(19) **Bundesrepublik Deutschland**
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 602 05 892 T2** 2006.06.08

(12) # Übersetzung der europäischen Patentschrift

(97) **EP 1 392 990 B1**
(21) Deutsches Aktenzeichen: **602 05 892.9**
(86) PCT-Aktenzeichen: **PCT/GB02/02024**
(96) Europäisches Aktenzeichen: **02 766 661.9**
(87) PCT-Veröffentlichungs-Nr.: **WO 02/088577**
(86) PCT-Anmeldetag: **01.05.2002**
(87) Veröffentlichungstag der PCT-Anmeldung: **07.11.2002**
(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: **03.03.2004**
(97) Veröffentlichungstag der Patenterteilung beim EPA: **31.08.2005**
(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: **08.06.2006**

(51) Int Cl.[8]: ***F16H 61/38*** (2006.01)
F16H 61/06 (2006.01)
F16H 61/00 (2006.01)

(30) Unionspriorität:

0110597	**01.05.2001**	**GB**
0116473	**05.07.2001**	**GB**
01305802	**05.07.2001**	**EP**

(73) Patentinhaber:
Torotrak (Development) Ltd., Leyland, Lancashire, GB

(74) Vertreter:
Patentanwälte Ruff, Wilhelm, Beier, Dauster & Partner, 70174 Stuttgart

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LI, LU, MC, NL, PT, SE, TR

(72) Erfinder:
FULLER, William, John, Preston, GB

(54) Bezeichnung: **HYDRAULISCHER STEUERKREIS FÜR EIN STUFENLOS VERSTELLBARES GETRIEBE**

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).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft allgemein stufenlose Getriebe und, genauer ausgedrückt, Hydrauliksteuerung derselben.

[0002] Stufenlose Getriebe umfassen, unter anderem, eine Eingangswelle, die durch eine Antriebsmaschine drehbar ist, eine Ausgangswelle, die an die Fahrzeugräder angeschlossen ist, und eine verhältnisvariierende Komponente (im folgenden als "Verstellgetriebe" bezeichnet), die zwischen der Eingangs- und Ausgangswelle angeordnet ist. Das Verstellgetriebe wird typischerweise mittels Hydraulikdrucken gesteuert, die das effektive Verhältnis des Verstellgetriebes in Übereinstimmung mit den Anforderungen eines Fahrers, Straßenbedingungen und dergleichen variieren können. Unter kontinuierlichen oder sanft wechselnden Bedingungen sind die erforderlichen Flüsse von Hydraulikfluid relativ klein. Es können jedoch manchmal Probleme während sehr schneller Verhältnisänderung des Verstellgetriebes, zum Beispiel während Bremsen, schneller Motorbeschleunigung oder Missbrauchsbedingungen auftreten. Während solcher sehr schnellen Änderungen können die Flüssigkeitsströme übermäßig sein, was zu nachteiliger Systemsteuerbarkeit führt.

[0003] Dies gilt besonders, jedoch nicht ausschließlich, im Fall von Drehmomentsteuer-Verstellgetrieben.

[0004] Hauptkomponenten eines bekannten Drehmomentsteuer-Verstellgetriebes **10** des "vollständig toroiden" Laufring-Rollzugtyps sind in Fig. 1 dargestellt. Hier sind zwei Eingangsscheiben **12**, **14** an einer Antriebswelle **16** zur Drehung mit dieser angebracht, und weisen jeweilige teilringförmige Oberflächen **18**, **20** auf, die in Richtung auf entsprechende teilringförmige Oberflächen **22**, **24** weisen, welche auf einer zentralen Ausgangsscheibe **26** ausgebildet sind. Die Ausgangsscheibe ist so gelagert, um unabhängig von der Welle **16** drehbar zu sein. Antrieb von einem Motor oder einer anderen Antriebsmaschine, eingegeben über die Welle **16** und die Eingangsscheiben **12**, **14**, wird zu der Ausgangsscheibe **26** über einen Satz von Rollen übertragen, die in den Ringhohlräumen angeordnet sind. Eine einzige repräsentative Rolle **28** ist dargestellt, es sind jedoch typischerweise drei solche Rollen in beiden Hohlräumen vorgesehen. Eine über den Eingangsscheiben **12**, **14** durch eine Hydraulikendbelastungseinrichtung **15** angelegte Endlast liefert Kontaktkräfte zwischen Rollen und Scheiben zum Ermöglichen der Übertragung von Antrieb. Antrieb wird von der Ausgangsscheibe zu weiteren Teilen des Getriebes gebracht, typischerweise einem Planetenmischer, wie er im Stand der Technik gut bekannt und z. B. in der Europäischen Patentanmeldung 85308344.2 (veröffentlicht als EP 0185463) beschrieben ist. Jede Rolle ist in einer jeweiligen Halterung **30** gelagert, die selbst an ein hydraulisches Betätigungselement **32** gekoppelt ist, wodurch eine gesteuerte Übersetzungskraft an die Kombination aus Rolle/Halterung angelegt werden kann. Zusätzlich zu der Fähigkeit der Kombination aus Rolle/Halterung zu Übersetzungsbewegung kann sie um eine Achse rotieren, die durch das Hydraulikbetätigungselement **32** bestimmt wird, um den "Neigungswinkel" der Rolle zu ändern und die Kontakte zwischen Rollen und Scheiben zu bewegen, wodurch das Übersetzungsverhältnis des Verstellgetriebes variiert wird, wie den Fachleuten in diesem Bereich gut bekannt ist.

[0005] Wie oben erwähnt ist, ist das dargestellte Verstellgetriebe von dem im technischen Gebiet als "Drehmomentsteuerung" bekannten Typ. Das Hydraulikbetätigungselement **32** übt eine gesteuerte Kraft auf die Rolle/Halterung aus und zum Gleichgewicht muss diese durch die auf die Rolle einwirkende Reaktionskraft ausgeglichen werden, die aus den zwischen den Scheibenoberflächen **18**, **20**, **22** und **24** der Rolle **28** übertragenen Drehmomenten resultiert. Wie es im technischen Gebiet gut bekannt ist, ist die Mitte der Rolle beschränkt, um dem Mittelkreis des durch das relevante Paar von Scheiben definierten Torus zu folgen. Die durch das Betätigungselement **32** definierte Achse ist zu der Ebene dieses Mittelkreises abgewinkelt. Dieser Winkel wird als der "Schwenkachsenwinkel" bezeichnet. Das gut bekannte Ergebnis dieser Anordnung besteht darin, dass sich jede Rolle in Gebrauch automatisch bewegt und zu der Position und dem Neigungswinkel präzidiert, der zum Übertragen eines durch die Vorspannungskraft von dem Betätigungselement **32** bestimmten Drehmoments benötigt wird.

[0006] Die Vorspannungskraft wird mittels eines Hydraulikkreises gesteuert, durch den Flüssigkeit den Betätigungselementen bei variablem Druck zugeführt wird.

[0007] Es wird erkannt werden, dass, während die Gleichgewichtsposition der Rollen durch den Ausgleich der Reaktionskraft und der angelegten Vorspannungskraft bestimmt wird, das Potential für unerwünschte Schwingbewegung der Kombination aus Rolle/Halterung um diese Position mit resultierender Beeinträchtigung der Übersetzungsfunktion vorhanden ist. Mehr als eine Schwingungsart ist möglich, aber in der einfachsten solcher Modi schwingen alle Rollen gemeinsam und diese Schwingbewegung wird durch einen entsprechenden Fluss von Flüssigkeit in dem Hydraulikkreis begleitet.

[0008] Dämpfen einer solchen Schwingung kann mittels des Hydraulikkreises und speziell durch Begrenzen oder Drosseln von Flüssigkeitsfluss zu und aus den Betätigungselementen **32** bereitgestellt werden. Während einer Änderung im Übersetzungsver-

hältnis des Verstellgetriebes müssen sich die Rollen **28** bewegen und zu neuen Positionen präzidieren, wodurch Flüssigkeit von einer Seite der Kolben der Betätigungselemente **32** ausgestoßen und auf der anderen Seite eingelassen wird. Wenn unter diesen Bedingungen Flüssigkeitsdurchfluss in dem Hydraulikkreis geeignet begrenzt wird, wird Druck in dem Hydraulikkreis auf der Seite von Flüssigkeitsausstoß erhöht und auf der anderen Seite des Kreislaufs verringert, wodurch die auf die Rollen durch die Betätigungselemente ausgeübte reine Kraft so modifiziert wird, dass die Tendenz besteht, Rollenbewegung Widerstand entgegenzusetzen und so ein Drehmoment zwischen den Eingangs- und Ausgangsscheiben des Verstellgetriebes zu erzeugen.

[0009] Die Auswirkung ist doppelt:

i. Dämpfung wird bereitgestellt, was dabei hilft, eine stoßfreie, nichtschwingende Verstellgetriebereaktion zu liefern, insbesondere bei Installation in einer mechanischen Kraftübertragung; aber
ii. das erzeugte Drehmoment setzt der erforderlichen Übersetzungsänderung Widerstand entgegen, was die Übersetzungsleitung während sehr schnellen Übergangsereignissen wie zum Beispiel sehr schnellem Bremsen und sehr schneller Beschleunigung beeinträchtigen kann.

[0010] Besonders strenge Anforderungen werden der Übersetzung durch solche "Übergänge" auferlegt – sehr schnelle Änderungen in den Betriebsbedingungen des Fahrzeugs, die entsprechend sehr schnelle Änderungen des Übersetzungsverhältnisses erfordern. Ein Nothalt oder eine "Vollbremsung" ist ein Beispiel. Zum Aufrechterhalten der Motorgeschwindigkeit und Vermeiden von Abwürgen des Motors während einer Vollbremsung, ist sehr schnelle Verhältnisänderung des Verstellgetriebes erforderlich. Dies ist besonders wichtig in einem Getriebe des Typs "geared neutral", bei dem das Verstellgetriebe mit den Fahrzeugrädern gekoppelt bleibt, selbst während die Räder unbeweglich sind – das heißt, in Fahrzeugen ohne eine Kupplung oder anderen Mitteln zum Isolieren von Rädern und Motor. Der hohe Grad von erforderlicher Verhältnisänderung während sehr schneller Vollbremsung entspricht einer sehr schnellen Bewegung der Verstellgetrieberollen und ihrer zugehörigen Kolben. Große Flüsse werden in dem Hydrauliksteuerkreis erzeugt. Wenn keine angemessenen Hydraulikflüsse zum Angleichen einer solchen Bewegung zur Verfügung stehen – insbesondere, weil ein solcher Fluss begrenzt ist – können die Rollen versagen, sich mit ausreichender Geschwindigkeit zu bewegen, was z. B. zum Abwürgen des Motors führt. Innerhalb des Hydraulikkreises kann die Auswirkung ein großer Druckanstieg auf einer Seite des Kreises und ein großer Druckabfall auf der anderen Seite des Kreises darstellen. Das Ergebnis muss eine große reine Vorspannungskraft auf den Kombinationen aus Rolle/Halterung sein und wird in einem großen Verstellgetriebedrehmoment reflektiert, das die Ursache von Motorabwürgen darstellt.

[0011] Es ist in der Praxis festgestellt worden, dass die Höhe von zum Erreichen von stoßfreiem Übersetzungsbetrieb benötigter Dämpfung unakzeptabel die Reaktion des Verstellgetriebes hemmen kann, wenn sehr schnelle Übergänge auftreten. Erreichen des benötigten Gleichgewichts von Stabilität zu Reaktion hat sich als problematisch herausgestellt. Überwinden oder zumindest Abschwächen dieses Problems stellt eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung dar.

[0012] Diese Notwendigkeit ist nicht einzigartig für Verstellgetriebe vom Laufring-Rollzugtyp, sondern ist auch auf viele andere Typen von hydraulikgesteuerten Verstellgetrieben anwendbar, zum Beispiel Verstellgetriebe des Seil- und Seilscheibentyps, bei denen die Trennung der Seilscheiben von jeder von zwei Rillenscheibeneinheiten, um [die] das Seil mitgeführt wird, durch Hydraulikdruck gesteuert wird.

[0013] Der vorliegenden Erfindung zufolge gibt es einen Hydraulikkreis für ein stufenloses Getriebe, das eine stufenlose Getriebeeinheit ("Verstellgetriebe") aufweist, welche durch Anlegung von Flüssigkeitsdruck an mindestens ein Hydraulikbetätigungselement steuerbar ist, das auf ein bewegliches Drehmomentübertragungselement des Verstellgetriebes einwirkt, wobei der Kreis eine Flüssigkeitszuleitung angeschlossen an das Hydraulikbetätigungselement zum Führen von Flüssigkeit zu und aus dem Hydraulikbetätigungselement, Mittel zum Bereitstellen eines Stroms von Flüssigkeit durch die Flüssigkeitszuleitung, variable Steuerventilmittel in der Flüssigkeitszuleitung stromabwärts der Verbindung zu dem Hydraulikbetätigungselement zum Erzeugen eines anpassbaren Gegendrucks in der Flüssigkeitszuleitung, und ein weiteres Ventilmittel angeschlossen an die Flüssigkeitszuleitung aufweist, und das weitere Ventilmittel auf die Flüssigkeitsdurchsatzrate in der Zuleitung stromabwärts von der Verbindung zu dem Hydraulikbetätigungselement und stromaufwärts von dem Steuerventilmittel reagiert, um dadurch selektiv Druck in der Zuleitung als Reaktion auf durch Bewegung des Betätigungselements erzeugte Änderungen in der Durchsatzrate zu modifizieren.

[0014] In einem solchen Kreis kann der durch das Ventilmittel gesteuerte Weg zum Auslassen und/oder Ergänzen von Flüssigkeitsfluss durch die Durchflussleitung und daher zum Anpassen von Durchsatzratenänderungen während Übergängen dienen.

[0015] Durch Reagieren auf die Durchsatzrate in der Leitung anstatt auf den Druck darin, ermöglicht das weitere Ventilmittel Anpassen von Übergangsbedingungen, ohne die Steuerung des Verstellgetriebes durch das variable Steuerventilmittel zu behindern.

[0016] Wenn die Erfindung auf ein Verstellgetriebe vom Laufring-Rollzugtyp angewendet wird, nimmt das bewegliche Drehmomentübertragungselement die Form einer Verstellgetrieberolle an. Die in Fig. 1 dargestellte Rolle **28** ist ein Beispiel.

[0017] Vorzugsweise weist das weitere Ventilmittel ein Ventil auf, das eine weitere Verbindung zu der Zuleitung zum Modifizieren von Druck in der Zuleitung steuert.

[0018] Vorzugsweise wird das Ventilmittel so gesteuert, dass sein Öffnungsgrad im wesentlichen konstant ist, während die Durchsatzrate in der Zuleitung in einem ausgewählten Bereich liegt. Noch stärker bevorzugt ist das Ventilmittel geschlossen, während die Durchsatzrate innerhalb des gewählten Bereichs liegt.

[0019] Es ist festgestellt worden, etwas unerwartet, dass auf diese Weise stabil steuerbarer Betrieb des Verstellgetriebes erreicht werden kann, während auch sehr schnelle Reaktion auf Übergänge ermöglicht wird.

[0020] Vorzugsweise hat das Ventil eine variable Öffnung, die als eine Funktion der Zuleitungsdurchsatzrate gesteuert wird. Ein Ventil mit variabler Öffnung stellt eine weitere Unterstützung beim Aufrechterhalten von Verstellgetriebestabilität dar.

[0021] Es ist bevorzugt, dass das Ventilmittel ein vorgesteuertes Ventil mit einem Kolben aufweist, der durch Vorsteuerdruck von stromaufwärts und stromabwärts der Durchflussdrossel gesteuert wird.

[0022] Die Ventilmittel steuern vorzugsweise einen Weg zu einem Niederdruckbereich, um überschüssige Flüssigkeit aus der Durchflussleitung auszulassen. Auf diese Weise kann das Ventilmittel übermäßigen Druckaufbau in der Durchflussleitung verhindern.

[0023] Zusätzlich oder alternativ kann das Ventilmittel einen Weg steuern, der an einen Druckbehälter angeschlossen ist, um selektiv Flüssigkeitsfluss in die Durchflussleitung zu ergänzen.

[0024] Ein wichtiger Vorteil einer solchen Ausführungsform besteht darin, dass die von dem Mittel erforderliche Fähigkeit, Fluss von Druckflüssigkeit (typischerweise als eine Pumpe gebildet) bereitzustellen, im Vergleich zu existierenden Kreisen reduziert werden kann, bei denen diese Fähigkeit so gewählt wird, um die maximalen Anforderungen des Kreises zu erfüllen. Bereitstellen des Druckbehälters ermöglicht Ergänzung des Flusses in der Leitung bei Bedarf aus dem Druckbehälter, so dass die Pumpe nicht die benötigte maximale Durchflussrate liefern muss.

[0025] In bestimmten bevorzugten Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung weist das weitere Ventilmittel ein Durchflussbegrenzungsventil in der Zuleitung auf. Durchflussbegrenzungsventile sind im technischen Gebiet von Hydraulik bekannt. Dieses Ventil kann zum Begrenzen des maximalen Durchflusses zu dem variablen Steuerventilmittel oder zum Sicherstellen eines minimalen Flusses zu diesem dienen. Zwei solche Ventile können in der Zuleitung vorgesehen sein, um beide Funktionen zu erfüllen.

[0026] Praktische Kreise steuern allgemein doppeltwirkende Betätigungselemente und in einer weiteren bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung weist der Kreis ein Paar Flüssigkeitszuleitungen auf, wobei das Hydraulikbetätigungselement doppeltwirkend ist und entgegengesetzte Flüssigkeitsdrucke von den beiden Zuleitungen erhält, und jede Zuleitung ein genanntes variables Steuerventilmittel und ein genanntes weiteres Ventilmittel aufweist.

[0027] Es soll nun eine spezielle Ausführungsform der vorliegenden Erfindung nur beispielhaft unter Bezugnahme auf die beigefügten Zeichnungen beschrieben werden, in denen:

[0028] Fig. 1 eine vereinfachte Darstellung eines bekannten Verstellgetriebes von Laufring-Rollzugtyps ist, das zur Steuerung durch den im Folgenden zu beschreibenden Hydraulikkreis geeignet ist;

[0029] Fig. 2 ein schematisches Diagramm eines die vorliegende Erfindung verkörpernden Hydraulikkreises ist;

[0030] Fig. 3 eine schematische Darstellung eines in dem Kreis von Fig. 2 verwendeten Steuerventils und der Anschlüsse an dieses ist;

[0031] Fig. 4 ein schematisches Diagramm eines Druckspeicherkreises ist, der einen Teil des Kreises von Fig. 2 bildet;

[0032] Fig. 5 ein Kurvenbild des gesamten Vorwärtsflusses in einer Durchflussleitung des Kreises der Fig. 2 gegenüber Fluss durch eine Durchflussdrossel des Kreises ist;

[0033] Fig. 6 ein Kurvenbild von Druck gegenüber Fluss durch die Drossel ist;

[0034] Fig. 7 ein schematisches Diagramm eines die vorliegende Erfindung verkörpernden weiteren Hydraulikkreises ist;

[0035] Fig. 8 ein schematisches Diagramm noch eines weiteren Hydraulikkreises ist, der die vorliegende Erfindung verkörpert; und

[0036] Fig. 9 ein schematisches Diagramm noch eines weiteren Hydraulikkreises ist, der die vorliegende Erfindung verkörpert.

[0037] Der in Fig. 2 dargestellte Hydraulikkreis ist zum Gebrauch mit einem Drehmomentsteuer-Verstellgetriebe des oben unter Bezugnahme auf Fig. 1 beschriebenen Typs geeignet. Fig. 2 zeigt darstellend einen Satz aus drei Hydraulikbetätigungselementen **100**, **100'** und **100"** (typischerweise würden in einem Verstellgetriebe des oben beschriebenen Doppelhohlraumtyps sechs solcher Betätigungselemente vorgesehen sein – drei pro Hohlraum – die restlichen Betätigungselemente sind jedoch der Deutlichkeit zuliebe weggelassen). Jedes Betätigungselement weist einen Kolben **102** auf, dessen beide Flächen Steuerdruck in der ersten und zweiten Arbeitskammer **104**, **204** ausgesetzt sind, so dass die durch jedes Betätigungselement angelegte Vorspannungskraft durch die Differenz in diesen Steuerdrucken bestimmt wird. Jedes Betätigungselement **100** ist an eine entsprechende Baugruppe aus Rolle/Halterung des in Fig. 1 dargestellten Typs gekoppelt.

[0038] Der Hydraulikkreis stellt eine erste Durchflussleitung **106** zum Liefern von Hydraulikflüssigkeit zu den ersten Arbeitskammern **104** und eine zweite Durchflussleitung **206** zum Liefern von Flüssigkeit zu den zweiten Arbeitskammern **204** bereit.

[0039] Die erste Durchflussleitung **106** umfasst eine Zuleitung **112** und eine Ablassleitung **114**. Eine Pumpe **110** zieht Hydraulikflüssigkeit aus einem Sumpf **111** (und es sollte festgestellt werden, dass während das Diagramm das Symbol für den Sumpf an mehreren Stellen zeigt, diese alle den gleichen Gegenstand darstellen: der Kreis umfasst nur einen Sumpf) und führt einen Druckflüssigkeitsstrom durch die Zuleitung **112** den ersten Arbeitskammern **104** der Betätigungselemente **100** zu. Die Zuleitung ist verzweigt, um sich mit allen der ersten Arbeitskammern **104** zu verbinden. Die Ablassleitung ist jedoch nur direkt mit einer dieser Kammern verbunden – der Kammer **104'** des Betätigungselements **100'**, das als das erste Hauptbetätigungselement bezeichnet wird. Druck in der Zuleitung **112** – und folglich in den Betätigungselement-Arbeitskammern **104** – wird mittels eines ersten Drucksteuerventils **116** angepasst, das in die Ablassleitung **114** eingebaut ist. Dieses Ventil wird durch eine elektronische Steuereinheit (ECU) **117**) gesteuert. Es soll erneut verstanden werden, dass während das Symbol für die ECU der Darstellungszweckdienlichkeit zuliebe an zwei Stellen in dem Diagramm gezeigt ist, diese Symbole sich beide auf eine einzige solche Einheit beziehen. Von der stromabwärts liegenden Seite des Drucksteuerventils **116** führt die Ablassleitung zurück zum Sumpf **111**, aus dem die Hydraulikflüssigkeit wieder in den Kreislauf zurückgeführt wird.

[0040] Die zweite Durchflussleitung **206** ist ähnlich zu der ersten ausgebildet und weist eine zweite Zuleitung **212**, die Druckhydraulikfluid von einer zweiten Pumpe **210** den zweiten Arbeitskammern **204** zuführt, und eine zweite Ablassleitung **214** auf, die über ein zweites Drucksteuerventil **216** zum Sumpf **111** führt. Die zweite Ablassleitung **214** ist an die Arbeitskammer **204"** eines zweiten Hauptbetätigungselements **100"** angeschlossen.

[0041] Die Hauptbetätigungselemente **100'** und **100"** liefern Begrenzungen für die Betätigungselementbewegung, wie es im technischen Gebiet bekannt ist. Wenn sich die Kolben **102** ausreichend weit nach links bewegen, bedeckt der Kolben **102'** des ersten Hauptbetätigungselements **100'** die Öffnung der Ablassleitung **114**, wodurch weiteres Ablassen von Flüssigkeit durch diese verhindert und daher weitere Bewegung der Kolben nach links verhindert wird. Das zweite Hauptbetätigungselement **100"** begrenzt die Bewegung der Kolben nach rechts in einer analogen Weise.

[0042] Die ECU **117** überwacht den Druck in beiden der Durchflussleitungen **106**, **206** mittels jeweiliger Drucksensoren **118**, **218** und steuert die Öffnung der Drucksteuerventile **116**, **216**. Der Zweck der Ventile besteht in der Erzeugung eines anpassbaren Gegendrucks in der Durchflussleitung. Auf der stromabwärts liegenden (Ablass-) Seite des Ventile ist der Druck im Kreis niedrig. Typischerweise ist dieser Bereich nahe bei oder auf Atmosphärendruck. Stromaufwärts von den Ventilen liegt normalerweise ein höherer Druck vor, der mittels der Ventile **116**, **216** gesteuert wird. Auf diese Weise beeinflusst die ECU durch Einstellen der Drucksteuerventile **116**, **216** die an die Betätigungselemente **100** angelegte Drucke und die durch dieselben angelegten Kräfte. Es wird jedoch darauf hingewiesen, dass diese Drucke und Kräfte nicht nur durch die Ventile **116**, **216**, sondern auch durch die Drehmomente, denen das Verstellgetriebe ausgesetzt wird, und die resultierenden Bewegungen der Rollen/Kolben bestimmt werden. Dies soll im Folgenden weiter erklärt werden.

[0043] Fig. 2 zeigt ferner eine Ventilanordnung **121** des Typs "höchster Druck gewinnt" mit einem jeweiligen Eingang, der an beide der Zuleitungen **112**, **212** angeschlossen ist. Die Anordnung liefert über ihren Ausgang **123** Hydraulikflüssigkeit aus derjenigen Zuleitung, die auf einem höheren Druck ist, zu einem Hydraulikbetätigungselement (Punkt **15** in Fig. 1) zum Anlegen der benötigten Endlast an die Verstellgetriebescheiben. Ferner sind in Fig. 2 ein erstes und zweites Druckbegrenzungsventil **124**, **224** gezeigt, die jeweils an die erste und zweite Zuleitung **112**, **212** angeschlossen sind.

[0044] Es ist oben auf die Notwendigkeit verwiesen worden, Schwingbewegung der Kolben **102** und folg-

lich der Rollen zu dämpfen, an die sie angeschlossen sind. Während ein Ausmaß von Dämpfung in dem Kreis insbesondere kraft der Drucksteuerventile **116**, **216** vorliegt, die die Tendenz haben, Stöße von Flüssigkeitsfluss zu begrenzen, wird Dämpfung ferner in dem dargestellten Kreis durch die erste und zweite Drossel **150**, **250** bereitgestellt, die in die erste bzw. zweite Durchflussleitung eingebaut sind. Genauer ausgedrückt, ist jede Drossel in der jeweiligen Ablassleitung **114**, **214** stromabwärts von den Anschlüssen der Durchflussleitung an die Betätigungselement-Arbeitskammern, jedoch stromaufwärts von dem jeweiligen Drucksteuerventil **116**, **216** angeschlossen. Die Drosseln werden als Messöffnungen mit einem reduzierten Querschnitt in Bezug zu anderen Bereichen der Durchflussleitung und einer kleinen Weite in der Richtung von Flüssigkeitsdurchfluss ausgebildet (d. h. scharfkantige Öffnungen). Die Viskosität der Hydraulikflüssigkeit hängt unvermeidbar in gewissem Maße von der Temperatur ab. Die Messauswirkung einer Öffnung mit einer kleinen Weite entlang der Durchflussrichtung hängt weniger von Viskosität ab, und ist folglich weniger variabel mit der Temperatur, als die eines längeren begrenzten Durchgangs. In Gebrauch erzeugt Durchfluss durch jede Drossel eine Druckdifferenz über derselben, wobei die stromabwärtsliegende Seite auf niedrigerem Druck ist. Diese Druckdifferenz ist annähernd proportional zu dem Quadrat der Flüssigkeitsdurchsatzrate. Die Auswirkung besteht darin, Stößen von Flüssigkeitsdurchfluss entgegenzuwirken, einschließlich denjenigen aufgrund von Verstellgetriebe-Rollenschwingen, und daher die Rollenbewegung zu dämpfen.

[0045] Wie oben ausgeführt ist, kann ein Kreis, der adäquate Dämpfung bereitstellt, sich während Übergang bei sehr schneller Verstellgetriebe-Verhältnisänderung als problematisch erweisen. Der in Fig. 2 dargestellte Kreis enthält Ausgleichsventile **152**, **252**, die solche Probleme beseitigen. Es soll jedoch zuerst die Auswirkung einer sehr schnellen Verhältnisänderung auf einen Kreis erwogen werden, dem diese Ventile fehlen. Es wird angenommen, dass sich die Betätigungselementkolben in der Richtung nach links in Fig. 2 bewegen müssen. Flüssigkeit muss aus den ersten Betätigungselementkammern **104** in die erste Durchflussleitung **106** ausgestoßen werden und diese zusätzliche Flüssigkeit kann nur durch die erste Drossel **150** und das erste Drucksteuerventil **116** wegfließen. Die daher durch diese Teile erforderliche erhöhte Durchsatzrate erzeugt erhöhten Gegendruck über denselben, der Druck in der ersten Durchflussleitung **106** erhöht und der erforderlichen Bewegung der Kolben und folglich der Verstellgetrieberollen entgegenwirkt. Auf der anderen Seite des Kreises gibt es eine Anforderung von Flüssigkeitsfluss in die zweiten Betätigungselement-Arbeitskammern **204**, und, außer wenn Rückfluss in der Ablassleitung **214** der zweiten Durchflussleitung **206** erfolgt, muss diese erhöhte Durchflussrate durch die Pumpe geliefert werden. In bekannten Kreisen kann die benötigte Durchsatzrate die Pumpenkapazität übersteigen, was zu einem umfassenden Druckabfall auf dieser Seite des Kreises führt, welcher wiederum der erforderlichen Kolben/Rollenbewegung entgegenwirkt und Hohlsog hervorrufen kann. Selbst ohne die Drosseln **150**, **250** können solche Probleme von übermäßigen Durchflussanforderungen aufgrund der begrenzten Öffnung, zu der die Drucksteuerventile **116**, **216** in der Lage sind, und aufgrund der begrenzten Kapazität der Pumpen **110**, **210** entstehen.

[0046] Die Ausgleichsventile **152**, **252** ermöglichen eine Vermeidung solcher Probleme durch Auslassen von Flüssigkeit aus der Hochdruck-Durchflussleitung und auch in der dargestellten Ausführungsform durch Einspritzen von Flüssigkeit in die Niederdruck-Durchflussleitung, wie es zum Halten von Drucken innerhalb akzeptabler Grenzen erforderlich ist. Während andere Ventilkonstruktionen innerhalb des Umfangs der vorliegenden Erfindung möglich sind, ist in der dargestellten Ausführungsform jedes Ausgleichsventil **152**, **252** als ein vorgesteuertes Zweiwege-Steuerventil ausgebildet. Dieses Ventil weist eine proportionale Reaktion auf. Sein Betrieb soll nun unter Bezugnahme auf die Fig. 2 und Fig. 3 beschrieben werden.

[0047] Das in Fig. 3 dargestellte Ausgleichsventil **152**, **252** reagiert auf die Druckdifferenz über ihrer zugehörigen Drossel **150**, **250**. Es weist einen Ventilzylinder **300**, einen entlang dem Zylinder beweglichen Ventilkolben **302** und drei Öffnungen auf:

i. eine gemeinsame Öffnung **304**, die selektiv durch jeweilige Kommunikationskammern **306**, **308**, welche in dem Zylinder **300** durch den Kolben **302** gebildet werden, auf jeder Seite eines Kopfs **309** an jeweils eine der folgenden Öffnungen anschließbar ist:

ii. eine Auslassöffnung **310**, die an einen Weg zum Sumpf **111** angeschlossen ist, und

iii. eine Einlassöffnung **312**, die an einen Druckbehälter **154**, **254** (siehe Fig. 2) angeschlossen ist. Der Druckbehälter wird konstant auf einem hohen Druck (z. B. im Bereich von 45–55 bar) gehalten und soll im Folgenden detaillierter beschrieben werden.

[0048] Die gemeinsame Öffnung **304** ist an die zugehörige Durchflussleitung **106** oder **206** stromaufwärts von seiner Drossel **150**, **250** angeschlossen. In der dargestellten Ausführungsform wird dieser Anschluss zu einem Punkt in der Ablassleitung **114**, **214** stromabwärts von Anschlüssen zu den Hydraulikbetätigungselementen **100** hergestellt.

[0049] Die Position des Kolbens **302** im Zylinder **300** wird durch Vorsteuerdrucksignale gesteuert, die von stromaufwärts und stromabwärts der zugehörigen Drossel **150**, **250** genommen und an jeweiligen

gegenüberliegende Flächen **314**, **316** des Kolbens **302** angelegt werden. Die auf den Kolben durch diese Vorsteuerdrucksignale ausgeübte Kraft ist nicht normalerweise gleich, da Fluss durch die Drossel **150**, **250** einen Rückdruck über derselben erzeugt, aber der resultierenden reinen Kraft auf dem Kolben durch eine Feder **318** entgegengewirkt wird, die auf den Kolben einwirkt (eine zusätzliche oder alternative Weise zum Ausgleichen der Kraft auf den Kolben würde darin bestehen, die relativen Bereiche der Flächen **314**, **316** zu ändern, wie einer Fachperson in diesem Gebiet klar sein wird). Die Ventilcharakteristiken sind in der vorliegenden Ausführungsform so gewählt, dass während normalem, nichtübergehenden Verstellgetriebebetrieb der Kolbenkopf **309** die gemeinsame Öffnung **304** verschließt. Das heißt, während Nichtübergangsbetrieb sind die Durchflussrate durch die zugehörige Durchflussleitung **106**, **206** und die resultierende Druckdifferenz über der Drossel **150**, **250** derart, um das Ausgleichsventil **152**, **252** in einem geschlossenen Zustand zu halten. Folglich beeinflussen die Ausgleichsventile **152**, **252** während solcher Betriebsbedingungen in der vorliegenden Ausführungsform nicht bedeutend die Funktion des Hydraulikkreises. Der Ventilkopf ist länger, in der Richtung der Ventilkolbenbewegung, als die gemeinsame Öffnung **304**, die er steuert, wie durch einen Doppelkopfpfeil in Fig. 3 angezeigt ist. Folglich weist das Ventil eine "Totzone" auf. Das heißt, eine gewisse Ventilkolbenbewegung kann (entsprechend einem nichtübergehenden Verstellgetriebebetrieb) ohne Öffnen des Ausgleichsventils **152**, **252** erfolgen.

[0050] Es soll nun jedoch überlegt werden, was während sehr schneller Übergangsverhältnisänderung des Verstellgetriebes geschieht, bei der sich die Betätigungselementkolben **12** erneut wie in Fig. 2 gesehen nach links bewegen. Aus den ersten Betätigungselement-Arbeitskammern **104** ausgestoßene Flüssigkeit verursacht erneut einen Druckanstieg in der ersten Durchflussleitung **106** und eine erhöhte Durchflussrate von dieser. Folglich steigt die Druckdifferenz über der ersten Drossel **150** (da, wie oben erklärt, die Druckdifferenz in Bezug zu dem Quadrat der Durchflussrate durch die Drossel steht) und die Steuerdrucksignale zu dem ersten Ausgleichsventil **152** werden dementsprechend geändert. Bei erneuter Betrachtung von Fig. 3, steigt Druck auf die Kolbenfläche **314** (angeschlossen an die stromaufwärts liegende Seite der ersten Drossel **150**) mehr als Druck auf die gegenüberliegende Fläche **316** (angeschlossen an die stromabwärts liegende Seite der ersten Drossel **150**). Daher wird der Kolben wie in Fig. 3 zu sehen nach rechts verschoben, und wenn diese Verschiebung ausreichend ist, um den Kolben über seine Totzone hinaus zu bewegen, dann wird die gemeinsame Öffnung **304** des Ausgleichsventils **152** mit seiner Auslassöffnung **310** verbunden. Ein Weg wird dadurch für Fluss von Hydraulikflüssigkeit aus der ersten Durchflussleitung **106** hinaus zum Sumpf **111** geöffnet. Es wird darauf hingewiesen, dass der Öffnungsgrad des Ventils variabel ist und in Bezug zu der Druckdifferenz über der Drossel **150** steht. Das heißt, dass das Ventil eine progressive Reaktion aufweist. Ein großer Gegendruck, der einer Anforderung für eine große Durchflussrate entspricht, erzeugt eine entsprechend große Ventilöffnung, die zum Aufnehmen des großen Durchflusses geeignet ist. Die progressive Reaktion unterstützt beim Aufrechterhalten von Übertragungsstabilität, und im Folgenden sollen die derzeit bevorzugten Ventilcharakteristiken erklärt werden.

[0051] Es wird ferner festgestellt, dass aufgrund der Konfiguration des dargestellten Kreises das erste Ausgleichsventil **152** (und in ähnlicher Weise das zweite Ventil **252**) so betrachtet werden kann, dass es in einer Gegenkopplungsschleife arbeitet. Aus der Durchflussleitung durch das erste Ausgleichsventil **152** ausgelassene Flüssigkeit senkt die Durchflussrate durch die erste Drossel **150** und hat daher die Tendenz, die Ventilöffnung zu verkleinern. Das Ergebnis ist eine stabile, progressive Steuerung des Ventils. Das Ventil **152** reagiert als Auswirkung darauf auf den Fluss durch seine Leitung **106** und regelt diesen. Es wird jedoch festgestellt, dass das Ventil **152** nicht auf Änderungen im Leitungsdruck an sich reagiert, außer insoweit diese zu einer Änderung der Durchflussrate führen.

[0052] Wenn nun die andere Seite des Hydraulikkreises betrachtet wird, erzeugt die Linksverschiebung der Kolben **102** eine Anforderung von sehr schnellem Flüssigkeitsfluss in die zweiten Betätigungselement-Arbeitskammern **204**. Folglich werden Durchfluss durch die zweite Drossel **250** und daher die Druckdifferenz über derselben reduziert und wiederum werden die Vorsteuerdrucksignale an das Ausgleichsventil **252** entsprechend geändert. Die Druckdifferenz über dem Kolben **302** des zweiten Ausgleichsventils **252** wird gesenkt und der Kolben bewegt sich folglich unter der Vorspannungskraft der Feder **318**, um einen Weg von der zweiten Durchflussleitung **206** zum Druckbehälter **254** zu öffnen. Der Druckbehälter **254** wird auf einem höheren Druck als dem der zweiten Durchflussleitung **206** gehalten, so dass die Auswirkung des Öffnens des zweiten Ausgleichsventils **252** darin besteht, dass Flüssigkeitsfluss in die Durchflussleitung wie erforderlich verursacht wird, um übermäßigen Druckabfall in dieser zu verhindern. Wiederum erfolgt dies in einer progressiven Weise und unterliegt Steuerung durch einen Gegenkopplungsschleifeneffekt.

[0053] Die ECU **117** kann auch programmiert werden, um auf durch Übergänge erzeugte Druckdifferenz durch geeignete Steuerung der Drucksteuerventile **116**, **216** zu reagieren. Zum Beispiel kann das Drucksteuerventil **216** auf der niedrigen Druckseite geschlossen sein, während das Drucksteuerventil

116 auf der hohen Druckseite vollständig geöffnet ist, um beim Ausgleichen von – und Reduzieren – der Druckänderungen während Übergängen zu unterstützen.

[0054] Wenn natürlich Bewegung der Kolben **102** in die entgegengesetzte Richtung angefordert wird, nach rechts in Fig. 2, werden die Rollen der beiden Ausgleichsventile **152**, **252** getauscht, aber in anderen Beziehungen ist die Funktion des Kreise wie oben beschrieben. Öffnen der beiden Ausgleichsventile **152**, **252** muss nicht gleichzeitig erfolgen und gewisse Übergänge können zum Beispiel Öffnen des einen, jedoch nicht des anderen verursachen.

[0055] Verschiedene mögliche Druckbehälterkonstruktionen werden den Fachleuten in diesem Gebiet bekannt sein, aber vorzugsweise weist der Druckbehälter ein Sammelgefäß mit einem elastisch variablen Volumen angeschlossen an einen Entladeschaltkreis auf, der das Gefäß auffüllt, ohne kontinuierlich Hochdruck-Pumpendurchfluss zu erfordern. Fig. 4 stellt einen geeigneten Schaltkreis dar, wobei der Behälter bei **400** zu sehen ist und über ein Rückschlagventil **402** an eine Pumpe **404** angeschlossen ist. Ein Ventil **406** leitet den Pumpenausgang zum Sumpf **111** um, wenn der erforderliche Druck in dem Sammelgefäß erreicht ist, und der Ausgang des Schaltkreises befindet sich bei **408**.

[0056] Die Charakteristiken der Ausgleichsventile **152**, **252** müssen so gewählt werden, um geeignet die Anforderungen von hydraulischer Dämpfung (notwendigerweise etwas reduziert durch Ventilöffnung) gegenüber der Anforderung von sehr schnellem Fluss während Übergängen auszugleichen. Es ist ferner wichtig, Übersetzungsstabilität während Ventilöffnung und -Schließen aufrecht zu erhalten. Die momentan bevorzugten Charakteristiken können anhand der Fig. 5 und Fig. 6 verstanden werden, obwohl verstanden werden muss, dass Weiterentwicklung in Verlauf der Zeit andere zu bevorzugende Charakteristiken zeigen wird.

[0057] In Fig. 5 entspricht die vertikale Achse dem Vorwärtsfluss durch das Drucksteuerventil **116** oder **216** und die horizontale Achse dem Vorwärtsfluss durch die entsprechende Drossel **150**, **250**. In dem Steuertotzonenbereich **500** ist das relevante Ausgleichsventil **152**, **252** geschlossen. Der Fluss durch die Drossel und das Drucksteuerventil sind daher die gleichen und die Kurve hat die Form einer geraden Linie durch die Achse. Wenn der Fluss in den Regler den Totzonenbereich überschreitet, lässt Öffnung des Ausgleichsventils Flüssigkeit aus, und im dargestellten Fall wird der resultierende Fluss durch das Drucksteuerventil durch die progressive Ventilreaktion so gesteuert, um weitgehend konstant zu sein (oder tatsächlich einen sehr graduellen Anstieg mit dem Drosseldurchfluss zu unterliegen). Wenn der Durchfluss in den Regler unter die Totzone fällt, erhält das Ausgleichsventil in ähnlicher Weise eine weitgehend konstante minimale Durchflussgröße aufrecht.

[0058] Die Art, in der diese Durchflusscharakteristik in Bezug zu Druck bei konstanter Öffnung der Drucksteuerventile **116**, **216** steht, ist in Fig. 6 zu sehen, welche Durchflussleitungsdruck (vertikale Achse) zu Fluss in die Drossel zeigt. In dem Totzonenbereich ist die Kurve ungefähr eine quadratische Funktion, wobei Gegendruck in Bezug zu dem Quadrat der Durchsatzrate steht. Außerhalb dieses Bereichs dient das Ausgleichsventil im wesentlichen zum Einstellen eines maximalen und eines minimalen Drucks in der Durchflussleitung, natürlich bezogen auf die Öffnung des jeweiligen Steuerventils **116**, **216**. Es ist wichtig, festzustellen, dass während die dargestellte Durchflusscharakteristik eine Situation darstellt, in der Öffnung des Drucksteuerventils **116** oder **216** konstant gehalten wird, diese Ventile in der Praxis typischerweise als Reaktion auf einen Übergang so anzupassen sind, dass obwohl Durchsatzraten in den beiden Durchflussleitungen durch den Übergang beeinflusst werden können, die Druckdifferenz in den beiden Leitungen nicht umfassend geändert werden muss.

[0059] Zahlreiche mögliche Variationen des oben beschriebenen exemplarischen Kreises werden den Fachleuten im technischen Gebiet einfallen. Während der dargestellte Kreis zum Beispiel den Ausgleich sowohl übermäßig hoher als auch übermäßig niedriger Durchsatzraten ermöglicht, kann der Kreis stattdessen nur Auslassen von Flüssigkeit aus der hohen Druckseite des Kreises ermöglichen, wobei der Druckabfall auf der niedrigen Druckseite (der natürlich nicht auf eine hydraulische Verriegelung hinauslaufen kann) auf irgendeine andere Weise akzeptiert oder ausgeglichen wird. Verschiedene geeignete Konstruktionen für die Ausgleichsventile **152**, **252** werden einer geschulten Person bekannt sein, und während das dargestellte Ventil hydraulisch gesteuert wird, wäre es vorstellbar, dass ein elektronisch gesteuertes Ventil verwendet werden könnte.

[0060] In weiteren Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung können Durchflusssteuerventile in den Durchflussleitungen verwendet werden, um erforderliche Durchsatzraten ohne unerwünschte Druckextremwerte zu ermöglichen.

[0061] Fig. 7 stellt eine solche Ausführungsform in schematischer Form dar und zeigt eine Mehrzahl doppeltwirkender Betätigungskolben **510**, von denen jeder wie vorhergehend zum Steuern der Position einer jeweiligen Rolle (nicht dargestellt) eines Verstellgetriebes des Laufring-Rollzugtyps eingerichtet ist. Nur zwei der Kolben **510** sind der Deutlichkeit zuliebe in Fig. 7 dargestellt.

[0062] Wie bei den früheren Kreisen wird Hydraulik-

flüssigkeit jeder der zwei Flächen jedes Kolbens **510** von einer jeweiligen einen von zwei Durchflussleitungen **512**, **514** zugeführt. Hydraulikflüssigkeit wird unter Druck aus einem Sumpf **516** in jede der linken und rechten Durchflussleitungen **512**, **514** mittels einer zugehörigen Pumpe **518**, **520** geführt (die typischerweise bei einer Ausgabe zwischen 0 und 50 bar arbeitet) und wird den Flächen jedes Kolbens **510** zugeführt. In Fig. 7 ist der oberste Kolben **510'** der Hauptkolben und ihm wird Hydraulikflüssigkeit direkt von den Pumpen **518**, **520** zugeführt. Die restlichen Kolben **510** sind als "Neben-" Kolben bekannt, die an die linke und rechte Durchflussleitung **512**, **514** durch Zuführzweige **522** bzw. **524** angeschlossen sind, wobei die Drucke in den Zweigen **522**, **524** den an die jeweiligen Kolbenflächen des Hauptkolbens **510'** angelegten Drucken folgen. In der wie dargestellten Anordnung bildet ein einziger Kolben **510'** den Hauptkolben. Wie jedoch durch die Fachleute in diesem Gebiet erkannt werden wird, eine Seite eines ersten Kolbens für die anderen Durchflussleitungen **512**, **514** [sic].

[0063] Die Pumpen **518**, **520** liefern Hydraulikflüssigkeit an die Kolben auf dem Pumpenauslassdruck, wenn die stromabwärts der Kolben **510** in der linken und rechten Durchflussleitung **512**, **514** angeordneten Steuerventile **526**, **528** ausreichend begrenzt sind. Daher werden durch Steuern des Ausmaßes, in dem jedes der Ventile **526**, **528** geschlossen wird, Drucke an die gegenüberliegende Fläche der Kolben zum Steuern des Verstellgetriebes angelegt. Die linke und rechte Durchflussleitung **512**, **514** werden stromabwärts der Steuerventile **26**, **28** kombiniert und führen normalerweise zum Ablass **530**.

[0064] Die wie bisher beschriebene Anordnung von Fig. 7 ist allgemein konventionell. Es wird jedoch beobachtet werden, dass ein jeweiliges eines von zwei identischen Durchflusssteuerventilen **532**, **534** in jeder der linken und rechten Durchflussleitungen **512**, **514** zwischen den Kolben **510** und den jeweiligen Steuerventilen **526**, **528** angeordnet ist. Die Durchflusssteuerventile **532**, **534** haben einen konventionellen Aufbau und arbeiten zum Begrenzen oder Deckeln des Durchflusses von Hydraulikflüssigkeit, der durch die Ventile zu dem jeweiligen Steuerventil **532**, **534** gelangen kann. Wenn Flüssigkeitsfluss in die Durchflusssteuerventile **532**, **534** den vorbestimmten Grenz- oder Deckelwert übersteigt (der typischerweise 5 l/min betragen kann), wird jegliche überschüssige Flüssigkeit an den Ablass **536**, **538** ausgelassen, wobei der gedeckelte Fluss dem jeweiligen Steuerventil **526**, **528** zugeführt wird. Flusssteuerung zu den Steuerventilen **532**, **534** wird nicht durch Durchsatzraten unter dem vorbestimmten Grenz- oder Deckelwert beeinflusst.

[0065] Wenn Übergangsverhältnisänderungen aufgrund von Manövern wie zum Beispiel Bremsen, schneller Eingangs- (Motor-) Beschleunigung oder Missbrauch auftreten, bewegen sich die Kolben **510** als Reaktion sehr schnell, wobei sie große Flüsse von Hydraulikflüssigkeit in eine der Durchflussleitungen **512**, **514** ausstoßen. Infolge der Durchflusssteuerventile **532**, **534** überschreitet die durch die Steuerventile **526**, **528** erhaltenen Durchsatzrate jedoch nie den vorbestimmten Wert, der durch die Durchflusssteuerventile **532**, **534** festgelegt wird. Daher können mit dem Stand der Technik verknüpfte Extremwerte von Durchflussleitungsdruck und Verlust von Systemsteuerbarkeit und Missbrauchstoleranz vermieden werden.

[0066] Der Aufbau der in Fig. 8 dargestellten Ausführungsform ist ähnlich dem von Fig. 7 und die gleichen Bezugsziffern werden zum Bezeichnen der gleichen Merkmale wie in Fig. 7 verwendet. Der wesentliche Unterschied besteht jedoch in der Ersetzung der Durchflusssteuerventile **532**, **534** von Fig. 7 mit zwei identischen Durchfluss-Boostventilen **542**, **544**, wobei ein jeweiliges Ventil in jeder der linken und rechten Durchflussleitungen **512**, **514** angeordnet ist und ein Hydraulikflüssigkeits-Druckbehälter **546** an die Durchfluss-Boostventile **542**, **544** angeschlossen ist.

[0067] Die Durchfluss-Boostventile **542**, **544** weisen einen konventionellen Aufbau auf und jedes Ventil ist eingerichtet, um den Druckbehälter **546** an die Durchflussleitungen **512**, **514** anzuschließen, in denen das Ventil **542**, **544** angeordnet ist, wenn die Durchsatzrate in der zugehörigen Durchflussleitung **512**, **514** unter einen voreingestellten Wert, typischerweise 5 l/min fällt. Dies stellt sicher, dass der Flüssigkeitsfluss in den Durchflussleitungen nicht unter einen minimalen Wert fällt. Für Durchflussraten über dem voreingestellten Wert in der Durchflussleitung **512**, **514** wird der Druckbehälter von der Durchflussleitung durch das Ventil **542**, **544** isoliert.

[0068] So wird zusätzlicher Druck von dem Druckbehälter **546** einer oder beiden der Durchflussleitungen **512**, **514** immer dann zugeführt, wenn die Durchflussrate in der Durchflussleitung **512**, **514** unter einen vorbestimmten Wert fällt. Während sehr schneller Verhältnisänderungen wird eine Seite der Kolben **510** entleert werden. Die Entleerungsmenge wird so groß sein, dass normalerweise Hohlsog oder relativer Fluss auftreten würde, wodurch zu Steuerproblemen beigetragen wird. Durch Verwendung der Durchfluss-Boostventile **542**, **544** wird jedoch Hydraulikdruck von dem Druckspeicher **546** einer oder beiden der Durchflussleitungen **512**, **514** immer dann zugeführt, wenn die Entleerungsmenge eine vorbestimmten Höhe übersteigt, wodurch sichergestellt wird, dass die Durchflussleitungen **512**, **514** auf oder über einem minimalen Druck gehalten werden.

[0069] In der Ausführungsform von Fig. 8 werden die Durchfluss-Boostventile **542**, **544** stromabwärts

der Kolben **510** und stromaufwärts der Hauptsteuerventile **526**, **528** angeschlossen.

[0070] Die Ausführungsform von Fig. 9 ist auch sehr ähnlich den Ausführungsform der Fig. 7 und Fig. 8 und die gleichen Bezugsziffern werden zum Bezeichnen der gleichen Merkmale verwendet. Tatsächlich ist die Ausführungsform von Fig. 9 eine Kombination aus der ersten und zweiten Ausführungsform, wobei die Durchflusssteuerventile **532**, **534** stromabwärts von den Kolben **510** angeordnet sind und die Durchfluss-Boostventile **542**, **544** in Reihe mit den Durchflusssteuerventilen zwischen den Durchflusssteuerventilen und den Steuerventilen **526**, **528** angeordnet sind.

[0071] Wie in Fig. 9 dargestellt ist, sind die Durchfluss-Boostventile **542**, **544** stromaufwärts von den Durchflusssteuerventilen **532**, **534** angeordnet. Alternativ können die Durchfluss-Boostventile zwischen den Durchflusssteuerventilen **532**, **534** und den Kolben **510** angeordnet sein, wie bei C in Fig. 9 angezeigt ist.

[0072] Es sollte festgestellt werden, dass keine der in den Fig. 7 bis Fig. 9 dargestellten Ausführungsformen eine Dämpfungsöffnung enthält, wie sie in dem Kreis von Fig. 2 verwendet wird. Hier liefert der Kreis, und insbesondere die Steuerventile **526**, **528** ausreichende Dämpfung. Öffnungen sollten jedoch eingeschlossen sein.

[0073] Die Erfindung ist nicht auf die Details der vorhergehenden Ausführungsformen begrenzt. Obwohl die Ausführungsformen zum Beispiel unter Bezugnahme auf ein Verstellgetriebe des Loroidlaufring-Rollzugtyps beschrieben worden sind, ist die Erfindung gleichermaßen auf andere Typen von Verstellgetrieben anwendbar (z. B. die Verstellgetriebe vom Seil- und Seilscheibentyp), wie bereits angeführt wurde.

Patentansprüche

1. Hydraulikkreis für ein stufenloses Getriebe, das eine stufenlose Getriebeeinheit ("Verstellgetriebe") aufweist, welche durch Anlegung von Flüssigkeitsdruck an mindestens ein Hydraulikbetätigungselement steuerbar ist, das auf ein bewegliches Drehmomentübertragungselement des Verstellgetriebes einwirkt, wobei der Kreis eine Flüssigkeitszuleitung angeschlossen an das Hydraulikbetätigungselement zum Führen von Flüssigkeit zu und aus dem Hydraulikbetätigungselement, Mittel zum Bereitstellen eines Stroms von Flüssigkeit durch die Flüssigkeitszuleitung, variable Steuerventilmittel in der Flüssigkeitszuleitung stromabwärts der Verbindung zu dem Hydraulikbetätigungselement zum Erzeugen eines anpassbaren Gegendrucks in der Flüssigkeitszuleitung, und ein weiteres Ventilmittel angeschlossen an die Flüssigkeitszuleitung aufweist, und das weitere Ventilmittel auf die Flüssigkeitsdurchsatzrate in der Zuleitung stromabwärts von der Verbindung zu dem Hydraulikbetätigungselement und stromaufwärts von dem Steuerventilmitteln reagiert, um dadurch selektiv Druck in der Zuleitung als Reaktion auf durch Bewegung des Betätigungselements erzeugte Änderungen in der Durchsatzrate zu modifizieren.

2. Hydraulikkreis nach Anspruch 1, bei dem das weitere Ventilmittel ein Ventil aufweist, das eine weitere Verbindung mit der Zuleitung zum Modifizieren von Druck in der Zuleitung steuert.

3. Hydraulikkreis nach Anspruch 2, bei dem das Ventil gesteuert wird, um einen im wesentlichen konstanten Öffnungsgrad aufrechtzuerhalten, während die Durchsatzrate in der Zuleitung in einem ausgewählten Bereich liegt.

4. Hydraulikkreis nach Anspruch 3, bei der das Ventil geschlossen ist, während die Durchsatzrate in dem ausgewählten Bereich liegt.

5. Hydraulikkreis nach einem der Ansprüche 2 bis 4, bei dem das Ventil eine variable Öffnung aufweist, die als eine Funktion der Zuleitungsdurchsatzrate gesteuert wird.

6. Hydraulikkreis nach einem vorhergehenden Anspruch, der ferner eine Durchflussdrossel in der Durchflussleitung aufweist.

7. Hydraulikkreis nach Anspruch 6, bei dem die Durchflussdrossel als eine Messöffnung in der Durchflussleitung mit einem verkleinerten Querschnitt in bezug zu anderen Teilen der Durchflussleitung ausgebildet ist.

8. Hydraulikkreis nach Anspruch 6 oder Anspruch 7, bei dem das weitere Ventilmittel auf Druckdifferenz über der Durchflussdrossel reagiert.

9. Hydraulikkreis nach Anspruch 8, bei dem das weitere Ventilmittel normalerweise geschlossen ist, und in Reaktion auf übermäßige Druckdifferenz über der Durchflussdrossel geöffnet wird.

10. Hydraulikkreis nach einem der Ansprüche 6 bis 9, bei dem das weitere Ventilmittel ein vorgesteuertes Ventil mit einem Kolben aufweist, der durch Vorsteuerdruck von stromaufwärts und stromabwärts der Durchflussdrossel gesteuert wird.

11. Hydraulikkreis nach Anspruch 10, bei dem das vorgesteuerte Ventil eine Totzone aufweist, innerhalb der Änderungen an den Vorsteuerdrucken keine wesentliche Änderung im Öffnungsgrad des Ventils erzeugen.

12. Hydrauliksteuerkreis nach Anspruch 11, bei dem das vorgesteuerte Ventil in seiner Totzone geschlossen ist.

13. Hydrauliksteuerkreis nach einem vorhergehenden Anspruch, bei dem das weitere Ventilmittel einen Weg zu einem Niederdruckbereich steuert, um überschüssigen Fluss aus der Durchflussleitung auszulassen.

14. Hydrauliksteuerkreis nach einem vorhergehenden Anspruch, bei dem das weitere Ventilmittel einen Weg steuert, der an einen Druckbehälter angeschlossen ist, um selektiv Flüssigkeitsdurchfluss in der Durchflussleitung zu ergänzen.

15. Hydrauliksteuerkreis nach einem vorhergehenden Anspruch, bei dem das weitere Ventilmittel jeweilige Wege zu einem Niederdruckbereich und zu einem Druckbehälter steuert.

16. Hydrauliksteuerkreis nach Anspruch 15, bei dem das weitere Ventilmittel ein vorgesteuertes Zwei-Wegeventil aufweist.

17. Hydrauliksteuerkreis nach einem der Ansprüche 1 bis 7, bei dem das weitere Ventilmittel ein Durchflussbegrenzungsventil in der Zuleitung aufweist.

18. Hydrauliksteuerkreis nach Anspruch 17, bei dem das Durchflussbegrenzungsventil den maximalen Durchfluss von Flüssigkeit zum variablem Steuerventilmittel begrenzt.

19. Hydrauliksteuerkreis nach Anspruch 18, bei dem das Durchflussbegrenzungsventil als ein Boost-Ventilmittel zum Sicherstellen eines minimalen Durchflusses von Flüssigkeit zu dem variablen Steuerventilmittel dient.

20. Hydrauliksteuerkreis nach Anspruch 19, bei dem das Boost-Ventilmittel ausgelegt ist, um eine Druckflüssigkeitsquelle an die Zuleitung in dem Fall anzuschließen, dass der Durchfluss durch die Flüssigkeitszuleitung auf einen vorbestimmten Wert fällt.

21. Hydrauliksteuerkreis nach Anspruch 19 oder Anspruch 20, bei dem das Boost-Ventilmittel stromabwärts von der Verbindung zu dem Hydraulikbetätigungselement angeordnet ist.

22. Hydrauliksteuerkreis nach Anspruch 19 oder Anspruch 20, bei dem das Boost-Ventilmittel stromaufwärts von der Verbindung zu dem Hydraulikbetätigungselement angeordnet ist.

23. Hydrauliksteuerkreis nach Anspruch 19 oder Anspruch 20, der eine Mehrzahl von Hydraulikbetätigungselementen aufweist, die jeweils an die Flüssigkeitszuleitung angeschlossen sind, und bei dem das Boost-Ventilmittel stromaufwärts von einem oder mehreren der Hydraulikbetätigungselemente angeordnet ist.

24. Hydrauliksteuerkreis nach einem der vorhergehenden Ansprüche, der ein Paar Flüssigkeitszuleitungen aufweist, wobei das Hydraulikbetätigungselement doppeltwirkend ist und entgegengesetzte Flüssigkeitsdrucke von den beiden Zuleitungen erhält, wobei jede Zuleitung ein genanntes variables Steuerventilmittel und ein genanntes weiteres Ventilmittel aufweist.

25. Stufenloses Getriebe mit einem Hydrauliksteuerkreis nach Anspruch 24, wobei das Verstellgetriebe vom Laufring-Rollzugtyp ist, der mindestens ein Paar Scheiben mit ringförmigen Ausnehmungen mit zwischen den Scheiben eingefügten Rollen aufweist, wobei die Verstellgetriebe-Anpassungsmittel eine Mehrzahl von flüssigkeitsbetätigten Kolben aufweist, die jeweils mit einer jeweiligen der Rollen verbunden sind, und jede der beiden Seiten des Kolbens mit einer jeweiligen der Flüssigkeitszuleitungen verbunden ist.

Es folgen 7 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

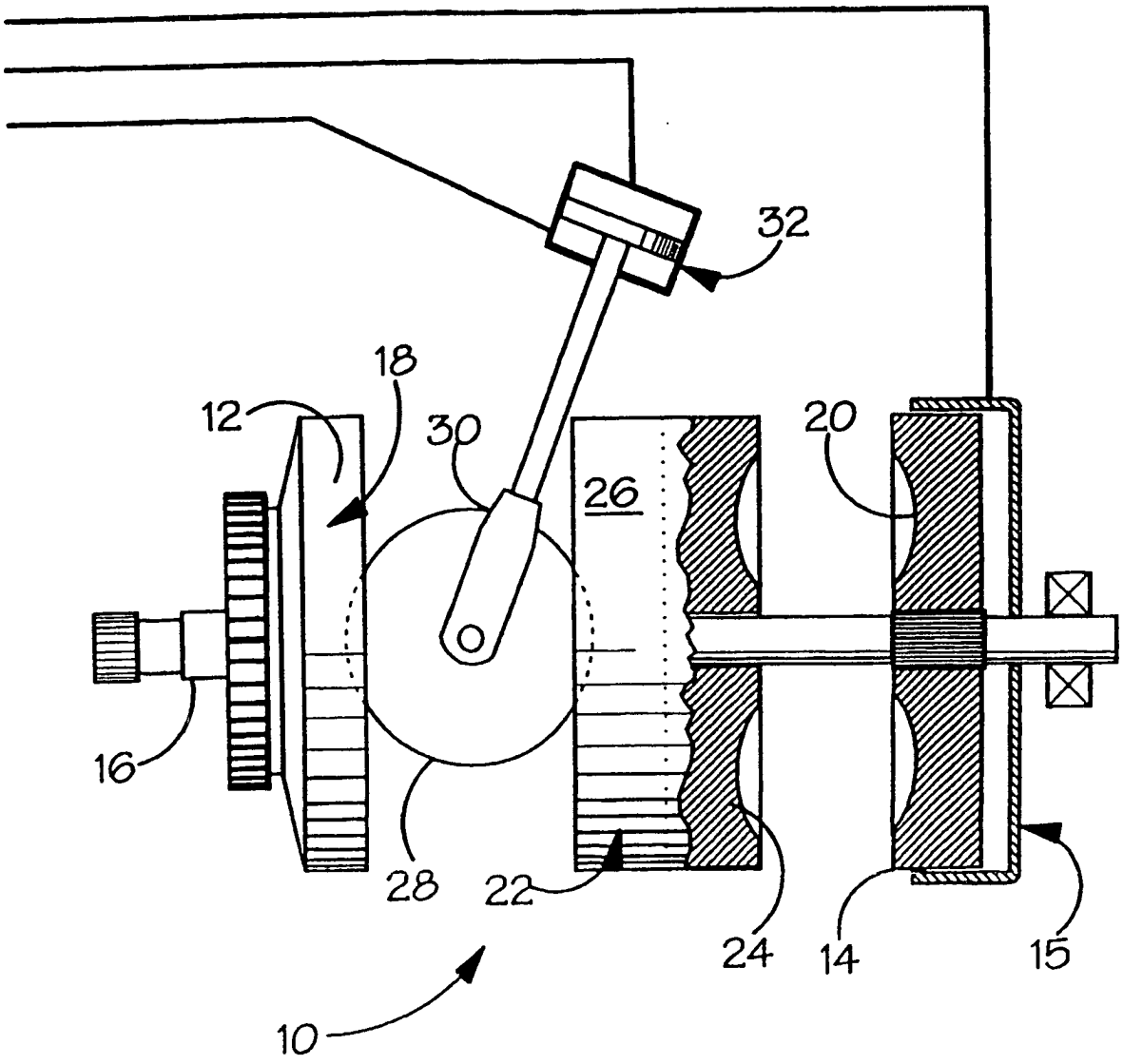


FIG.1.

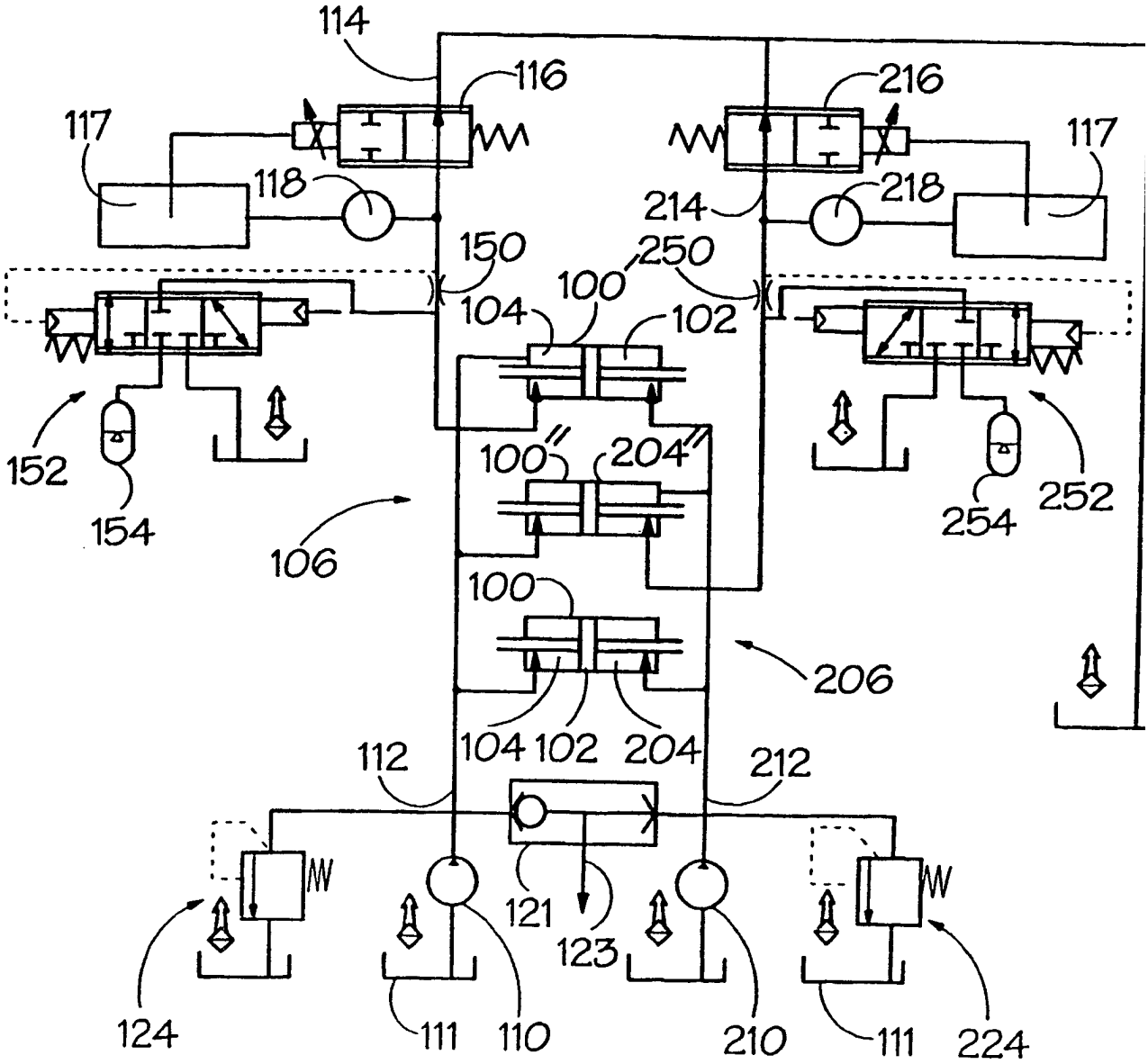

114
116
216
117
117
118
214
218
150
250
100
104
102
152
154
100
204
106
252
254
100
206
112
104
102
204
212
121
123
124
111
110
210
111
224

FIG.2.

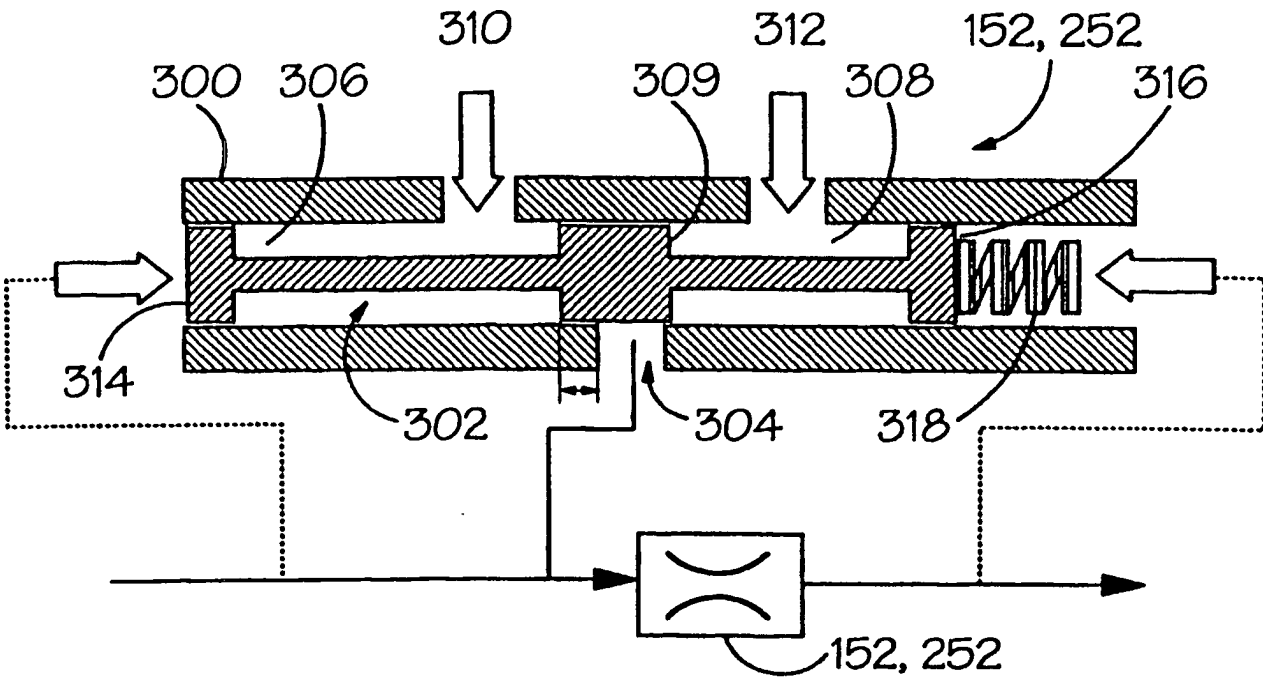

310
312
152, 252
300
306
309
308
316
314
302
304
318
152, 252

FIG.3.

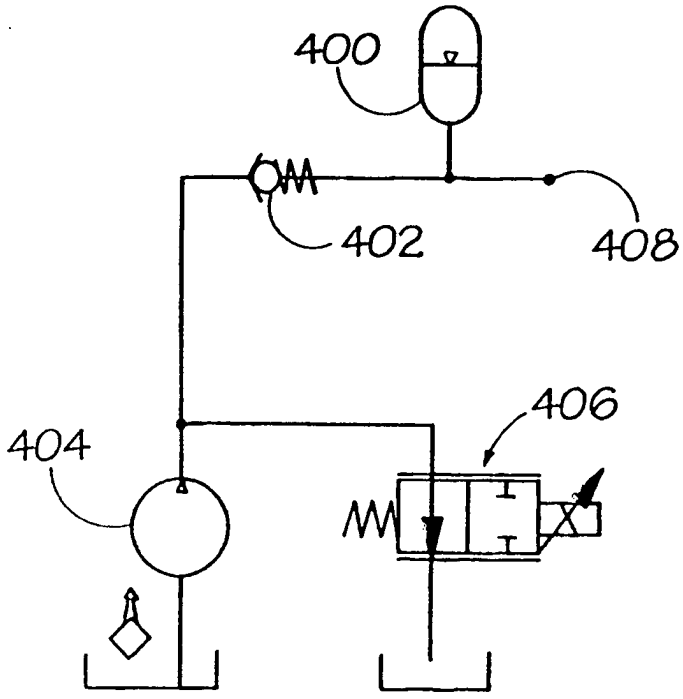

400
402
408
406
404

FIG.4.

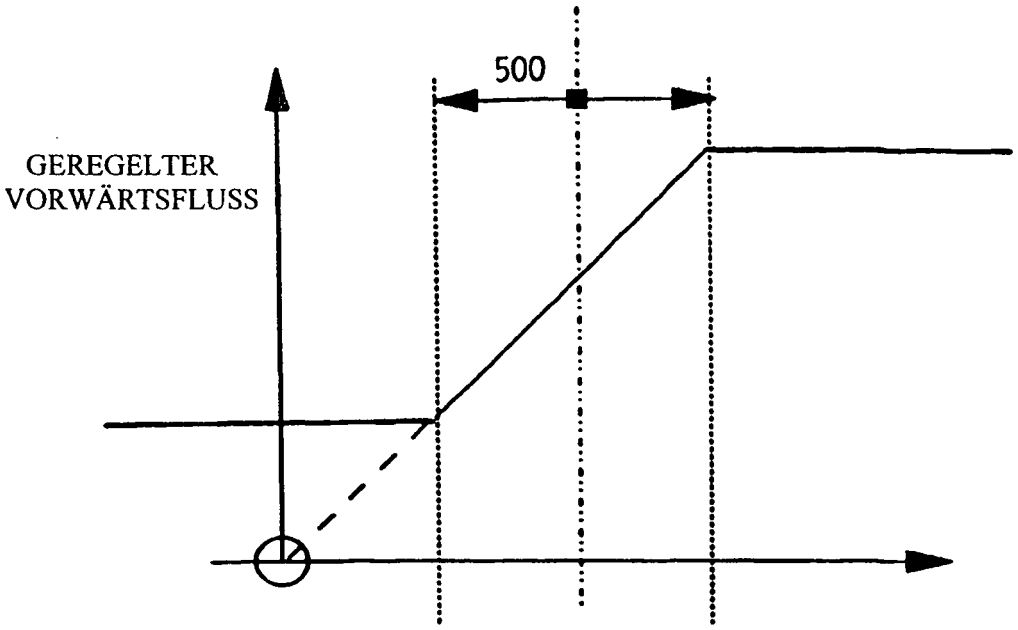

500
GEREGELTER
VORWÄRTSFLUSS

FIG.5.

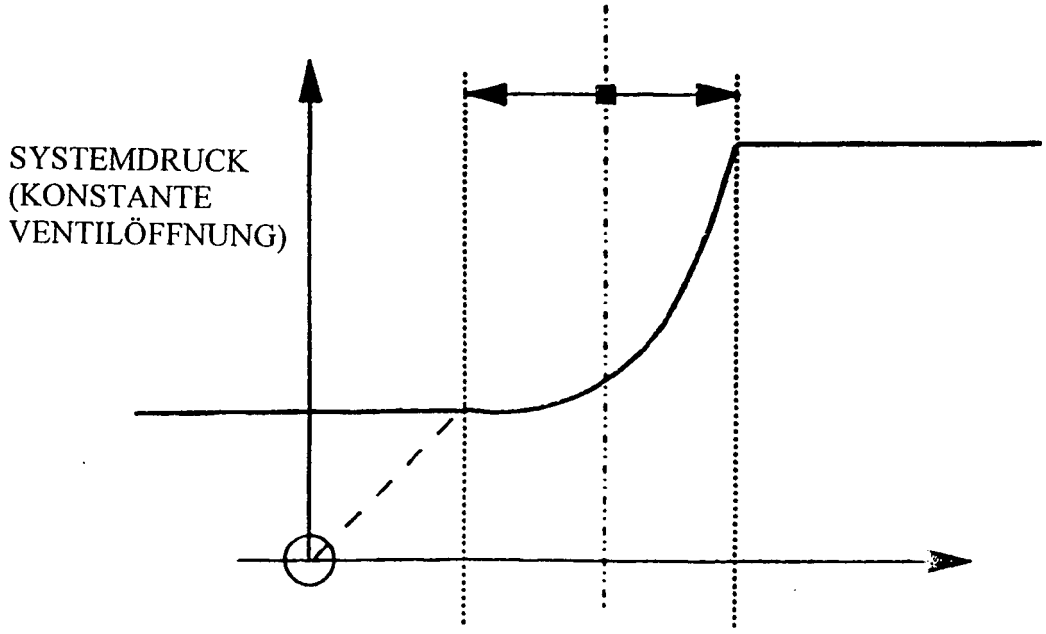

SYSTEMDRUCK
(KONSTANTE
VENTILÖFFNUNG)

FIG.6.

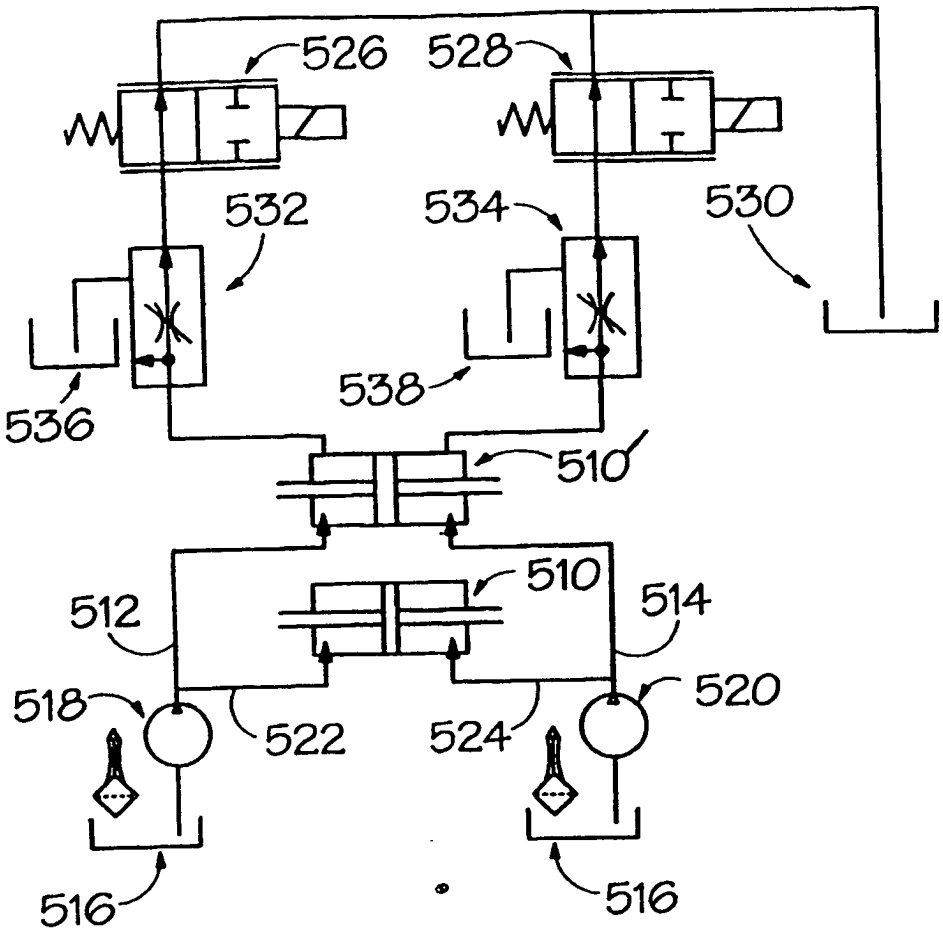

526
528
532
534
530
536
538
510
510
512
514
518
520
522
524
516
516

FIG.7.

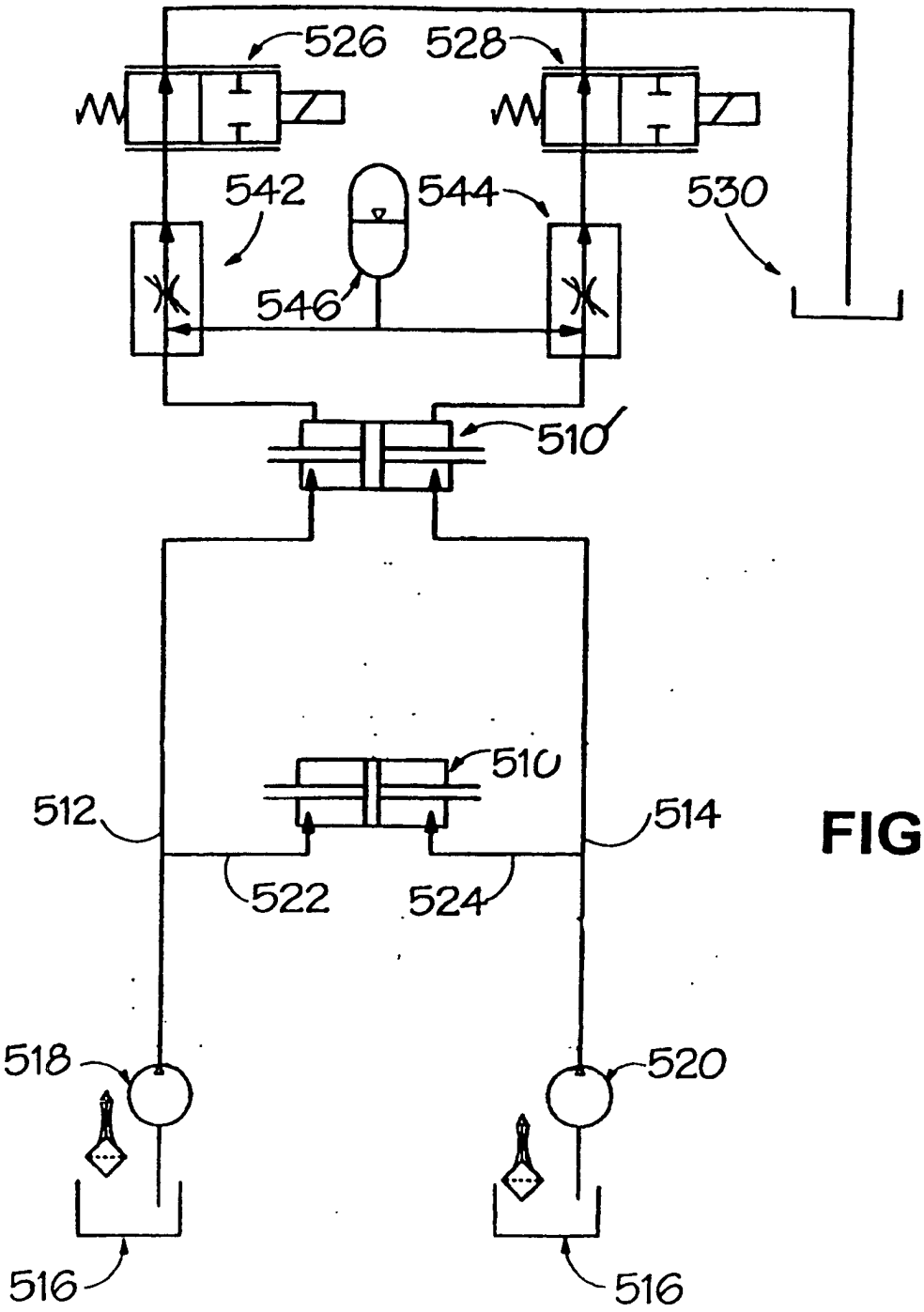


FIG.8.

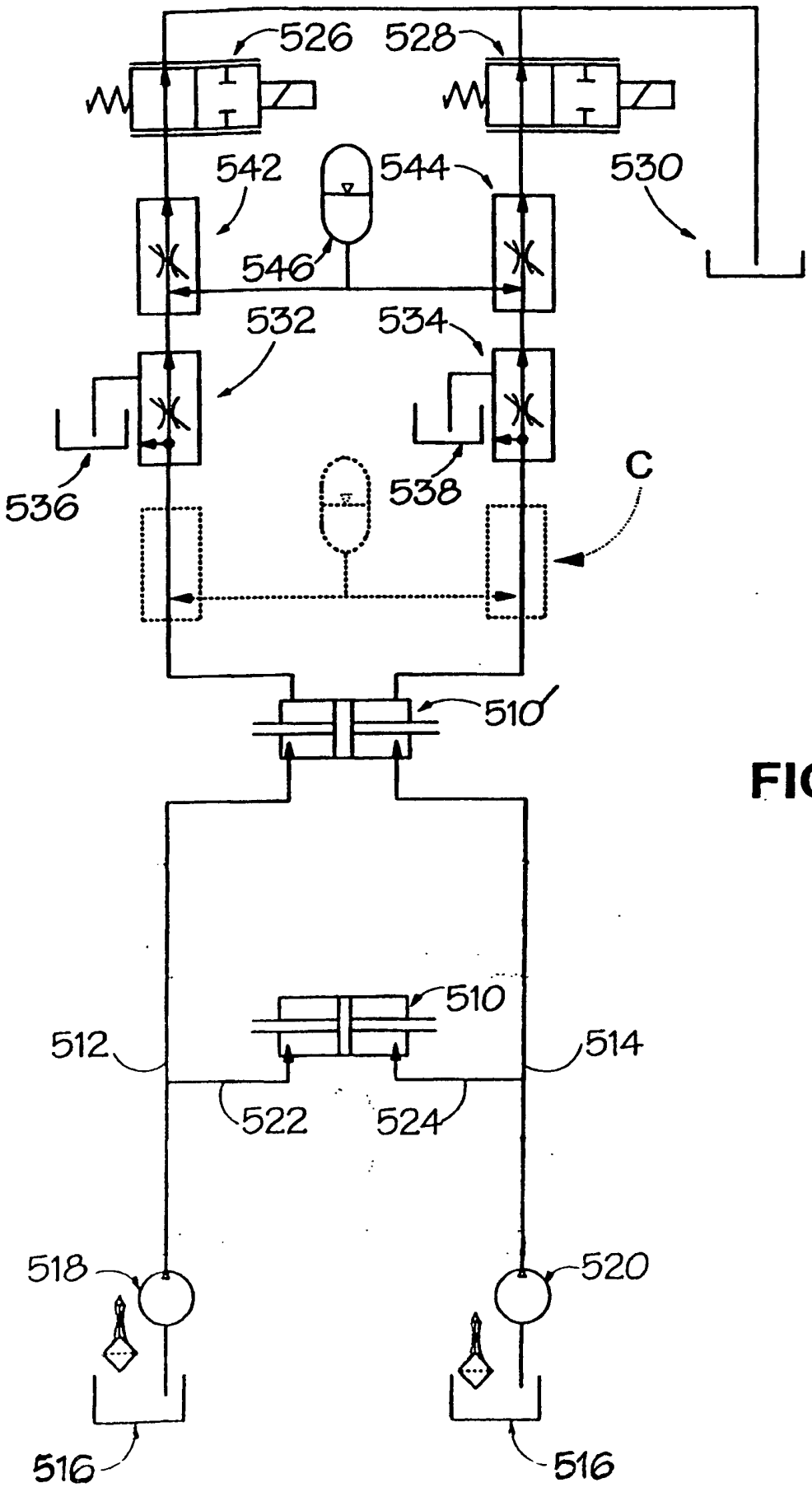

526
528
542
544
530
546
532
534
536
538
C
510
510
512
514
522
524
518
520
516
516

FIG.9.