 6A ist jeweils aus-

schnittsweise der Schaltkreis für die in den Figuren 4B, 5B und 6B gezeigte Schaltstellung des Ventilschiebers gezeigt.

[0053] In Fig. 4 ist das 3/2-Wegeventil 230 in der Schaltstellung 230-A gezeigt. Ein Steuerschieber 270 ist in einer Bohrung 272 eines Motorgehäuses 274 in der Nähe der in der Regel axial verlaufenden Verteilerbohrungen zur Ansteuerung der einzelnen Radialkolben axial verschiebbar aufgenommen. Eine Feder 232 spannt den Steuerschieber 270 gemäß Fig. 4B nach rechts gegen eine Anschlagfläche 276, die einen Ansteuererraum 238 begrenzt, der den Ansteuerdruck "X" führt.

[0054] In die Bohrung 272 münden drei Anschlüsse, nämlich der Anschluss B, der Anschluss A und der zum zu- und abschaltbaren Radialkolben bzw. zur zu- und abschaltbaren Radialkolbengruppe 220-2 führende Anschluss 222. Mit dem Bezugszeichen 278 ist eine Ausnehmung im Steuerschieber 270 bezeichnet, die randseitig in die Steuerkannten 280, 282 ausläuft. Im Bereich der Steuerkannten 280, 282 sind über den Umfang vorzugsweise gleichmässig verteilt Axialschlitze 284 ausgebildet. Man erkennt, dass in der Schaltstellung gemäß Fig. 4B, die der Steuerschieber 270 für einen Ansteuerdruck X im Bereich von beispielsweise 0 bis 8 bar einnimmt, der Anschluss B ungedrosselt zum Zulauf-Anschluss 222 der Kolbengruppe 220-2 durchgeschaltet ist. In diesem Zustand arbeitet der Radialkolbenmotor 220 - wie aus Fig. 4A ersichtlich - mit vollem Drehmoment.

[0055] In den Steuerschieber 270 ist ein sogenanntes Anti-Kavitationsventil 260 integriert, dessen Aufbau nachfolgend näher beschrieben werden soll.

[0056] Die der Anschlagfläche 276 zugewandte Seite des Steuerschiebers hat eine vorzugsweise zentrische Ausnehmung 277, in die ein Ventilsitzkörper 275 eingeschraubt ist. Der Ventilsitzkörper wirkt mit einer Ventilkugel 266 zusammen, die mit Spiel in einem Raum 268 aufgenommen ist. Vom Raum 268 geht eine Axialbohrung 279 aus, die auf eine Stichbohrung 281 trifft, welche in die Ausnehmung 278 des Steuerschiebers mündet. Die Geometrie und die Lage der Ventilkugel 266 ist derart auf die Geometrie und die Lage der Axialbohrung 279 abgestimmt, dass die Ventilkugel 266 die Axialbohrung 279 nicht verschliessen kann. Allerdings kann der über den Anschluss B, die Stichbohrung 281 und die Axialbohrung 279 anliegende Druck die Ventilkugel 266 auf den Ventilsitz des Ventilsitzkörpers 275 drücken, solange ein entsprechendes Druckgefälle vorhanden ist.

[0057] Wenn die Drehzahl des Radialkolbenmotors angehoben, d.h. in der Regel verdoppelt werden soll, wird der Ansteuerdruck X in der Art und Weise, wie dies unter Bezugnahme auf die Figuren 1 und 2 erläutert worden ist, in einen höheren Druckbereich angehoben, in dem der Umschaltvorgang abläuft. Für diesen Druckbereich, der beispielsweise bei der Varianten gemäß Figuren 4 bis 6 im Bereich zwischen 8 und 13 bar liegt, nimmt der Steuerschieber 270 die in Fig. 5 schematisiert

gezeigte Stellung ein.. Der Ansteuerdruck X ist hier ausreichend gross, um den Steuerschieber gegen die Kraft der Feder 232 von der Anschlagfläche 276 abzuheben und gemäss Fig. 58 nach links so weit zu verschieben, dass die Verbindung vom Anschluss B zum Anschluss 222 einerseits und die Verbindung vom Anschluss 222 zum Anschluss A, d.h. zur Ablaufseite der abzuschaltenden Kolbengruppe andererseits über die Axialschlitze 284-B und 284-A jeweils gedrosselt erfolgt. Mit den Bezugszeichen 286-B und 286-A sind in der Fig. 5B die feinbearbeiteten und umlaufenden gehäuseseitigen Steuerkanten versehen, die mit den Axialschlitzen 284-B, 284-A zusammenwirken.

[0058] In Fig. 5A ist dieser Schaltzustand durch die verstellbaren Drosseln A1 und A2 angedeutet, wobei die Drosselstelle A1 den Axialschlitzen 284-B und die Drosselstelle A2 den Axialschlitzen 284-A entspricht.

[0059] Wie unter Bezugnahme auf die Figuren 1 und 2 ausgeführt, wird die in Fig. 5 gezeigte Zwischen-Schaltstellung kontrolliert durchfahren, wobei der Ansteuerdruck X vorzugsweise programmiert und beispielsweise entsprechend einer sanft ansteigenden Rampe angehoben wird. Sobald der Ansteuerdruck X einen gewissen oberen Schwellwert von beispielsweise 13 bar erreicht, nimmt das 3/2-Wegeventil die zweite End-Schaltstellung gemäss Fig. 6 ein. Die Axialschlitze 284-B haben in diesem Schaltzustand die komplementäre Steuerkante 286-B für den Anschluss B vollständig überfahren, während die Steuerkante 280 auf der Seite des Anschlusses A die Verbindung zwischen dem Anschluss 222 und dem Anschluss A ungedrosselt aufsteuert.

[0060] In diesem Schaltzustand arbeitet der Radialkolbenmotor mit erhöhter, in der Regel doppelter Drehzahl. Da über die Hubkurve und den Rotor jedoch eine ständige mechanische Kopplung aller Kolben des Radialkolbenmotors vorliegt, werden auch die Kolben der deaktivierten Kolbengruppe(n) 220-2 beschleunigt. Damit nun an der Saugseite 222 der Kolbengruppe 220-2 der Strömungsmitteldruck nicht unter einen kritischen, das Auftreten von Kavitation hervorrufenden Druck fällt, tritt das Anti-Kavitationsventil, d.h. das Rückschlagventil 260 in Funktion. Sobald der Druck im Anschluss 222 zu gering werden sollte, hebt die Kugel 266 vom Ventilsitzkörper 275 ab, so dass Hydraulikfluid unter dem Druck des Ansteuerdrucks X über die Axialbohrung 279 und die Stichbohrung 281 in den Anschluss 222 eingespeist werden kann. Diese Funktionsweise des Ventils 260 ist auch dann besonders wichtig, wenn der Radialkolbenmotor in der in Fig. 6 gezeigten Hochgeschwindigkeitsstufe gestartet wird. Die Besonderheit der vorstehend beschriebenen beispielhaften Variante besteht darin, dass das Anti-Kavitationsventil äußerst platzsparend im 3/2-Wegeventil 230 untergebracht ist.

[0061] Das Umschalten des Radialkolbenmotors von der Hochgeschwindigkeitsstufe auf die Niedriggeschwindigkeitsstufe erfolgt durch entsprechendes Zurückfahren des Steuerdrucks X, wobei wiederum der

Weg des Steuerschiebers von der einen End-Schaltstellung in die andere mit kontrollierter Geschwindigkeit durchfahren wird. Bei diesem Umschaltvorgang werden die Steuerschlitze 284-B und 284-A erneut dazu herangezogen, dem Auftreten von Druckspitzen im Bereich der auf- und zuzusteuern den Anschlüsse entgegenzuwirken, was letztlich dazu führt, dass der Umschaltvorgang ruckfrei und damit schonend für die einzelnen Komponenten des Radialkolbenmotors erfolgt.

[0062] Die vorstehend beschriebene hydraulische Steuerschaltung ist auch funktionsfähig für den Fall, dass die Drehrichtung des Radialkolbenmotors umgedreht wird, indem Fluid unter Arbeitsdruck in den Anschluss A eingespeist wird. Die bereits beschriebenen Vorzüge der erfindungsgemässen Ansteuerung des 3/2-Wegeventils bleiben dabei erhalten. Allerdings ergibt sich in diesem Fall in der Hochgeschwindigkeits-Schaltstellung gemäss Fig. 6 der Nachteil, dass Zu- und Ablauf der deaktivierten Motorkolbengruppe mit Hochdruck beaufschlagt sind, was letztlich zu unerwünschten Verlustleistungen führt. Unter Bezugnahme auf die Figuren 7 bis 16 wird eine erfindungsgemässe Ausführungsform beschrieben, die so aufgebaut ist, dass sie in beiden Drehrichtungen des Radialkolbenmotors mit gleichem Wirkungsgrad genutzt werden kann. Dabei sind diejenigen Komponenten, die den Bauteilen der zuvor beschriebenen Beispiele entsprechen, mit ähnlichen Bezugszeichen versehen, denen allerdings eine "3" vorangestellt ist.

[0063] Der in Fig. 7 gezeigte Radialkolbenmotor ist in der sogenannten "4-Anschluss-Konfiguration" betreibbar, d.h. er kann sowohl für das volle als auch für das halbe Schluckvolumen in beiden Drehrichtungen mit gleichem Wirkungsgrad betrieben werden. Zu diesem Zweck ist die bei den Varianten nach den Figuren 1 bis 6 als stetig verstellbares 3/2-Wegeventil ausgebildete Ventilanordnung als stetig verstellbares 4/2-Wegeventil 330 ausgestaltet, dessen beide End-Schaltstellungen 330-A und 330-B in Fig. 7 gezeigt sind.

[0064] An die Stelle des Rückschlagventils 60, 160, bzw. 260 tritt bei der Ausführungsform nach Fig. 7 ein stetig verstellbares 3/2-Wegeventil 360 mit den beiden End-Schaltstellungen 360-A und 360-B. Der Steueranschluss 338 des 4/2-Wegeventils 330 ist wiederum an die den Ansteuerdruck X führende Leitung angeschlossen. Dieser Ansteuerdruck X wird darüber hinaus auf eine Steuerseite 335 des Ventils 360 gegeben, das nachfolgend als Anti-Kavitationsventil bezeichnet werden soll.

[0065] In der End-Schaltstellung 330-A des Ventils 330 ist der Druck im Zulauf des ständig arbeitenden Motorkolbens bzw. der ständig arbeitenden Motorkolbengruppe 320-1 zu einer ersten Verbindungsleitung 337 durchgeschaltet, die zum Zulauf 322 des zu- und abschaltbaren Motorkolbens (Motorkolbengruppe) 320-2 führt. Gleichzeitig schaltet das Ventil 330 den Ablauf 324 der Motorkolbengruppe 320-2 über die zweite Verbindungsleitung 339 zum Ablaufanschluss A durch.

[0066] In der in Fig. 7 dargestellten Schaltstellung 360-A des Anti-Kavitationsventils 360, die unter dem Einfluss einer Rückstellfeder 365 gegen die Stellkraft am Steueranschluss 335 gehalten wird, wird eine Zweigleitung 337K verschlossen, wobei allerdings eine gedrosselte Drainage auf Tankdruckniveau vorgesehen ist. Gleichzeitig wird in dieser Schaltstellung ein Anschluss 361, der mit dem Steueranschluss 335 verbunden ist, gesperrt.

[0067] In der Hochgeschwindigkeits-Schaltstellung der beiden Ventile 330 und 360 liegt folgende Schaltung vor:

[0068] Der Steuerschieber des Ventils 330 verschliesst in der Schaltstellung 330-B die Verbindung des den Arbeitsdruck führenden Anschlusses B zur ersten Verbindungsleitung 337 ebenso wie die Verbindung zwischen der zweiten Verbindungsleitung 339 und dem Ablaufanschluss A. Die erste und die zweite Verbindungsleitung 337, 339 werden kurzgeschlossen, so dass die Motorkolbengruppe 320-2 keinen Beitrag mehr zur Drehmoment-Erhöhung leisten kann. Da in diesem Schaltzustand die Drehzahl des Motors hochläuft, und die einzelnen Kolben 320-1 und 320-2 nach wie vor mechanisch gekoppelt sind, ist der Anschluss C bzw. 322 der Kolbengruppe 320-2 kavitationsgefährdet. Deshalb nimmt in diesem Betriebszustand der Ventilschieber des Anti-Kavitationsventils 360 die Schaltstellung 360-B ein, in der der den Ansteuerdruck X führende Anschluss 361 zum Leitungszweig 337K und damit zum Anschluss 322 durchgeschaltet ist. Eine Unterversorgung des Saugbereichs der Motorkolbengruppe 320-2 ist damit wirksam unterbunden.

[0069] Ebenso wie bei den unter Bezug auf die Fig. 1 bis 6 beschriebenen Schaltungen ist auch bei der Ausgestaltung gemäß Fig. 7 aufgrund des speziellen Aufbaus des stetig verstellbaren Wegeventils 330 dafür gesorgt, dass das Umschalten von einer Geschwindigkeitsstufe auf die andere stoß- bzw. ruckfrei erfolgt, indem Zwischen-Schaltstellungen des Ventils 330 genutzt und kontrolliert durchfahren werden. Unter Bezugnahme auf die Fig. 8, 8A wird im folgenden ein konkreter Aufbau des 4/2-Wegeventils mit integriertem Antikavitationsventil 360 näher beschrieben. Für diejenigen Bauteile, die den Komponenten vorangegangener Ausführungsformen entsprechen, sind wiederum korrespondierende Bezugszeichen verwendet, denen eine "3" vorangestellt ist.

[0070] Abweichend von den zuvor beschriebenen Schaltungen ist ein Ventil- bzw. Steuerschieber 370 in der Bohrung 372 eines Ventileinsatzes 371 axial verschiebbar aufgenommen. Der Ventileinsatz 371 ist in einem Verteilerteil 374 abgedichtet montiert, so dass der Raum zu der gemäß Fig. 8 rechten Seite des Ventilschiebers 370 mit einem Bereich niedrigen Drucks im System, beispielsweise Tankdruck in Verbindung steht.

[0071] Der Ventilschieber 370 hat eine gestufte Bohrung 373, in deren mittlerem Abschnitt ein Ventilkörper 366 in Form eines zylindrischen Schiebers passgenau

und axial beweglich aufgenommen ist. Der Ventilkörper 366 stützt sich auf der gemäß Fig. 8 rechten Seite an einer Druckfeder 365 ab, die den Ventilkörper 366 in der in Fig. 8 gezeigten Stellung gegen einen Haltestift 367 drückt. Der Ventilkörper 366 hat auf der dem Niederdruckbereich zugewandten Seite eine Bohrung 369, in die endseitig mehrere Radial-Stichkanäle 369a münden, welche von einer Ringnut 369b ausgehen. Der Ventilkörper 366 wirkt mit einer im Steuerschieber 370 ausgebildeten Steuerbohrung 381 zusammen, die radial nach außen verläuft und in eine erste Kolbenausnehmung 378-1 des Kolbenschiebers 370 mündet.

[0072] Wie aus der Fig. 8, 8A erkennbar, hat der Ventilkörper 366 auf der der Blindbohrung 369 abgewandten Seite einen Abschnitt verringerten Durchmessers 366R, so dass eine Kolbenschulter 366S ausgebildet wird. Mit dem Abschnitt 366R ragt der Ventilkörper 366 in einen Abschnitt 373V im Inneren des Steuerschiebers 370, der auf dieser Seite mit dem Ansteuerdruck X beaufschlagt ist.

[0073] Ähnlich der Konstruktion gemäß den Fig. 4 bis 6, wird der Steuerschieber 370 mittels einer Druckfeder 332 in eine in Fig. 8 gezeigte Anschlagstellung vorgespannt (entspricht der Stellung 330-A des Ventils 330 gemäß Fig. 7), in der die gemäß Fig. 8 linke Stirnseite gegen eine Anschlagfläche 376 gespannt ist. Die Anschlagfläche begrenzt einen Raum, der mit dem Ansteuerdruck X in Strömungsmittelverbindung steht. Ober nicht näher dargestellte Radialausnehmungen in der Simfläche des Kolbenschiebers 370 besteht eine Druckverbindung zwischen dem Raum 373V und dem Raum, in dem die Druckfeder 332 aufgenommen ist.

[0074] In die den Steuerschieber 370 aufnehmende Bohrung 372 münden Kanäle, die zu den betreffenden Anschlüssen A, D, C und B (siehe Fig. 7) führen. Ein Leckageanschluss ist mit LA bezeichnet. Die Kolbenausnehmungen 378-1 und 378-2 bilden Steuerkannten 382-1, 382-2 und 382-3 aus, in deren Bereich - ähnlich wie bei der Ausgestaltung des Ventils 230 nach den Fig. 4 bis 6 - Axialschlitze 384-1, 384-2 und 384-3 vorliegen. Die Anschlusskanäle für die Anschlüsse B und D münden jeweils in eine Ausdrehung 386B und 386D.

[0075] Mit dem vorstehend beschriebenen Aufbau des 4/2-Wegeventils 330 mit integriertem Antikavitationsventil 360 ergibt sich folgende Funktionsweise, die anhand der Fig. 9 bis 14 näher erläutert wird.

[0076] Fig. 9 zeigt die beiden Ventile 330 und 360 in den jeweiligen End-Schaltstellungen 330-A und 360-A. Der Anschluss B ist ungedrosselt über die Eindrehung 386B und die Kolbenausnehmung 378-1 mit dem Anschluss C verbunden, so dass die zu- und abschaltbare Motorkolbengruppe 320-2 gleichberechtigt mit der Kolbengruppe 320-1 mit Arbeitsfluid unter Arbeitsdruck versorgt wird. Gleichzeitig sind die jeweiligen Ablaufseiten der Motorkolbengruppe 320-1 und 320-2 ungedrosselt verbunden, indem der Anschluss A über die zweite Kolbenausnehmung 378-2 und die Eindrehung 386D mit dem Anschluss D verbunden ist.

[0077] Der Ventilkörper 366 des Antikavitationsventils 360 nimmt eine Stellung ein, in der die Verbindung zwischen dem Anschluss C und einem Niederdruckraum bzw. einem Tankdruckraum T versperrt ist, indem der Ventilkörper 366 die Radialkanäle 381 im Steuerschieber 370 verschließt. Die Ventilanordnung wird so lange in der in Fig. 9 gezeigten Stellung gehalten, wie der Ansteuerdruck X einen vorbestimmten ersten Schwellwert von beispielsweise 4 bar (entspricht 58 psi) nicht überschreitet.

[0078] Sobald der Ansteuerdruck X diesen ersten Schwellwert übersteigt, bewegt sich der Steuerschieber 370 gegen die Kraft der Rückstellfeder 332 gemäß Fig. 10 nach rechts, so dass die Steuerkanten 382-1 und 382-3 in Funktion treten. Aufgrund der axialen Ausnehmungen 384-1 und 384-3 wird eine angedrosselte Verbindung zwischen den Anschlüssen B und C einerseits und den Anschlüssen A und D andererseits aufrechterhalten.

[0079] Der Ansteuerdruck X ist in diesem Betriebszustand noch nicht in der Lage, den Ventilkörper 366 gegen die Kraft der Rückstellfeder 365 zu verschieben, so dass das Antikavitationsventil in der End-Schaltstellung 360-A verbleibt. Die erste Zwischen-Schaltstellung des stetig verstellbaren 4/2-Wegeventils 330 ist in Fig. 10A mit 330-Z1 bezeichnet. Diese Schaltstellung wird beispielsweise in einem Druckfenster zwischen 4 und 7,7 bar (zwischen 58 und 112 psi) gehalten.

[0080] Wenn der Ansteuerdruck X weiter ansteigt und einen zweiten Schwellwert von beispielsweise 7,7 bar (entspricht 112 psi) erreicht, bewegt sich der Steuerschieber 370 - gemäß Fig. 11 - weiter nach rechts. In dieser Stellung verbleibt weiterhin eine angedrosselte Verbindung zwischen den Anschlüssen B und C einerseits und den Anschlüssen A und D andererseits. Gleichzeitig wird jedoch eine weitere gedrosselte Verbindung zwischen den Anschlüssen C und D über die zweite Steuerkante 383-2, und im einzelnen über die Axial-Ausnehmungen 384-2, aufgebaut. Diese zweite Zwischen-Schaltstellung ist mit 330-Z2 bezeichnet und wird in einem zweiten Druckfenster realisiert, das beispielsweise im Bereich zwischen 7,7 und 15 bar (entspricht einem Bereich zwischen 112 und 218 psi) aufrechterhalten. Obwohl der Ansteuerdruck X hier bereits ausreichend groß ist, um den Ventilkörper 366 vom Anschlagstift abzuheben, verbleibt das Antikavitationsventils 360 in der End-Schaltstellung 360-A.

[0081] Wenn der Ansteuerdruck X weiter angehoben wird und ein Druckfenster von beispielsweise 15 bis 16 bar (entspricht 218 bis 232 psi) erreicht, verschließen die Steuerkanten 382-1 und 382-3 die Verbindungen zwischen B und C einerseits und zwischen D und A andererseits vollständig, so dass das stetig verstellbare 4/2-Wegeventil 330 eine dritte Zwischen-Schaltstellung 330-Z3 einnimmt, in der allerdings die Verbindung zwischen den Anschlüssen C und D, d.h. das Kurzschließen der Zu- und Ablaufseite der zu- und abschaltbaren Motorkolbengruppe 320-2 gedrosselt erfolgt, weil die

Axial-Ausnehmungen 384-2 noch wirksam sind.

[0082] Sobald der Ansteuerdruck X das Druckfenster gemäß Fig. 12 verlässt, d.h. beispielsweise in den Druckbereich zwischen 17 und 19 bar (247 bis 276 psi) eintritt, erreicht der Steuerschieber 370 seine zweite End-Schaltstellung 330-B, die in den Fig. 13, 13A dargestellt ist und eine Anschlag-Schaltstellung darstellt. Im Unterschied zur Verschiebestellung gemäß Fig. 12 ist jetzt die Verbindung zwischen den Anschlüssen C und D ungedrosselt aufgesteuert. Der Ansteuerdruck X hat in dieser Phase einen ausreichend großen Wert angenommen, um den Ventilkörper 366 in eine Zwischen-Schaltstellung 360-Z (siehe Fig. 13A) zu verschieben. In dieser Schaltstellung ist kurzzeitig eine Verbindung der Anschlüsse C und D zur Tankseite T hergestellt, um Energieverluste im Bereich der in diesem Betriebszustand kurzgeschlossen und deaktivierten Motorkolben bzw. Motorkolbengruppe möglichst klein zu halten.

[0083] Da jetzt die Drehzahl des Axialkolbenmotors vergrößert, d.h. in der Regel verdoppelt ist, tritt zur Absicherung der Saugseite der zu- und abschaltbaren Motorkolbengruppe 320-2 nunmehr das Antikavitationsventil 360 wie folgt in Funktion:

[0084] Wenn der Ansteuerdruck X den höchsten Schwellwert, beispielsweise von 19 bar (entspricht 276 psi) erreicht, wird der Ventilkörper 366 - gemäß Fig. 14 - soweit nach rechts geschoben, dass die Schulter 366S den Radialkanal 381 aufsteuert. Damit sind die Anschlüsse C und D mit dem Ansteuerdruck X verbunden, d.h. die gegen Kavitation abzusichernde Seite der zu- bzw. abschaltbaren Motorkolbengruppe 320-2 ist zuverlässig mit Strömungsmittel versorgt, das unter einem ausreichend hohen Druck steht, damit der Ansaugdruck im betreffenden Motorkolben einen kritischen Grenzwert nicht unterschreitet. Das Antikavitationsventil 360 nimmt damit die zweite End-Schaltstellung 360-B ein.

[0085] Aus der vorstehenden Beschreibung wird klar, dass die Funktionsweise der Ventile 330 und 360 gleichermaßen gewährleistet ist, wenn die Drehrichtung des Radialkolbenmotors umgedreht wird. Es ist ferner hervorzuheben, dass die durch die erfindungsgemäße Ansteuerung der Ventile 330 und 360 realisierte ruckfreie und damit die Komponenten weitestgehend schonende Umschaltung zwischen den Geschwindigkeiten auch für den Fall sichergestellt ist, dass der Radialkolbenmotor in der Schaltstellung der Ventile gemäß Fig. 14, d.h. im Hochgeschwindigkeitsbetrieb startet und anschließend auf den Betrieb mit halber Drehzahl und doppeltem Drehmoment umgeschaltet wird. In diesem Fall wird der Ansteuerdruck X gesteuert abgesenkt, so dass der Reihe nach die Schaltstellungen nach den Fig. 14, 13, 12, 11, 10 und 9 eingenommen werden.

[0086] Auch die Ausführungsform nach den Fig. 8 bis 14 zeichnet sich damit durch eine sehr platzsparende Konstruktion aus. Die Ventilanordnung mit den stetig verstellbaren 4/2-Wegeventilen 330 und dem Antikavitationsventil 360 kann mit Leichtigkeit in Gehäuseteile des Radialkolbenmotors untergebracht werden, wobei

die modulare Gestaltung sogar die Möglichkeit eröffnet, bereits im Handel befindliche Radialkolbenmotoren mit der erfindungsgemäßen Ventilanordnung nachzurüsten.

[0087] Der zeitliche Verlauf, mit dem der Ansteuerdruck X beim Umschalten des Radialkolbenmotors zwischen den verschiedenen Geschwindigkeiten geändert wird, ist vorzugsweise erneut - wie dies unter Bezugnahme auf die Fig. 1 und 2 bereits erläutert wurde - programmgesteuert, so dass mit einfachen Mitteln eine Anpassung an die verschiedenen Betriebszustände des Radialkolbenmotors erfolgen kann. Selbstverständlich ist die positive Überdeckung der Steuerkanten im Bereich des Steuerschiebers 370 innerhalb weiter Grenzen variierbar, um eine Feinabstimmung an die jeweiligen besonderen Einsatzgebiete des Radialkolbenmotors vorzunehmen.

[0088] Schließlich wird unter Bezugnahme auf die Fig. 15 und 16 ein weiteres Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemäßen Steuerschaltung dargestellt, bei dem der Schutz des Radialkolbenmotors gegen Kavitationserscheinungen auf andere Weise bewerkstelligt ist. Zur Vereinfachung der Beschreibung sind auch bei dieser Ausführungsform diejenigen Bauteile, die den Komponenten der Ausführungsform nach den Fig. 8 bis 14 entsprechen, mit ähnlichen Bezugszeichen gekennzeichnet, denen allerdings eine "4" vorangestellt ist.

[0089] Bei der Ausgestaltung gemäß Fig. 15 ist ein mit 460 bezeichnetes Antikavitationsventil als externes 2/2-Wegeventil ausgebildet. Es hat einen Ventilschieber 466, der gegen die Kraft einer Rückstellfeder 465 aus seiner Sperrstellung 460-A in seine Durchgangsstellung 460-B verschiebbar ist, in der der Systemdruck P zur Zweigleitung 437K und damit zu den Anschlüssen C bzw. C und D durchgeschaltet wird, wenn die Motorkolbengruppe 420-2 in der Schaltstellung 430-B des stetig verstellbaren 4/2-Wegeventils 430 deaktiviert ist und somit der Radialkolbenmotor mit erhöhter, d.h. doppelter Geschwindigkeit läuft.

[0090] Dementsprechend kann ein Steuerschieber 470 des stetig verstellbaren 4/2-Wegeventils 430 vereinfacht ausgeführt werden, d.h. als Vollkolben, wobei in einem Einsatzkörper 471 ein weiterer Anschluss CK für die Ankopplung der vom Antikavitationsventils 460 kommenden Leitung vorgesehen ist. Ansonsten entspricht die Ausgestaltung des Ventils gemäß Fig. 16 derjenigen der Ausführungsform gemäß Fig. 8 bis 14, so dass auf eine eingehende Beschreibung verzichtet werden kann.

[0091] Selbstverständlich sind Abweichungen von den zuvor beschriebenen Ausführungsformen möglich, ohne den Grundgedanken der Erfindung gemäss den angefügten Patentansprüchen zu verlassen.

[0092] Vorstehend wurden die Ausführungsformen anhand einer Anwendung der erfindungsgemäßen Steuerschaltung bei einem Radialkolbenmotor nach dem Mehrhubprinzip beschrieben. Es wird jedoch betont, dass die Erfindung nicht auf dieses Anwendungs-

gebiet beschränkt ist. Vielmehr eignet sich die Steuerschaltung unter Beibehaltung des Funktionsprinzips der ruckfreien Umschaltung der Geschwindigkeiten für alle Hydromotoren, bei denen das Umschalten der Drehzahl durch selektives "Neutralisieren" und aktivieren ausgewählter Motor-Arbeitskammern bzw. Arbeitskammergruppen erfolgt. Damit können nicht nur mehrhubige Axial- oder Radialkolbenmotoren, sondern auch Hydromotoren nach dem Planetenradprinzip, d.h. sogenannte Gerotoren oder aber auch verschiedenste Bauarten von Kolbenmotoren mit Stufenkolben, deren Aufbau in der Beschreibungseinleitung grob erläutert wurde, mit der erfindungsgemäßen Steuerschaltung betrieben werden.

[0093] Die Steuerschaltung ist auch nicht darauf beschränkt, dass eine Umschaltung lediglich zwischen zwei Geschwindigkeiten erfolgt. Vielmehr erlaubt das erfindungsgemäße Konzept der Steuerschaltung ohne weiteres für Hydromotoren anwendbar, die eine beliebige Anzahl von Geschwindigkeitsstufen haben.

[0094] Die Erfindung schafft somit, mit den Merkmalen des Anspruchs 1, eine hydraulische Steuerschaltung für einen Hydromotor, insbesondere einen Radialkolbenmotor mit zwei Geschwindigkeiten, die auf besonders platzsparende Art und Weise dafür sorgt, dass das Umschalten zwischen den Geschwindigkeiten ruckfrei und damit für die einzelnen Baukomponenten so schonend wie möglich erfolgt.

Patentansprüche

1. Hydraulische Steuerschaltung für einen Hydromotor mit zumindest zwei Geschwindigkeiten, wie z.B. einen mehrhubigen Axial- oder Radialkolbenmotor, einen Hydromotor nach dem Planetenradprinzip oder einen Kolbenmotor mit Stufenkolben, insbesondere für einen Radialkolbenmotor mit zwei Geschwindigkeiten, mit der die Umschaltung zwischen den Geschwindigkeiten durch Veränderung des Schluckvolumens dadurch erfolgt, dass die Schluckvolumina einer ausgewählten Anzahl von Motor-Arbeitskammern (Motorkolben 20-2; 120-2; 220-2; 320-2; 420-2) mittels einer Ventilanordnung (30; 130; 230; 330; 430) selektiv neutralisiert werden, indem für diese Motor-Arbeitskammern die betreffende Zulaufseite (22; 122; 222; C) mit der Ablaufseite (24; 124; 224; 324, D) kurzgeschlossen wird, wobei die Ventilanordnung (30; 130; 230; 330; 430) zwischen den beiden dem betreffenden Umschaltvorgang zugewiesenen Schaltstellungen (30-A, 30-B; 230-A, 230-B; 330-A, 330-B; 430-A, 430-B) zumindest eine Zwischen-Schaltstellung (230-Z; 330-Z2, 330-Z3) hat, in der vorzugsweise unter Androsselung der Strömungsmittelversorgung der zu neutralisierenden Motor-Arbeitskammern (Motorkolbengruppe 20-2; 120-2; 220-2; 320-2; 420-2) die Zulaufseite (22; 122; 222; C) mit

- der Ablaufseite (24; 124; 224; 324, D) über eine Blendenanordnung (231; A1, A2, 282, 284-A, 284-B, 286-A, 286-B; 382-2, 384-2) verbunden ist, und dass die Ansteuerung der Ventilanordnung (30; 130; 230; 330; 430) derart erfolgt, dass ein Ventil-
körper (270; 370, 470) der Ventilanordnung über die Zwischen-Schaltstellung (230-Z; 330-Z1, 330-Z2, 330-Z3) hinweg kontrolliert, vorzugsweise mit ge-
steuerter Geschwindigkeit bewegbar ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Ventilanordnung ein
stetig verstellbares 4/2-Wegeventil (330; 430) auf-
weist, das in seiner einen End-Schaltstellung (Aus-
gangsschaltstellung 330-A; 430-A) eine Verbind-
ung einerseits zwischen dem Zulauf (A) einer hin-
sichtlich des Schluckvolumens nicht zu neutralisie-
renden Motor-Arbeitskammer (Motorkolben 320-1; 420-1) und dem Zulauf (C) der hinsichtlich des
Schluckvolumens jeweils zu neutralisierenden Mo-
tor-Arbeitskammer (Motorkolben 320-2; 420-2) und
andererseits zwischen den jeweiligen Abläufen (B)
der Motor-Arbeitskammern bzw. Motorkolben her-
stellt, und in der anderen End-Schaltstellung
(330-B; 430-B) den Zu- und Ablauf (C und D) der
zuund abschaltbaren Motor-Arbeitskammer (Mo-
torkolben 320-2; 420-2) kurzschließt und gleichzei-
tig die übrige Verbindung sperrt.
2. Steuerschaltung nach Anspruch 1, **dadurch ge-
kennzeichnet, dass** die Ventilanordnung ein wei-
teres Wegeventil (360; 460) aufweist, mit dem in ei-
nem Betriebszustand, in dem sich das 4/2-Wege-
ventil (330; 430) in seiner anderen End-Schaltstel-
lung (330-B; 430-B) befindet, in die Saugseite (C
oder D) der hinsichtlich des Schluckvolumens je-
weils neutralisierten Motor-Arbeitskammer (Motor-
kolben 320-2; 420-2) Strömungsmittel einspeisbar
ist.
3. Steuerschaltung nach Anspruch 2, **dadurch ge-
kennzeichnet, dass** das weitere Wegeventil von
einem stetig verstellbaren 3/2-Wegeventil (360) ge-
bildet ist, das in seiner anderen End-Schaltstellung
(360-B) einen Steuerdruck (X) in den Versorgungs-
kreis (Leitung 337K) für die neutralisierte Motor-Ar-
beitskammer bzw. für den abgeschalteten Motor-
kolben (320-2) einspeist.
4. Steuerschaltung nach einem der Ansprüche 1 bis
3, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Ventilkörper
(370, 366) der Wegeventile (330, 360) konzentrisch
zueinander angeordnet sind.
5. Steuerschaltung nach Anspruch 2, **dadurch ge-
kennzeichnet, dass** das weitere Wegeventil von
einem 2/2-Schaltventil (460) gebildet ist, das in sei-
ner anderen End-Schaltstellung (460-B) Systemd-
ruck (P) in den Versorgungskreis (Leitung 437K)
der abgeschalteten Motor-Arbeitskammer bzw. des
abgeschalteten Motorkolbens (420-2) einspeist.
6. Steuerschaltung nach einem der Ansprüche 2 bis
5, **dadurch gekennzeichnet, dass** das weitere
Wegeventil (360; 460) mit dem Steuerdruck (X) des
stetig verstellbaren 4/2-Wegeventils (330; 430) be-
aufschlagt und angesteuert ist.
7. Steuerschaltung nach einem der Ansprüche 1 bis
6, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Ventilkör-
per (370; 470) des stetig verstellbaren 4/2-Wege-
ventils (330; 430) ein gegen eine Druckfeder (332)
vom Ansteuerdruck (X) beaufschlagter Ventilkol-
ben ist, dessen Steuerkanten (382-1; 382-2; 382-3)
mit Nuten (384-1, 384-2, 384-3) ausgestattet sind,
die die Blendenanordnung bilden.
8. Hydraulische Steuerschaltung nach einem der An-
sprüche 1 bis 7 für einen Radialkolbenmotor mit
zwei Geschwindigkeiten, wobei die Umschaltung
zwischen den Geschwindigkeiten durch Verände-
rung des Schluckvolumens dadurch erfolgt, dass
bei einer ausgewählten Anzahl von Motorkolben
(320-2; 420-2) mittels der Ventilanordnung (330;
430) die Zulaufseite (C) mit der Ablaufseite (D)
kurzgeschlossen wird, **dadurch gekennzeichnet,
dass** die Ventilanordnung (330; 430) in der Zwi-
schen-Schaltstellung (330-Z2, 330-Z3), in der vor-
zugsweise eine Androsselung der Strömungsmi-
telversorgung der Motorkolben der hinsichtlich des
Schluckvolumens jeweils zu neutralisierenden Mo-
torkolbengruppe (320-2; 420-2) erfolgt, die Zulauf-
seite (C) mit der Ablaufseite (D) über eine Blenden-
anordnung (382-2, 384-2) verbunden ist.
9. Steuerschaltung nach einem der Ansprüche 1 bis
8, **dadurch gekennzeichnet, dass** zur Ansteue-
rung der Ventilanordnung (330; 430) der Ausgangs-
druck (P44, X) eines stetig verstellbaren Druckven-
tils (40) herangezogen wird.
10. Steuerschaltung nach einem der Ansprüche 1 bis
9, **dadurch gekennzeichnet, dass** zur Ansteue-
rung der Ventilanordnung (330; 430) der Druck
(P144, X) in einer Steuerdruckleitung (144) stromab
einer Blende (164) herangezogen wird.
11. Steuerschaltung nach Anspruch 10, **dadurch ge-
kennzeichnet, dass** die Blende (164; 164') strom-
ab eines Wegeventils (162) liegt, mit dem die Steu-
erdruckleitung (144) entweder mit dem Tankdruck
(T) oder mit einem Verstärkerdruck (PV) verbindbar
ist.
12. Steuerschaltung nach Anspruch 11, **dadurch ge-
kennzeichnet, dass** die Blende (164') mittels eines
Folgeschaltventils (165') überbrückbar ist, das
oberhalb eines Schwellwerts für den Ansteuerdruck

für die Ventilanordnung (130) auf Überbrückung schaltet.

13. Steuerschaltung nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Blende (164") in ein Wegeventil (162") eingegliedert ist, mit dem die Steuerdruckleitung (144") entweder zum Tank (T) entlastbar oder mit einem Verstärkerdruck (PV) verbindbar ist, wobei lediglich in einer Mittelstellung (M) des Wegeventils (162") die Beaufschlagung mit dem Verstärkerdruck (PV) über die Blende (164") erfolgt. 5
14. Steuerschaltung nach einem der Ansprüche 9 bis 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Steuerdruck (X) der Ventilanordnung (330; 430) rampenartig veränderbar ist. 10
15. Steuerschaltung nach einem der Ansprüche 9 bis 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Steuerdruck (X) der Ventilanordnung (330; 430) progressiv veränderbar ist. 20
16. Radialkolbenmotor mit einer Steuerschaltung nach einem der Ansprüche 1 bis 15, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Ventilanordnung (330, 360; 430) im Motorgehäuse (374) integriert ist. 25
17. Radialkolbenmotor nach Anspruch 16, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Ventilanordnung als Einsatzmodul (371) ausgebildet ist. 30

Revendications

1. Circuit de commande hydraulique pour un moteur hydraulique avec au moins deux vitesses, par exemple, un moteur à pistons axiaux ou radiaux à plusieurs courses, un moteur hydraulique selon le principe de roue planétaire ou un moteur à pistons avec des pistons différentiels, plus particulièrement pour un moteur à pistons radiaux avec deux vitesses, avec lequel la commutation entre les vitesses a lieu en modifiant le volume d'amortissement, de sorte que les volumes d'amortissement d'un nombre donné de chambres de travail du moteur (pistons du moteur 20-2 ; 120-2 ; 220-2 ; 320-2 ; 420-2) sont neutralisés de façon sélective à l'aide d'une disposition de soupapes (30 ; 130 ; 230 ; 330 ; 430), pendant que, pour ces chambres de travail du moteur, le côté d'alimentation concerné (22 ; 122 ; 222 ; C) est court-circuité avec le côté d'évacuation (24 ; 124 ; 224 ; 324, D), de sorte que la disposition de soupapes (30 ; 130 ; 230 ; 330 ; 430) entre les deux positions de commutation (30-A, 30-B ; 230-A, 230-B ; 330-A, 330-B ; 430-A, 430-B) affectées à l'opération de commutation concernée a au moins une position de commutation intermédiaire (230-Z ; 35

330-Z2, 330-Z3), dans laquelle, de préférence sous étranglement de l'alimentation du moyen d'écoulement des chambres de travail du moteur à neutraliser (groupe de pistons du moteur 20-2 ; 120-2 ; 220-2 ; 320-2 ; 420-2), le côté d'alimentation (22 ; 122 ; 222 ; C) est relié au côté d'écoulement (24 ; 124 ; 224 ; 324, D) via une disposition de diaphragme (231 ; A1, A2, 282, 284-A, 284-B, 286-A, 286-B ; 382-2, 384-2), et de sorte que le pilotage de la disposition de soupapes (30 ; 130 ; 230 ; 330 ; 430) a lieu de sorte qu'un corps de soupape (270 ; 370 ; 470) de la disposition de soupapes soit contrôlé via le circuit de commande intermédiaire (230-Z ; 330-Z1 ; 330-Z2, 330-Z3) et peut de préférence être déplacé avec une vitesse commandée, **caractérisé en ce que** la disposition de soupapes comporte une soupape à orifices 4/2 (330 ; 430) toujours variable, qui génère, dans un des circuits de commande de fin (circuit de commande de sortie 330-A ; 430-A) une liaison, d'une part, entre l'arrivée (A) d'une chambre de travail de moteur qui n'est pas à neutraliser relative au volume d'amortissement (pistons du moteur 320-1 ; 420-1) et l'arrivée (C) de la chambre de travail du moteur à neutraliser relative au volume d'amortissement (pistons du moteur 320-2 ; 420-2) et, d'autre part, entre les sorties respectives (B) des chambres de travail du moteur ou des pistons du moteur, et dans l'autre circuit de commande de fin (330-B ; 430-B), court-circuite l'arrivée et la sortie (C et D) de la chambre de travail du moteur pouvant être mis sous tension et hors tension (pistons du moteur 320-2 ; 420-2) et bloque en même temps la liaison restante.

2. Circuit de commande selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** la disposition de soupapes comporte une autre soupape à orifice (360 ; 460), avec laquelle, dans un état de fonctionnement dans lequel la soupape à orifices 4/2 (330 ; 430) se trouve dans son autre circuit de commande de fin (330-B ; 430-B), dans le côté d'admission (C ou D) de la chambre de travail du moteur neutralisé relative au volume d'amortissement (pistons du moteur 320-2 ; 420-2), un moyen d'écoulement peut être alimenté. 40
3. Circuit de commande selon la revendication 2, **caractérisé en ce que** l'autre soupape à orifice est formée par une soupape à orifices 3/2 (360) toujours variable, qui alimente dans son autre circuit de commande de fin (360-B) une pression de commande (X) dans le cercle d'alimentation (conduite 337K) pour la chambre de travail du moteur neutralisée ou pour les pistons du moteur mis hors tension (320-2). 45
4. Circuit de commande selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce que** les 50

corps de soupape (370, 366) des soupapes à orifices (330, 360) sont disposés de façon concentrique les uns par rapports aux autres.

5. Circuit de commande selon la revendication 2, **caractérisé en ce que** l'autre soupape à orifice est formée par une soupape de commande 2/2 (460) qui alimente dans son autre circuit de commande de fin (460-B) la pression du système (P) dans le cercle d'alimentation (conduite 437K) de la chambre de travail du moteur hors tension ou des pistons du moteur hors tension (420-2).
6. Circuit de commande selon l'une quelconque des revendications 2 à 5, **caractérisé en ce que** l'autre soupape à orifice (360 ; 460) peut être alimentée et commandée avec la pression de commande (X) de la soupape à orifice 4/2 (330 ; 430) toujours variable.
7. Circuit de commande selon l'une quelconque des revendications 1 à 6, **caractérisé en ce que** le corps de soupape (370 ; 470) de la soupape à orifice 4/2 (330 ; 430) toujours variable est un piston de soupape alimenté par rapport à un ressort de pression (332) par la pression de commande (X), piston de soupape dont les rampes hélicoïdales (382-1 ; 382-2 ; 382-3) sont équipées d'écrous (384-1, 384-2, 384-3), qui forment la disposition de diaphragme.
8. Circuit de commande hydraulique selon l'une quelconque des revendications 1 à 7 pour un moteur à pistons radiaux avec deux vitesses, sachant que la commutation entre les vitesses a lieu par la modification du volume d'amortissement, de sorte que, pour un nombre donné de pistons du moteur (320-2 ; 420-2), le côté d'admission (C) est court-circuité avec le côté d'écoulement (D) au moyen de la disposition de soupape (330 ; 430), **caractérisé en ce que** la disposition de soupape (330 ; 430) dans le circuit de commande intermédiaire (330-Z2 ; 330-Z3), dans lequel de préférence un étranglement de l'alimentation du moyen d'écoulement des pistons du moteur du groupe de pistons du moteur (320-2 ; 420-2) à neutraliser relatif au volume d'amortissement a lieu, le côté d'admission (C) est relié au côté d'écoulement (D) via une disposition de diaphragme (382-2, 384-2).
9. Circuit de commande selon l'une quelconque des revendications 1 à 8, **caractérisé en ce que** pour commander la disposition de soupape (330 ; 430), la pression de sortie (P44, X) d'une soupape de pression toujours variable (40) est appliquée.
10. Circuit de commande selon l'une quelconque des revendications 1 à 9, **caractérisé en ce que** pour

commander la disposition de soupape (330 ; 430), la pression (P144, X) est appliquée dans une conduite de pression de commande (144) en aval du courant d'un diaphragme (164).

11. Circuit de commande selon la revendication 10, **caractérisé en ce que** le diaphragme (164 ; 164') se trouve en aval du courant d'une soupape à orifice (162), avec laquelle la conduite de pression de commande (144) peut être reliée à la pression du réservoir (T) ou à une pression d'amplificateur (PV).
12. Circuit de commande selon la revendication 11, **caractérisé en ce que** le diaphragme (164') peut être court-circuité au moyen d'une soupape à séquence (165'), qui se met en court-circuit au-dessus d'une valeur seuil de la pression de commande pour la disposition de soupape (130).
13. Circuit de commande selon la revendication 10, **caractérisé en ce que** le diaphragme (164'') est intégré dans une soupape à orifice (162''), avec laquelle la conduite de pression de commande (144'') peut être déchargée du réservoir (T) ou reliée à une pression d'amplificateur (PV), sachant que l'alimentation avec la pression de l'amplificateur (PV) a lieu uniquement dans une position intermédiaire (M) de la soupape à orifice (162'') via le diaphragme (164'').
14. Circuit de commande selon l'une quelconque des revendications 9 à 13, **caractérisé en ce que** la pression de commande (X) de la disposition de soupape (330 ; 430) peut être modifiée sous forme de rampe.
15. Circuit de commande selon l'une quelconque des revendications 9 à 13, **caractérisé en ce que** la pression de commande (X) de la disposition de soupape (330 ; 430) peut être modifiée progressivement.
16. Moteur à pistons radiaux avec un circuit de commande selon l'une quelconque des revendications 1 à 15, **caractérisé en ce que** la disposition de soupape (330, 360 ; 430) est intégré dans le logement du moteur (374).
17. Moteur à pistons radiaux selon la revendication 16, **caractérisé en ce que** la disposition de soupape est formée comme module d'utilisation (371).

Claims

1. Hydraulic control circuit for a hydraulic motor having at least two speeds, such as a multi-stroke axial or radial piston motor, for example, a hydraulic motor according to the planetary wheel principle, or a pis-

ton motor with stepped pistons, particularly for a radial piston motor having two speeds, with which switching between speeds takes place by changing the absorption volume, in that the absorption volumes of a selected number of motor working chambers (motor piston 20-2; 120-2; 220-2; 320-2; 420-2) are selectively neutralized by means of a valve arrangement (30; 130; 230; 330; 430) in that the related intake side (22; 122; 222; C) for these selected motor working chambers is short-circuited with the outlet side (24; 124; 224; 324; D), wherein the valve arrangement (30; 130; 230; 330; 430) has at least one intermediate switching position (230-Z; 330-Z2; 330-Z3) between the two switching positions (30-A, 30-B; 230-A, 230-B; 330-A, 330-B; 430-A, 430-B) assigned to the switching process, in each instance, in which the intake side (22; 122; 222; C) is connected with the outlet side (24; 124; 224; 324; D), preferably with throttling of the flow medium supply to the motor working chambers to be neutralized (motor piston group 20-2; 120-2; 220-2; 320-2; 420-2), via an orifice arrangement (231; A1, A2, 282, 284-A, 284-B, 286-A, 286-B; 382-2, 384-2), and that control of the valve arrangement (30; 130; 230; 330; 430) takes place in such a way that a valve body (270; 370, 470) of the valve arrangement can be moved through the intermediate switching position (230-Z; 330-Z1, 330-Z2, 330-Z3) in controlled manner, preferably at a controlled speed, **characterized in that** the valve arrangement has an infinitely adjustable 4/2-way valve (330; 430), which produces a connection between the intake (A) of a motor working chamber (motor piston 320-1; 420-1) that is not to be neutralized with regard to the absorption volume and the intake (C) of the respective motor working chamber (motor piston 320-2; 420-2) that is to be neutralized with regard to the absorption volume, on the one hand, and between the outlets (B) of the motor working chambers, i.e. motor pistons, in each instance, on the other hand, in its one end switching position (initial switching position 330-A; 430-A), and in the other end switching position (330-B; 430-B) short-circuits the intake and outlet (C and D) of the motor working chamber to be turned on and shut off (motor piston 320-2; 420-2) and, at the same time blocks the remainder of the connection.

2. Control circuit according to Claim 1, **characterized in that** the valve arrangement has another directional valve (360; 460), with which flow medium can be supplied into the suction side (C or D) of the respective motor working chamber (motor piston 320-2; 430-2) that is neutralized with regard to the absorption volume in an operational state in which the 4/2-way valve (330; 430) is in its other end switching position (330-B; 430-B).

3. Control circuit according to Claim 2, **characterized in that** the other directional valve is formed by an infinitely adjustable 3/2-way valve (360) that feeds a control pressure (X) into the supply circuit (line 337K) for the neutralized motor working chamber, i.e. for the shut-off motor piston (320-2) in its other end switching position (360-B).
4. Control circuit according to one of Claims 1 to 3, **characterized in that** the valve bodies (370, 366) of the directional valves (330, 360) are arranged concentric to one another.
5. Control circuit according to Claim 2, **characterized in that** the additional directional valve is formed by a 2/2 switching valve (460) that feeds system pressure (P) into the supply circuit (line 437K) of the shut-off motor working chamber, i.e. the shut-off motor piston (420-2), in its other end switching position (460-B).
6. Control circuit according to one of Claims 2 to 5, **characterized in that** the additional directional valve (360; 460) has the control pressure (X) of the infinitely adjustable 4/2-way valve (330; 430) applied to it and is controlled by it.
7. Control circuit according to one of Claims 1 to 6, **characterized in that** the valve body (370; 470) of the infinitely adjustable 4/2-way valve (330; 430) is a valve piston that has the control pressure (X) applied to it, counter to a pressure spring (332), the control edges (382-1; 382-2; 382-3) of which piston are provided with grooves (384-1, 384-2, 384-3) that form the orifice arrangement.
8. Control circuit according to one of Claims 1 to 7, for a radial piston motor having two speeds, with which switching from one speed to another takes place by changing the absorption volume, in that at a selected number of motor pistons (320-2; 420-2), the intake side (C) is short-circuited with the outlet side (D) by means of the valve arrangement (330; 430), **characterized in that** the valve arrangement (330; 430) connects the intake side (C) with the outlet side (D) in the intermediate switching position (330-Z2, 330-Z3), in which throttling of the flow medium supply to the motor pistons of the respective motor piston group (320-2; 420-2) to be neutralized with regard to the absorption volume preferably takes place, via an orifice arrangement (382-2, 384-2).
9. Control circuit according to one of Claims 1 to 8, **characterized in that** the initial pressure (P44, X) of an infinitely adjustable pressure valve (40) is used to control the valve arrangement (330; 430).
10. Control circuit according to one of Claims 1 to 9,

characterized in that the pressure (P144, X) in a control pressure line (144) downstream from an orifice (164) is used to control the valve arrangement (330; 430).

5

11. Control circuit according to Claim 10, **characterized in that** the orifice (164; 164') lies downstream from a directional valve (162), with which the control pressure line (144) can be connected either with the tank pressure (T) or with an amplifier pressure (PV). 10

12. Control circuit according to Claim 11, **characterized in that** the orifice (164') can be bridged by means of a sequential switching valve (165') that switches to bridging above a threshold value for the control pressure for the valve arrangement (130). 15

13. Control circuit according to Claim 10, **characterized in that** the orifice (164'') is integrated into a directional valve (162''), with which the control pressure line (144'') can either be relieved to the tank (T) or connected with an amplifier pressure (PV), where application of the amplifier pressure (PV) by way of the orifice (164'') takes place only in a middle position (M) of the directional valve (162''). 20
25

14. Control circuit according to one of Claims 9 to 13, **characterized in that** the control pressure (X) of the valve arrangement (330; 430) can be changed in ramp-like manner. 30

15. Control circuit according to one of Claims 9 to 13, **characterized in that** the control pressure (X) of the valve arrangement (330; 430) can be changed progressively. 35

16. Radial piston motor with a control circuit according to one of Claims 1 to 15, **characterized in that** the valve arrangement (330, 360; 430) is integrated into the motor housing (374). 40

17. Radial piston motor according to Claim 16, **characterized in that** the valve arrangement is structured as an insertion module (371). 45

50

55

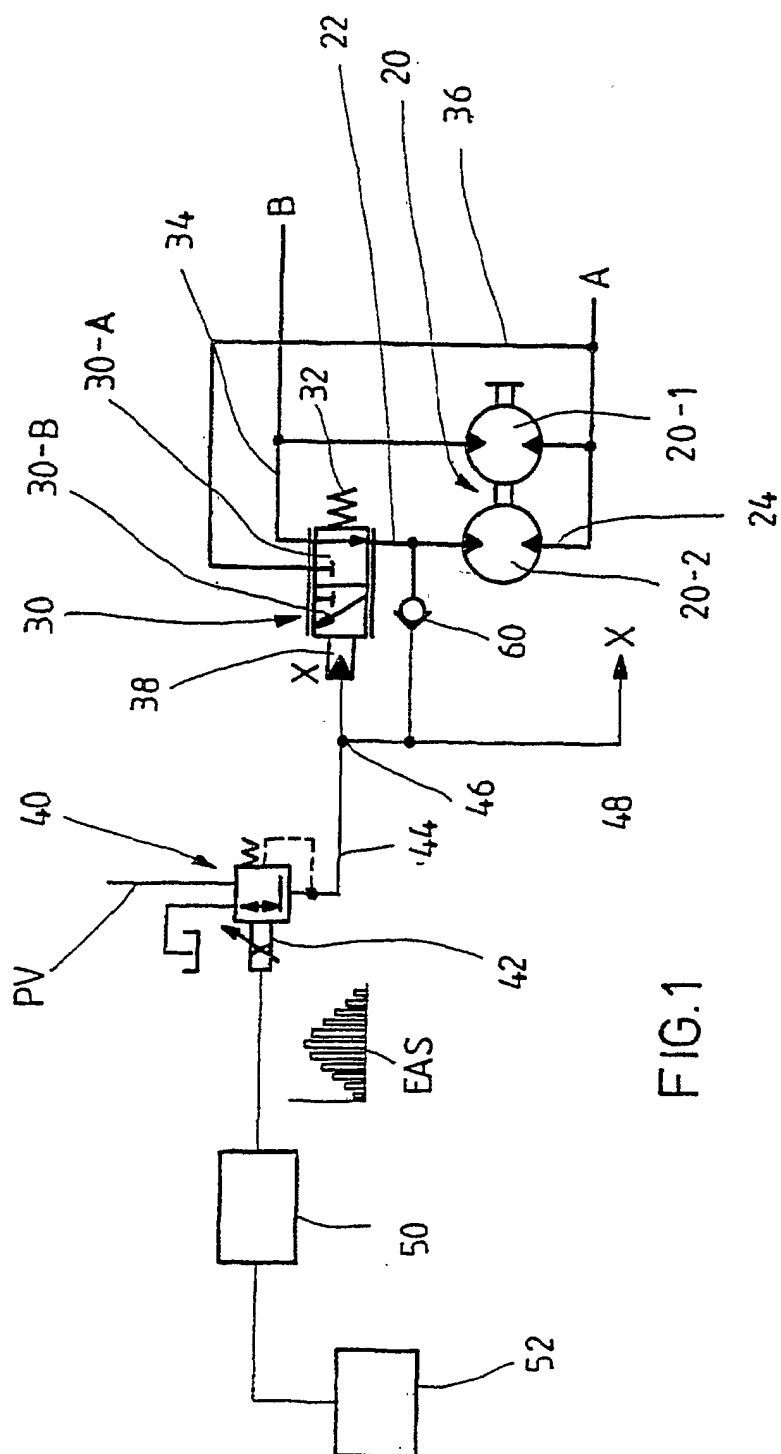


FIG.1

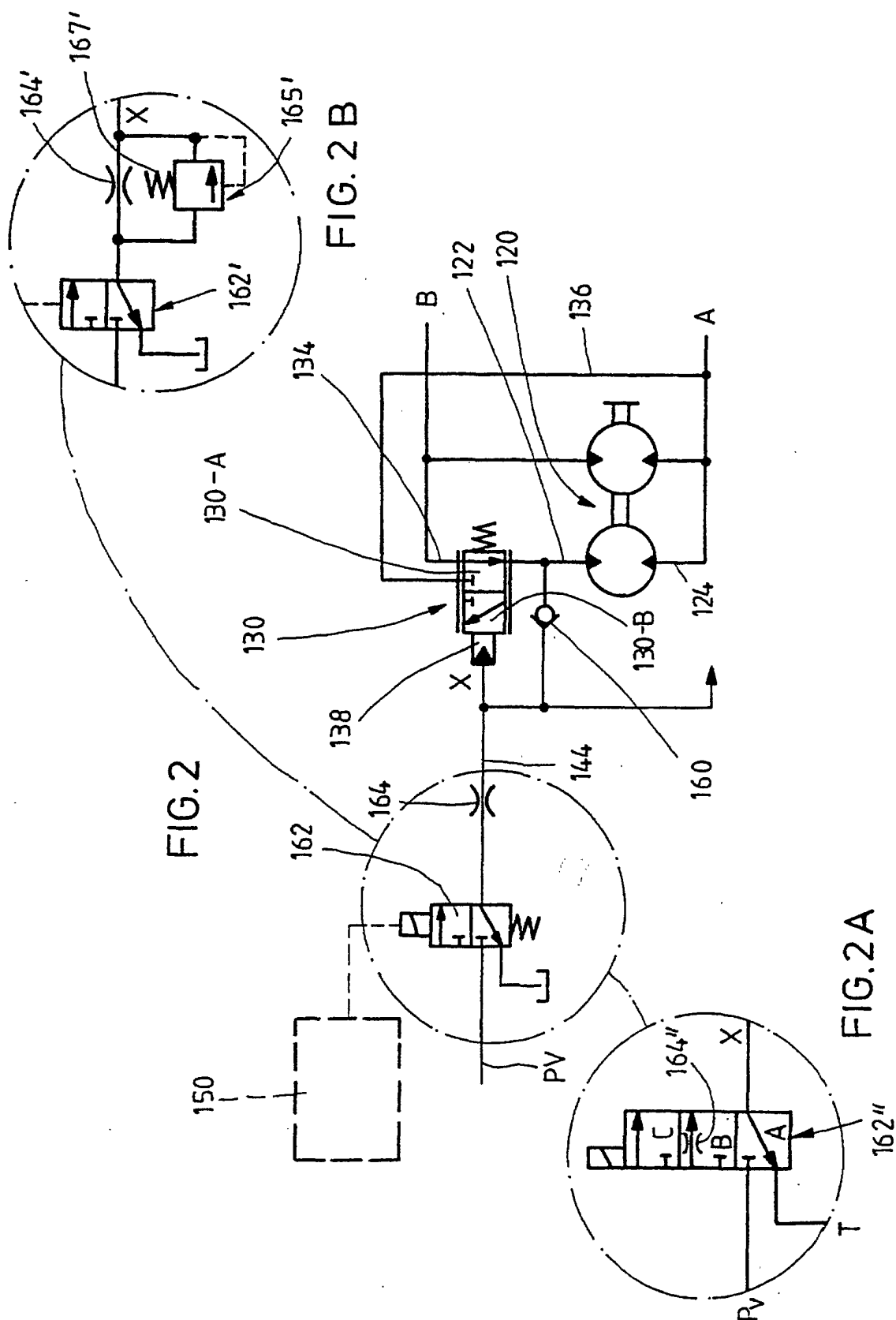


FIG. 3

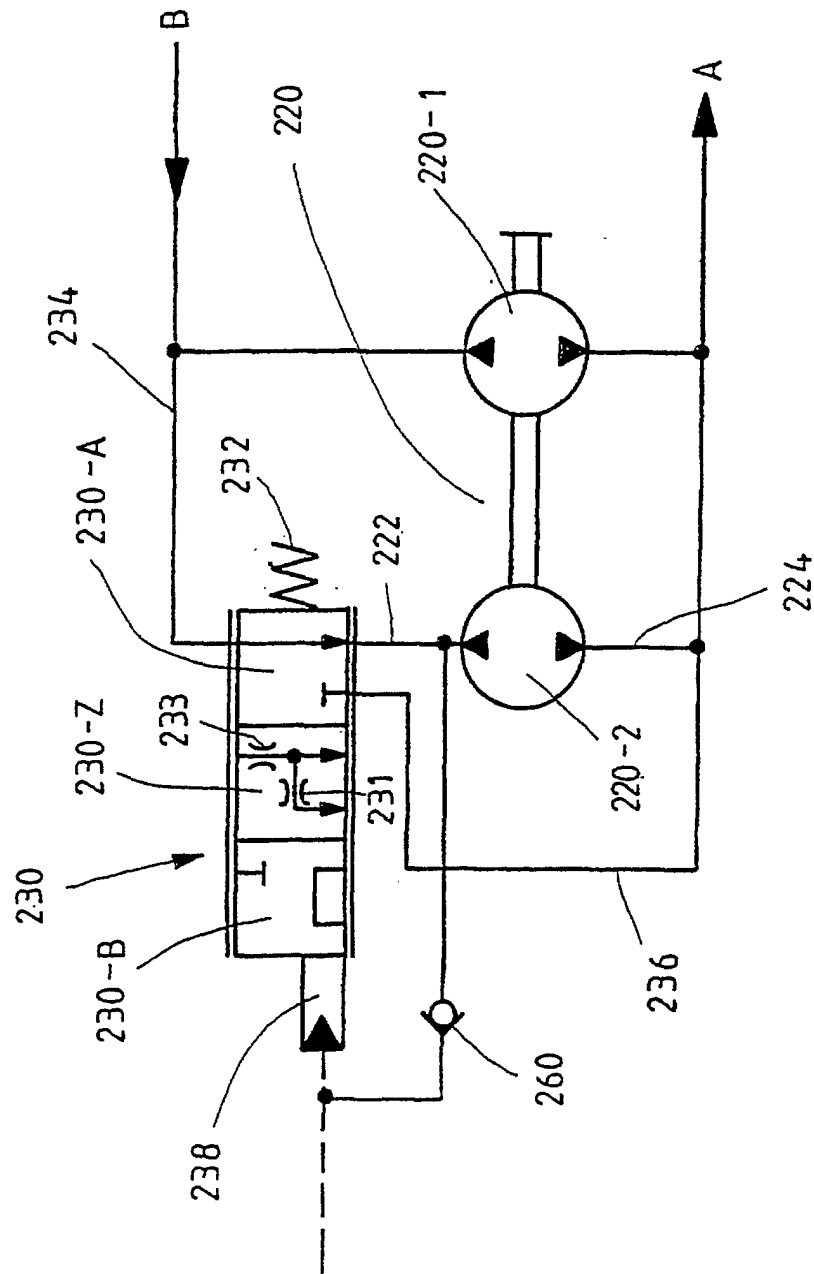


FIG.4 A

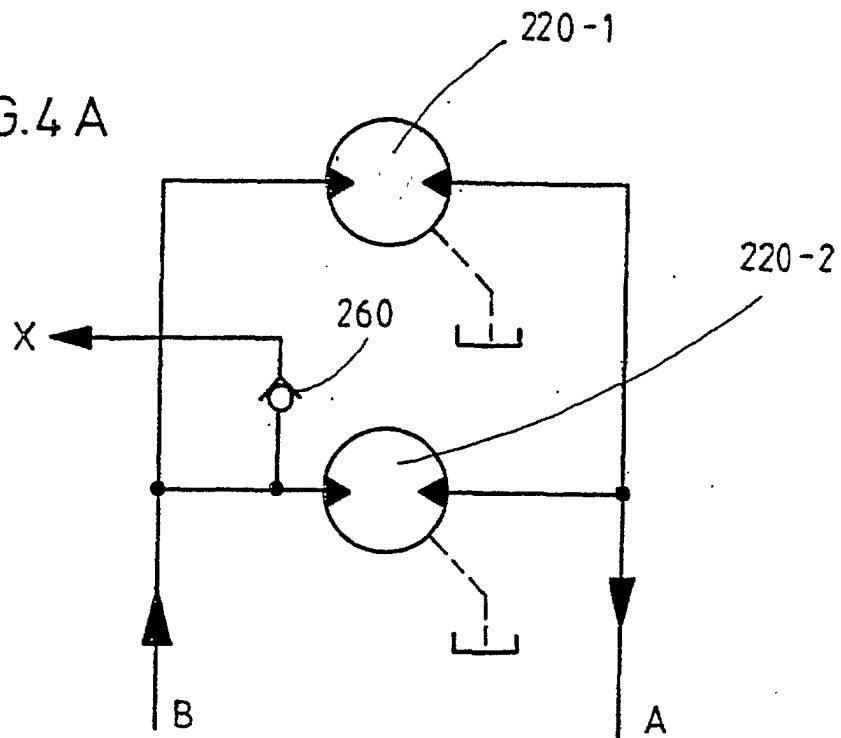


FIG. 4B

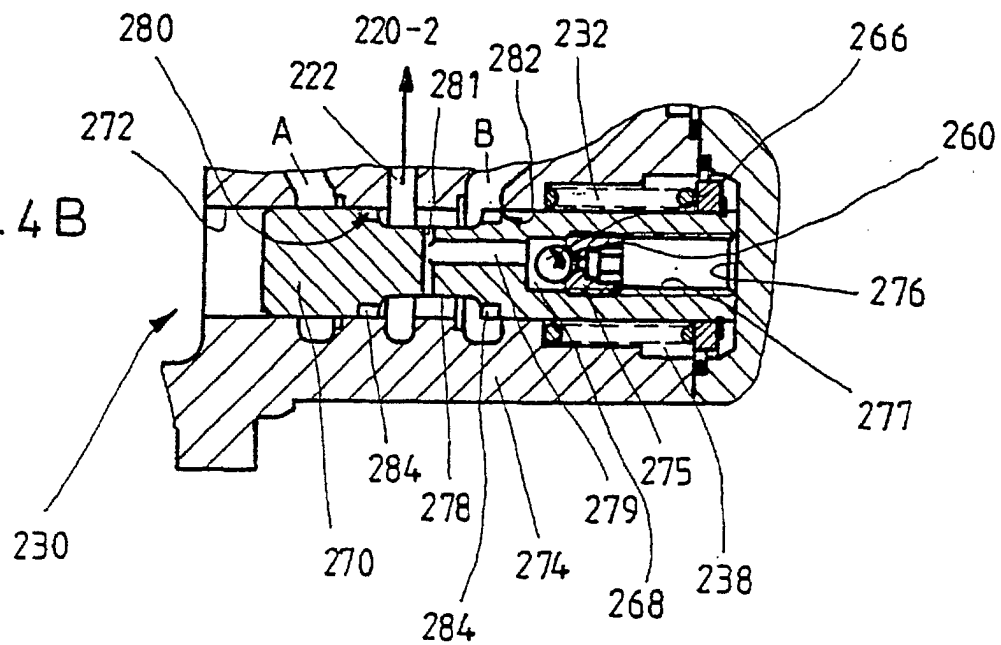


FIG.5A

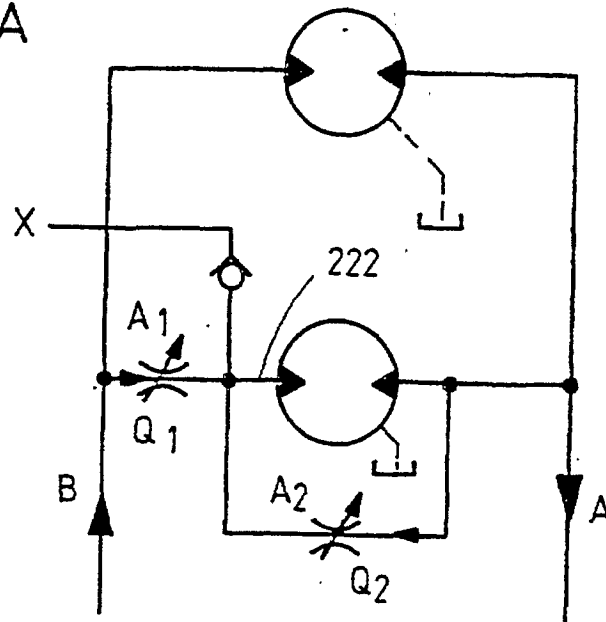


FIG.5B

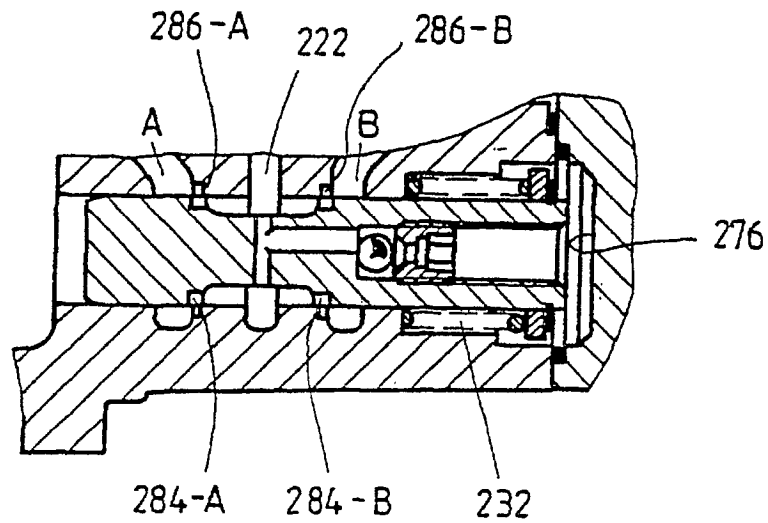


FIG. 6 A

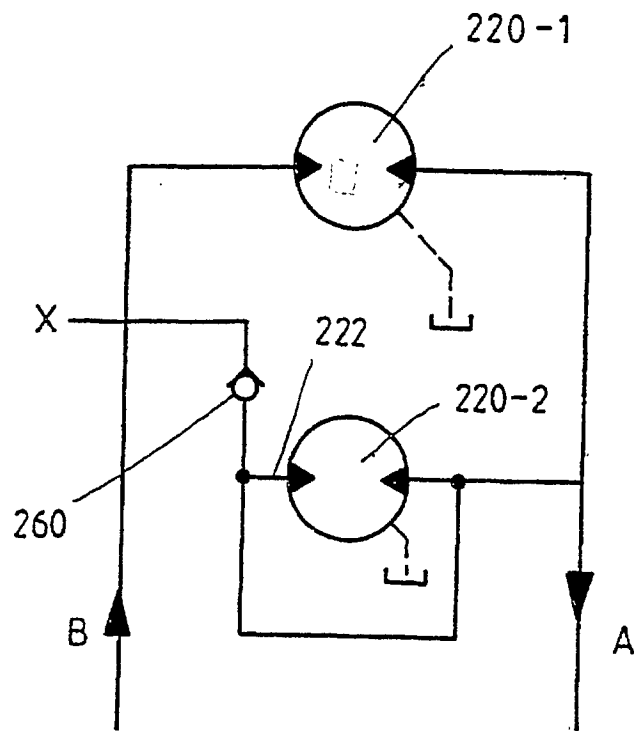
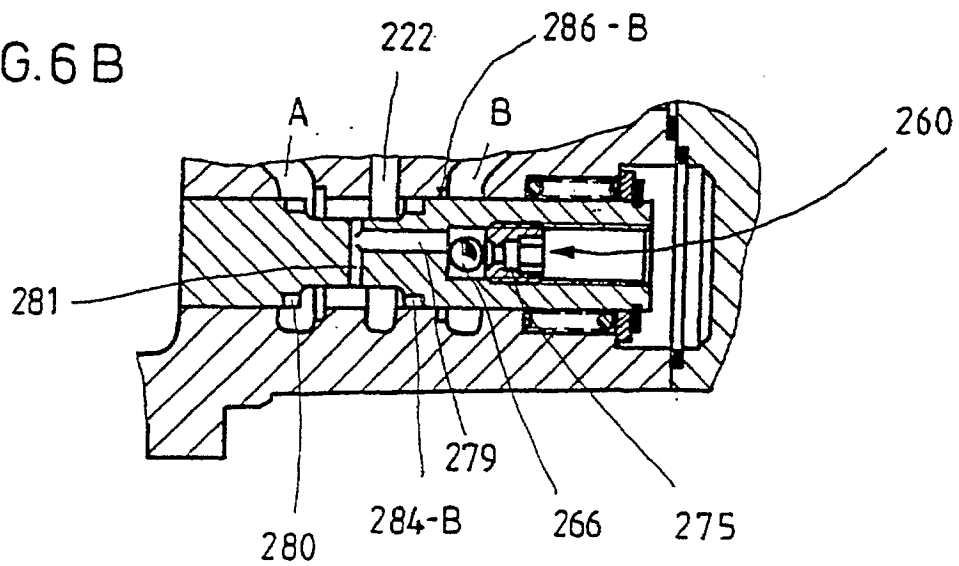
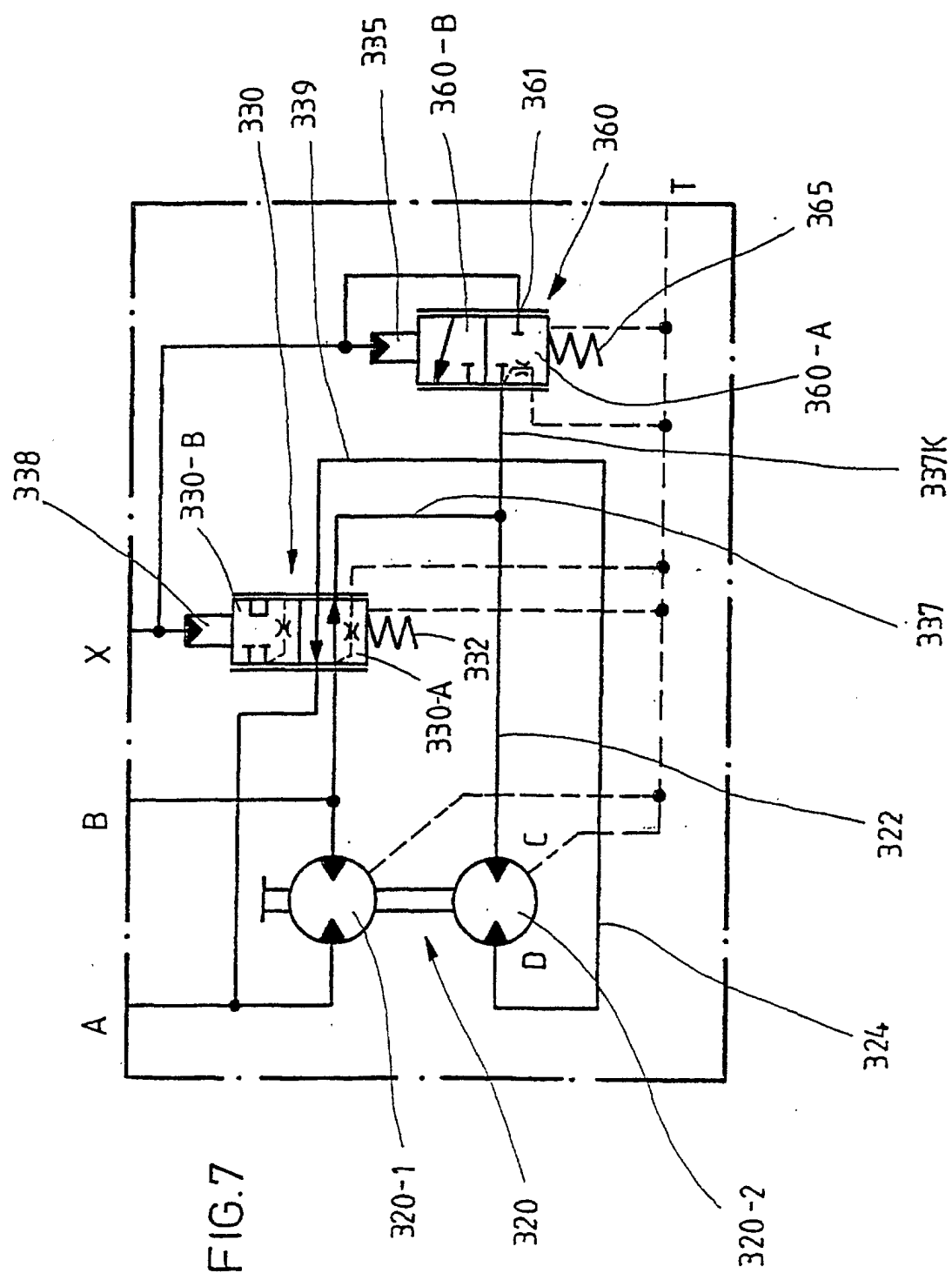


FIG. 6 B





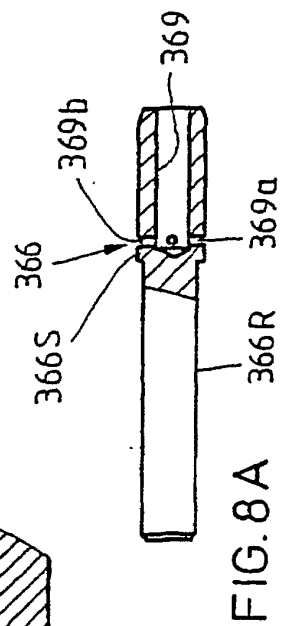
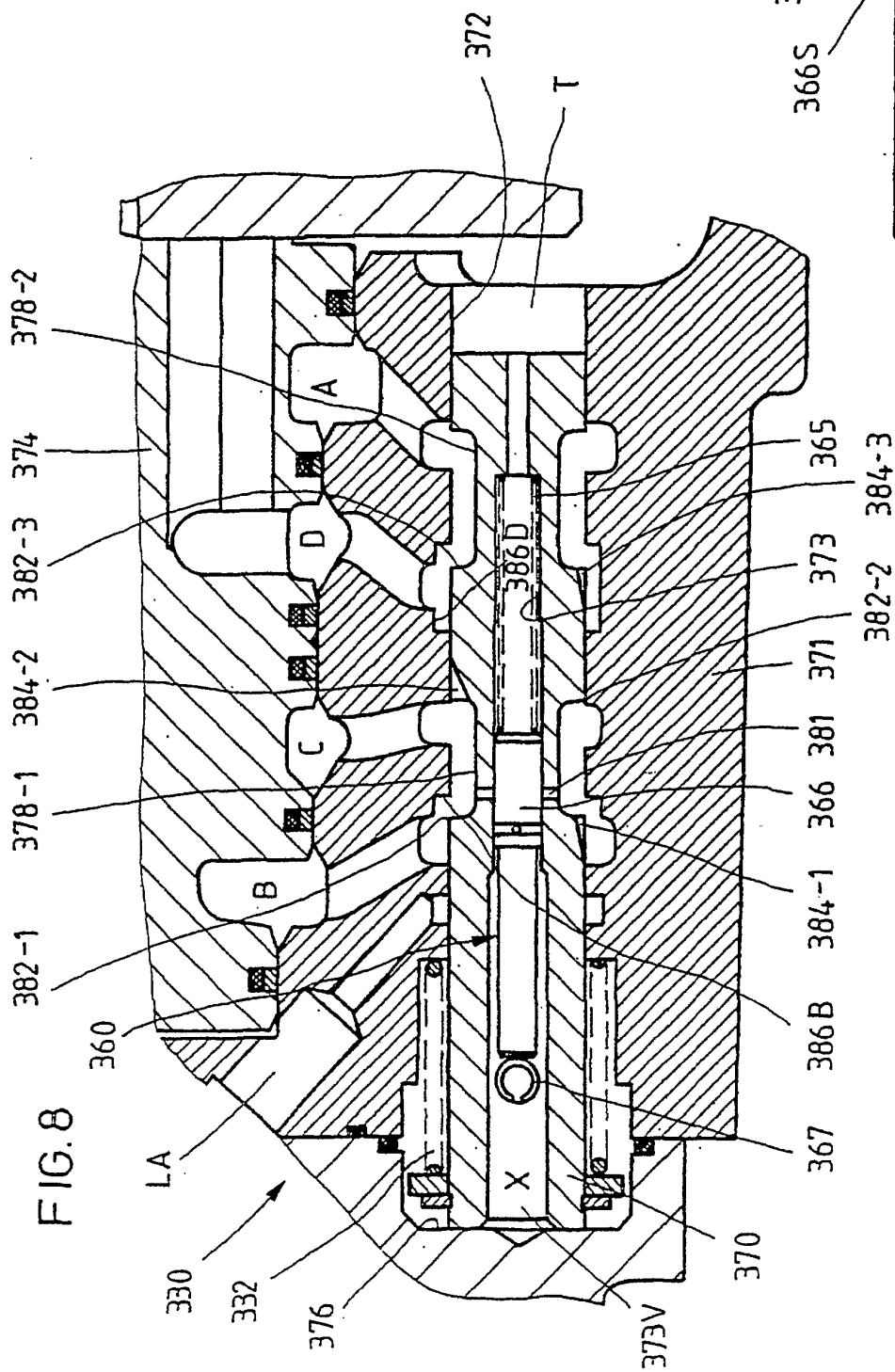


FIG. 9A

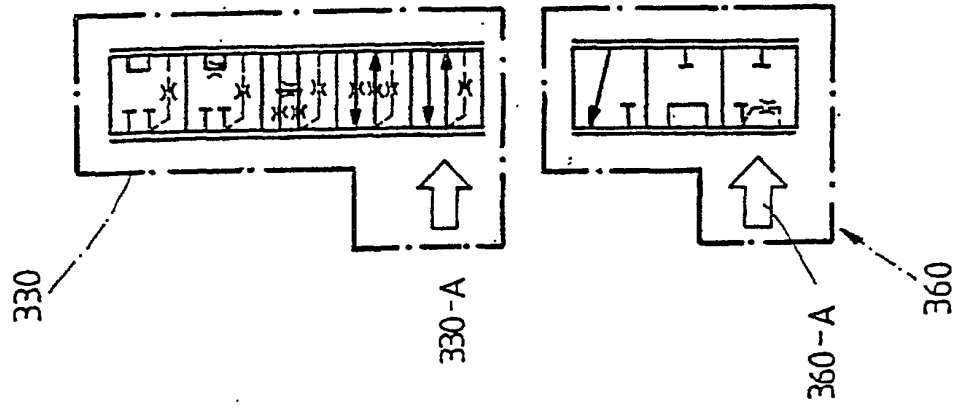
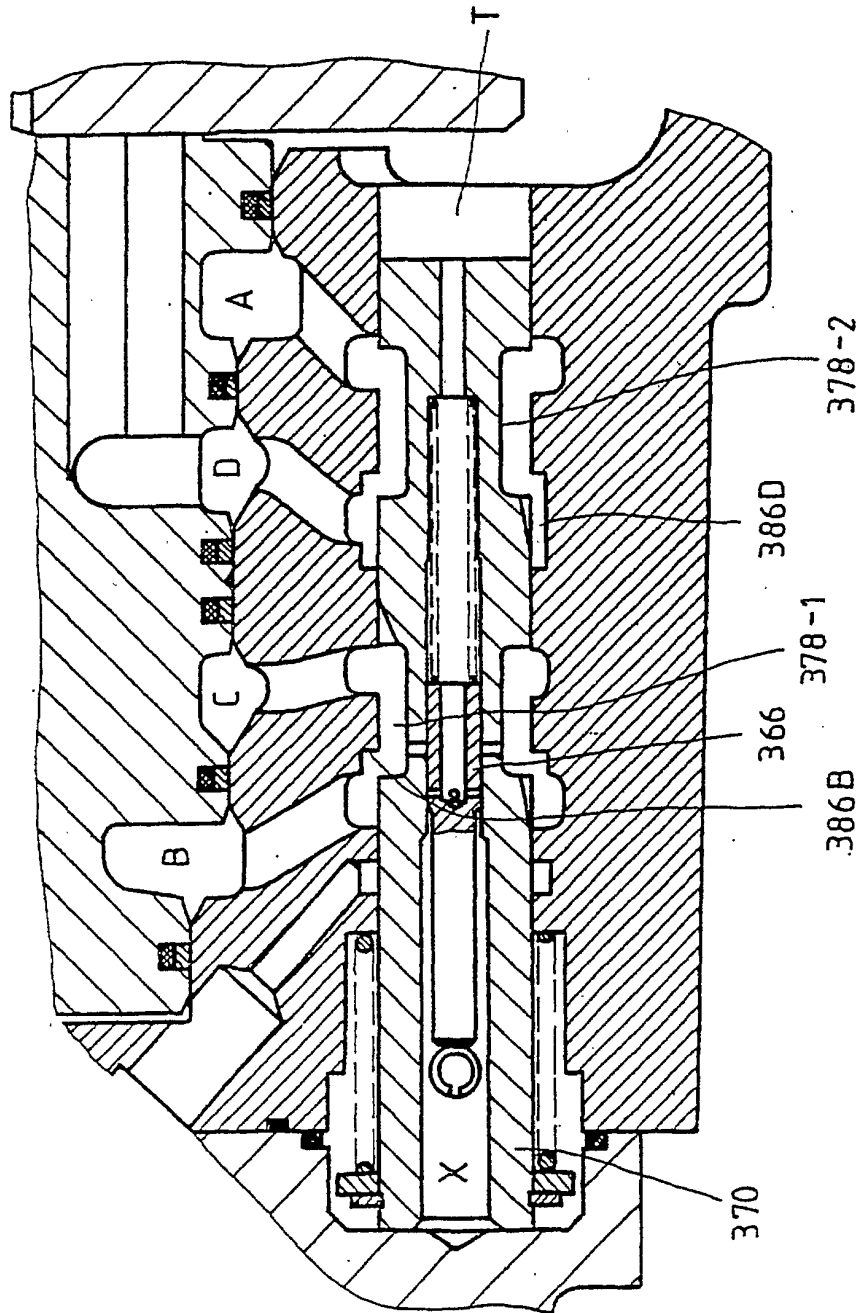


FIG. 9



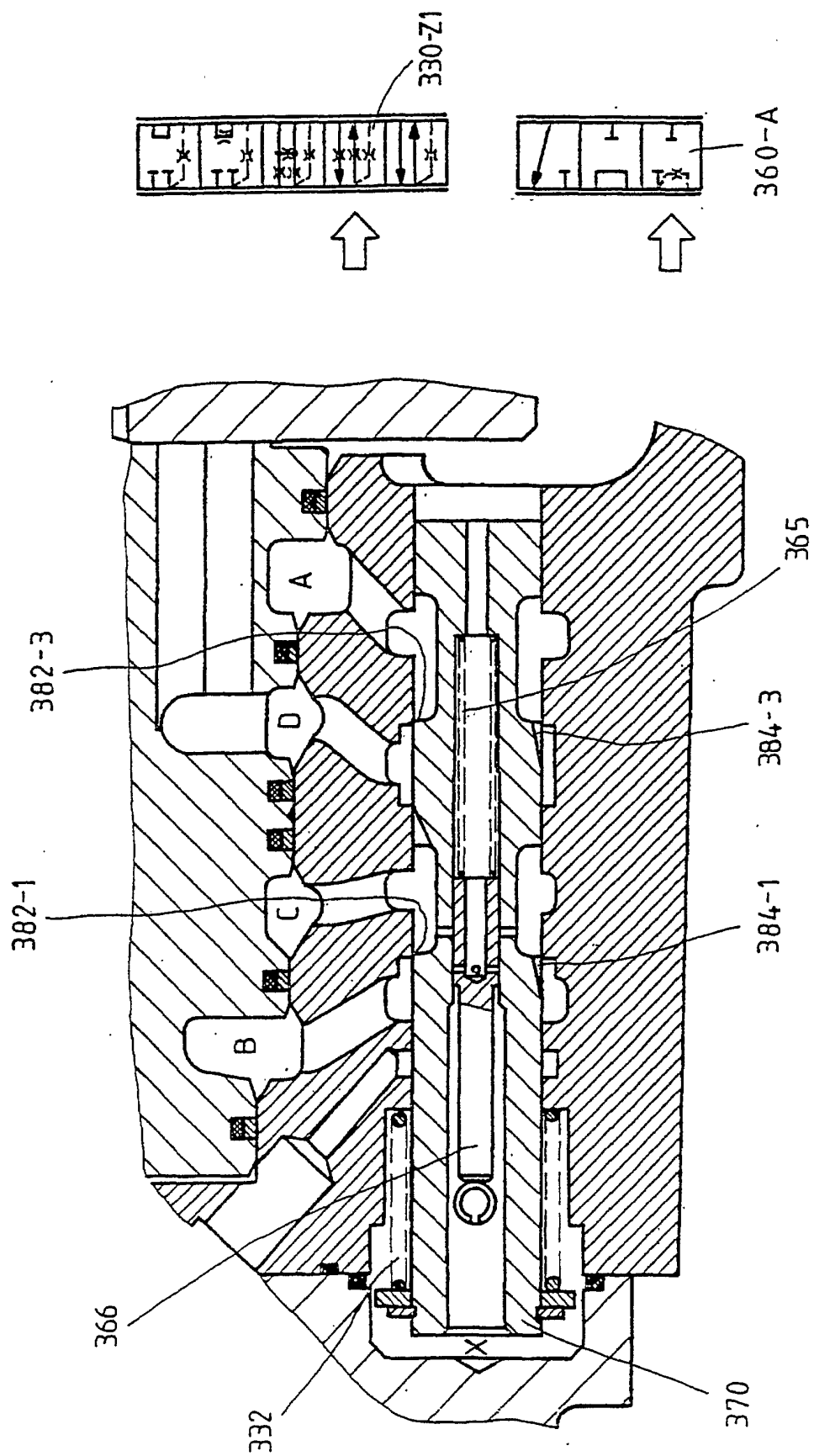


FIG. 10

FIG. 10A

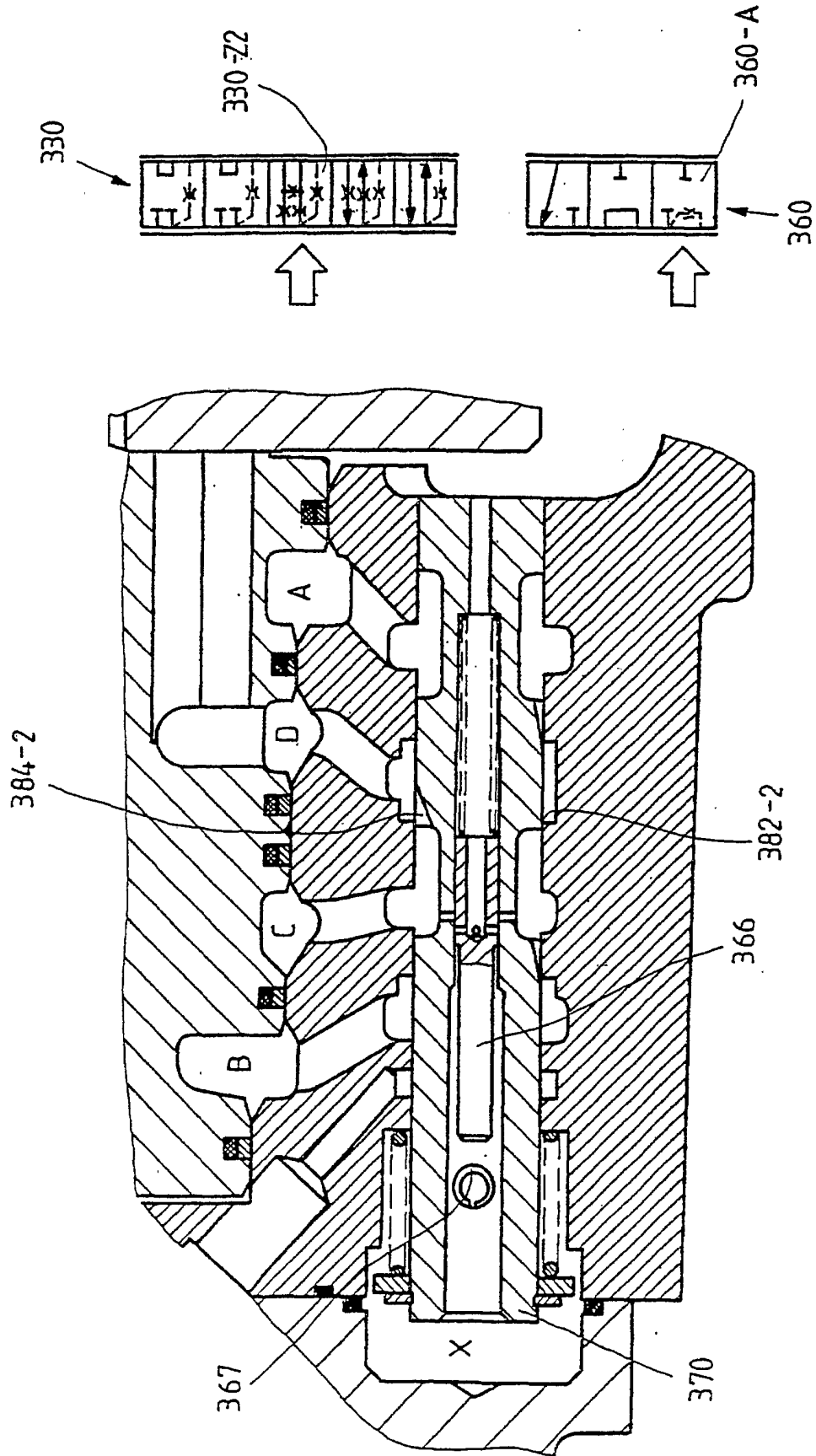


FIG.11

FIG.11 A

FIG.12

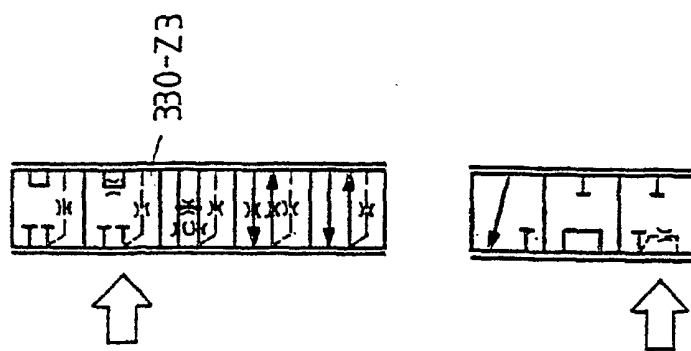
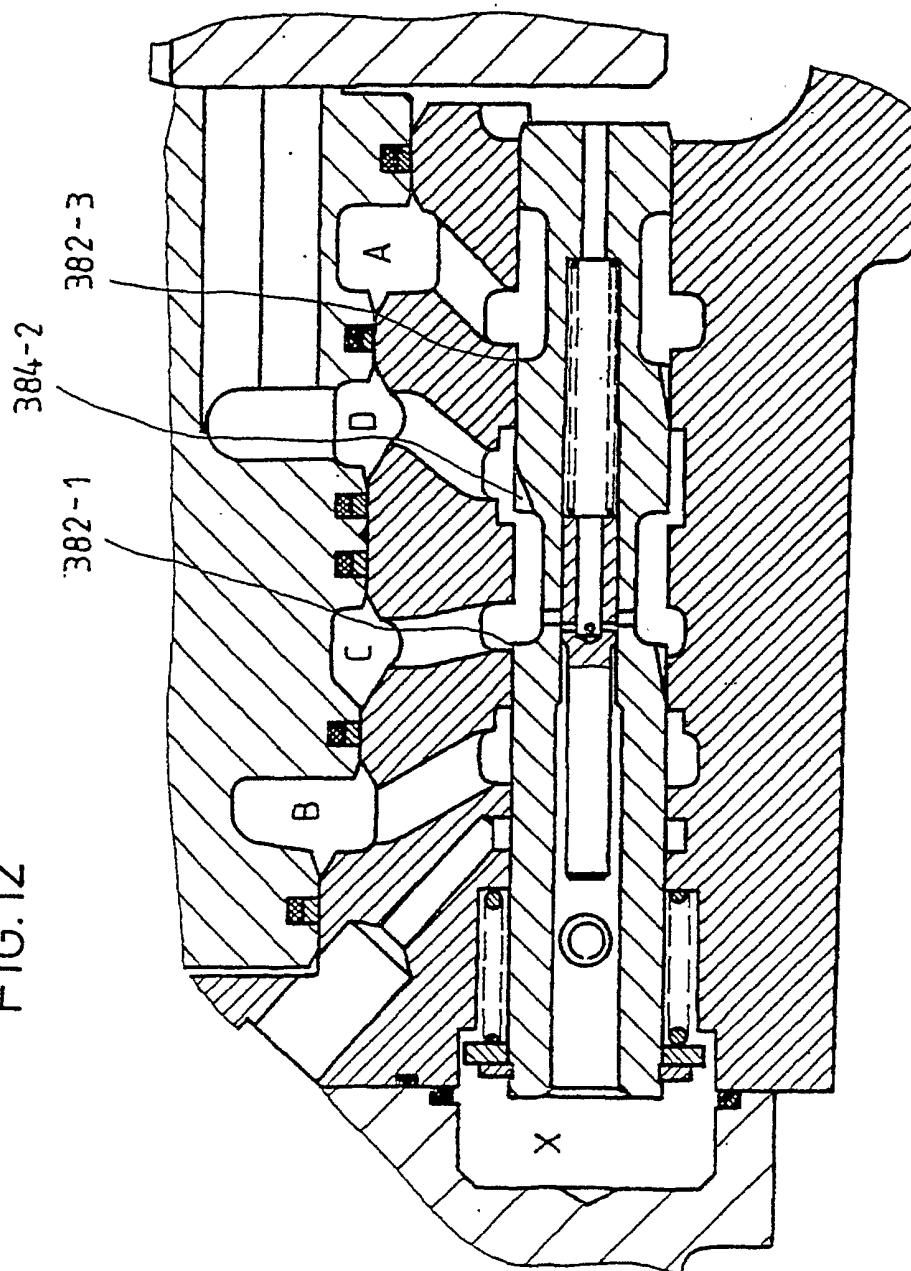


FIG.12 A

FIG.13

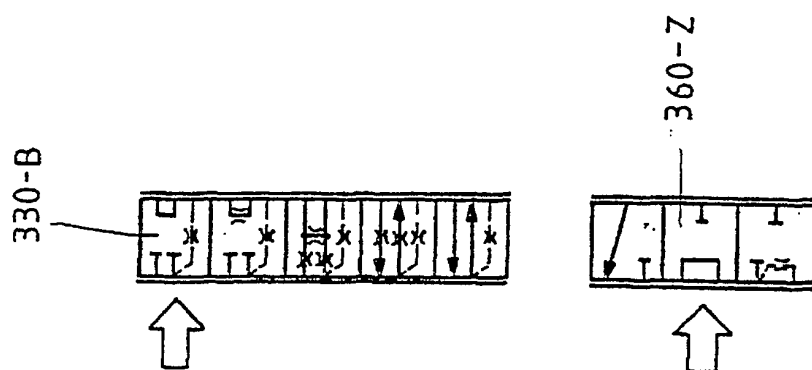
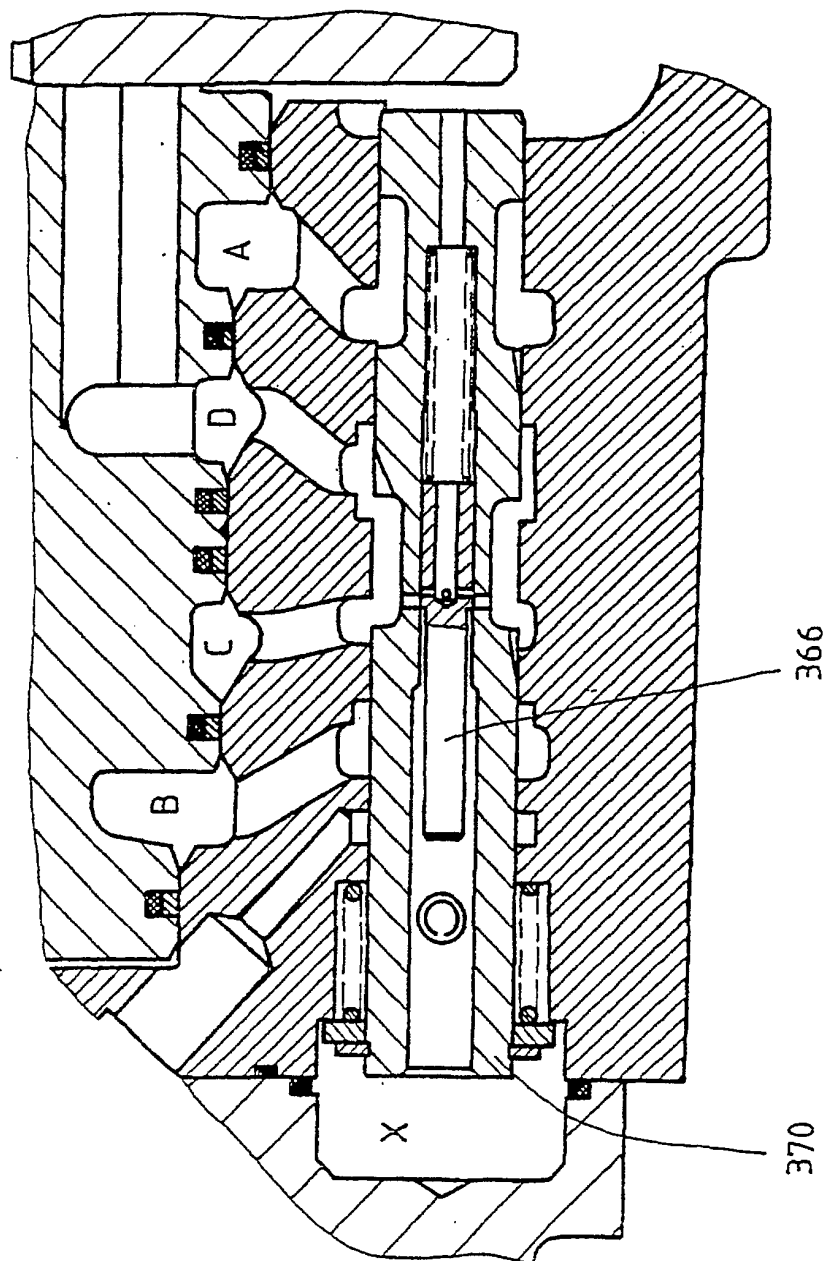


FIG.13A

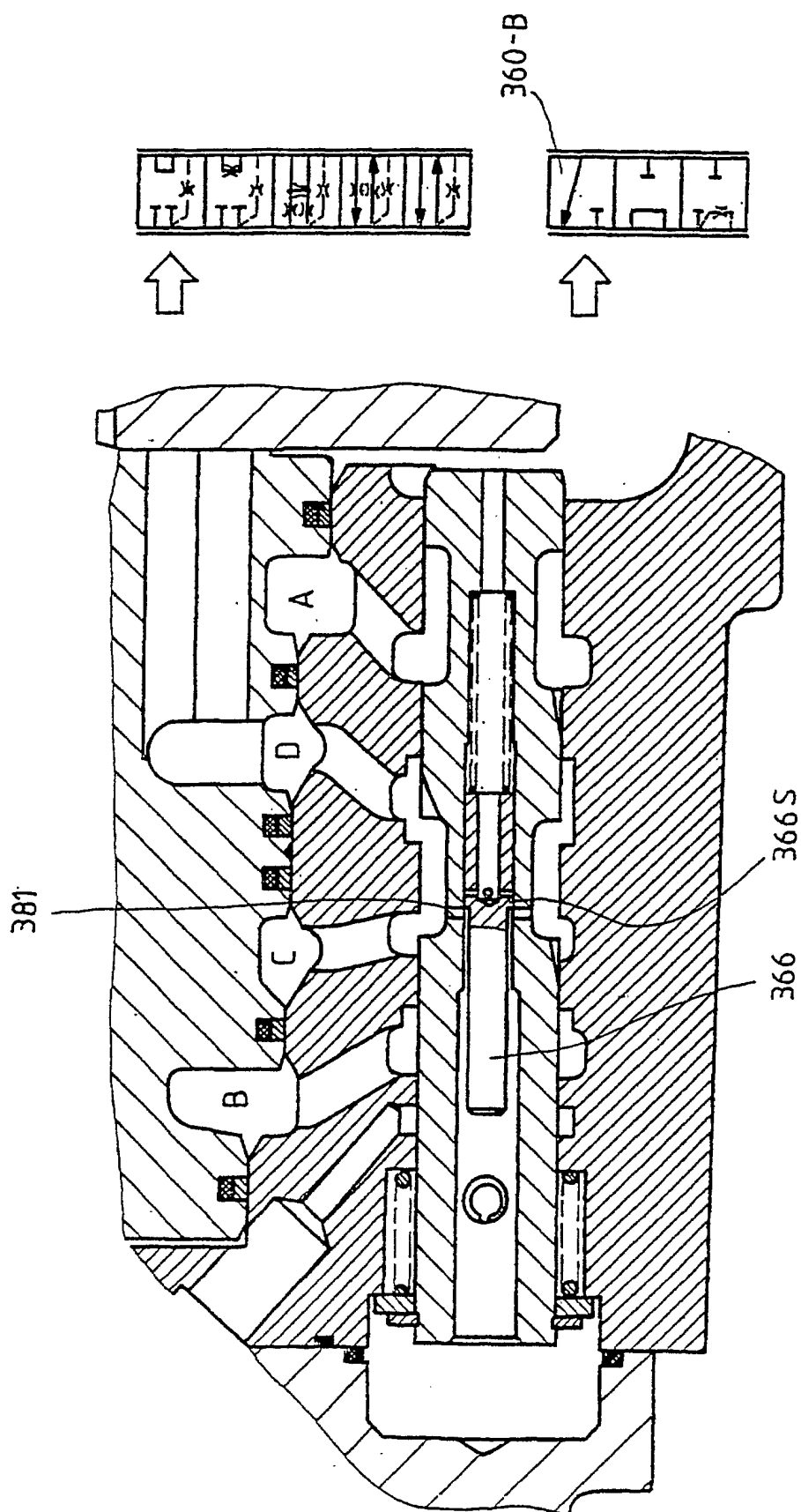


FIG.14

FIG.14 A

FIG.15

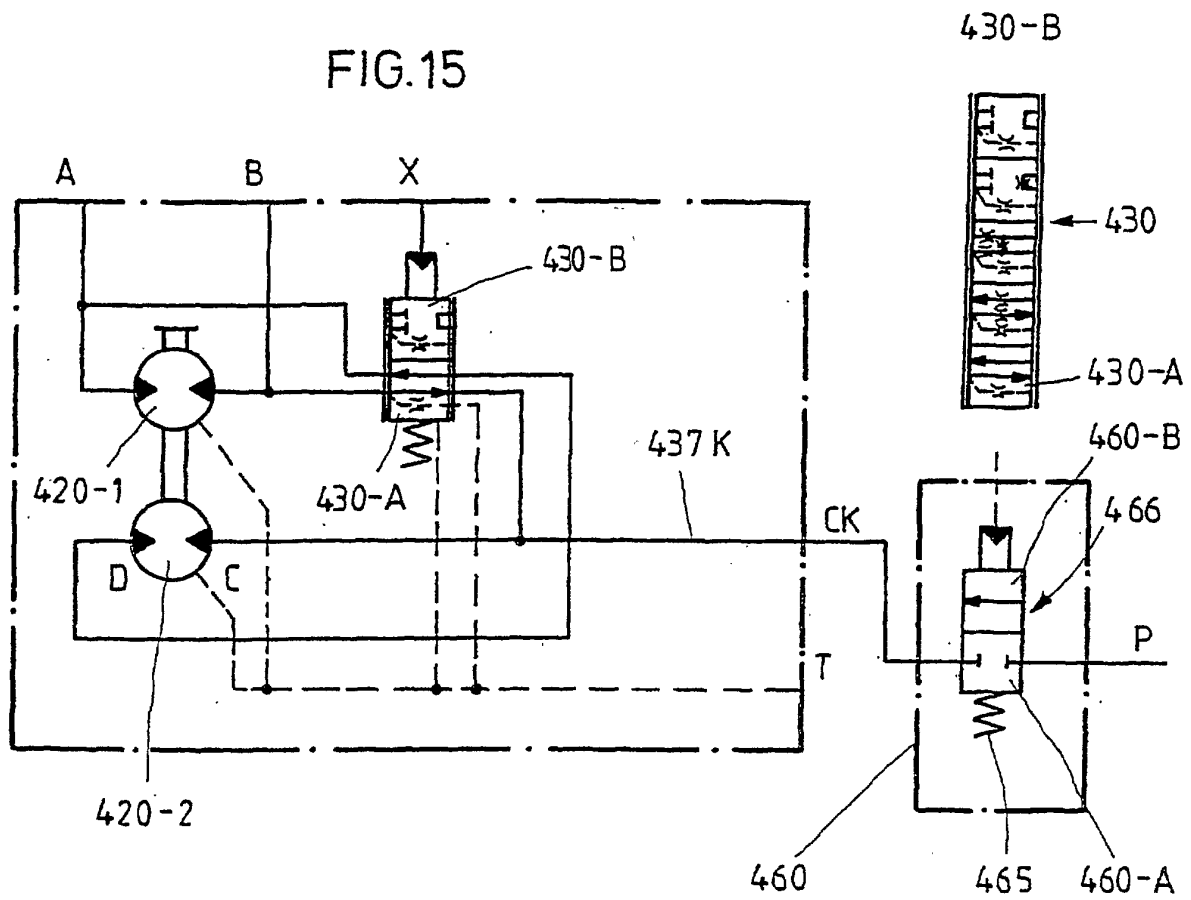


FIG.16

