



(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 10 2004 018 984 B4 2008.05.29**

(12)

Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2004 018 984.6**
 (22) Anmeldetag: **20.04.2004**
 (43) Offenlegungstag: **09.12.2004**
 (45) Veröffentlichungstag
 der Patenterteilung: **29.05.2008**

(51) Int Cl.⁸: **F15B 11/16 (2006.01)**
F15B 13/06 (2006.01)
F15B 13/04 (2006.01)

Innerhalb von drei Monaten nach Veröffentlichung der Patenterteilung kann nach § 59 Patentgesetz gegen das Patent Einspruch erhoben werden. Der Einspruch ist schriftlich zu erklären und zu begründen. Innerhalb der Einspruchsfrist ist eine Einspruchsgebühr in Höhe von 200 Euro zu entrichten (§ 6 Patentkostengesetz in Verbindung mit der Anlage zu § 2 Abs. 2 Patentkostengesetz).

(30) Unionspriorität:
10/428460 02.05.2003 US

(73) Patentinhaber:
Husco International Inc., Waukesha, Wis., US

(74) Vertreter:
JUNG HML, 80799 München

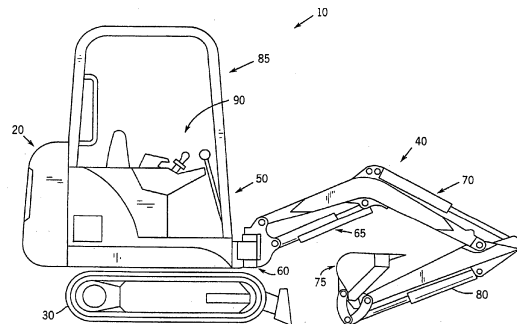
(72) Erfinder:
Pieper, Gary J., Eagle, Wis., US

(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
 gezogene Druckschriften:
DE 32 25 196 C2
DE 24 23 595 C2
DE 34 28 403 A1
US 58 90 362 A
EP 08 01 231 B1

(54) Bezeichnung: **Vorrichtung zum Bereitstellen einer reduzierten Hydraulikströmung für mehrere betätigbare Einrichtungen in einem druckkompensierten Hydrauliksystem**

(57) Hauptanspruch: Vorrichtung zur Bereitstellung einer reduzierten Hydraulikströmung, die zu mehreren betätigbaren Einrichtungen (130, 160) ausgegeben wird, wobei jede der betätigbaren Einrichtungen jeweilige Hydraulikfluidmengen von einer geteilt genutzten Druckquelle (120) empfängt, und wobei die jeweiligen Hydraulikfluidmengen, die von den jeweiligen betätigbaren Einrichtungen empfangen werden, im wesentlichen unabhängig von Differenzen jeweiliger Lastdrücke sind, die mit den jeweiligen betätigbaren Einrichtungen verbunden sind, wobei die Vorrichtung aufweist:

eine Lasterfassungsleitung (215), die den Lasterfassungsdruck führt, der den größten Lastdruck unter den mehreren betätigbaren Einrichtungen angibt;
 mindestens einen ersten Ventilabschnitt (135), welcher ein erstes Steuerventil (190) mit einer variablen Dosieröffnung, die einen Fluidstrom von der Druckquelle (120) zu einer der betätigbaren Einrichtungen (130) steuert, und ein Kompensationsventil (199), das mit der Lasterfassungsleitung (215) verbunden ist, zur Aufrechterhaltung einer gewünschten Druckdifferenz über der variablen Dosieröffnung des ersten Steuerventils (190) in Abhängigkeit von dem Lasterfassungsdruck umfasst;
 ein Drucksteuerventil (265) mit einem Ausgangsanschluß (270), an dem ein...



Beschreibung

Gebiet der Erfindung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft eine Vorrichtung zum Bereitstellen einer reduzierten Hydraulikströmung für mehrere betätigbare Einrichtungen in einem druckkompensierten Hydrauliksystem für Arbeitsfahrzeuge, und insbesondere Hydrauliksysteme, die zum Regulieren von Druckdifferenzen kompensiert sind, die über Dosieröffnungen von Steuerventilen in den Hydrauliksystemen anliegen.

Hintergrund der Erfindung

[0002] Hydrauliksysteme kommen unter zahlreichen Umständen zum Einsatz, um mehreren Lasten von einer Hydraulikkraftquelle hydraulische Kraft bereit zu stellen. Insbesondere werden derartige Hydrauliksysteme üblicherweise in unterschiedlichen Arbeitsfahrzeugen verwendet, wie etwa in Baggern und Tieföffelbaggern. In derartigen Fahrzeugen können die durch die Hydrauliksysteme mit Kraft versorgten Lasten eine Vielzahl betätigbarer Einrichtungen umfassen, wie etwa Zylinder, die Arme absenken, anheben und drehen, Eimer absenken und anheben sowie mit Hydraulikkraft betätigte Motoren, die Raupen bzw. Räder der Fahrzeuge antreiben. Obwohl verschiedene betätigbare Einrichtungen typischerweise durch eine einzige Quelle (beispielsweise eine einzige Pumpe) mit Kraft versorgt werden, sind die Fluidströmungsraten bzw. -durchsätze zu den verschiedenen Einrichtungen typischerweise durch die Verwendung getrennter Steuerventile (typischerweise Schieberventile) unabhängig steuerbar, die durch eine Bedienperson des Arbeitsfahrzeugs unabhängig gesteuert werden.

[0003] Die Arbeitsweise der betätigbaren Einrichtungen hängt von der Hydraulikfluidströmung zu diesen Einrichtungen ab, die ihrerseits von den Querschnittsflächen der Dosieröffnungen der Steuerventile zwischen der Druckquelle und der betätigbaren Einrichtung abhängt und außerdem von den Druckdifferenzen über den Dosieröffnungen. Um die Steuerung zu erleichtern, sind Hydrauliksysteme häufig druckkompensiert, d. h., dazu ausgelegt, die Druckdifferenzen über den Dosieröffnungen der Steuerventile derart einzustellen und aufrecht zu erhalten, dass das Steuern der Ventile durch eine Bedienperson außerdem dazu führt, die Querschnittsflächen der Öffnungen dieser Ventile zu variieren, jedoch nicht die Druckdifferenzen über diesen Öffnungen. Derartige druckkompensierte Hydrauliksysteme umfassen typischerweise Kompensationsventile, die zwischen den jeweiligen Steuerventilen und den jeweiligen betätigbaren Einrichtungen angeordnet sind. Die Kompensationsventile steuern die Drücke, die auf den stromabwärtigen Seiten der Dosieröffnungen vorliegen, um die gewünschten Druckdiffe-

renzen über den Dosieröffnungen zu erzeugen.

[0004] Derartige druckkompensierte Hydrauliksysteme gewährleisten normalerweise, dass dieselbe spezielle Druckdifferenz (beispielsweise ein Pumpengrenzdruck) über jedem der Steuerventile anliegt. Dessen ungeachtet ist es in einigen Hydrauliksystemen wünschenswert, über eine niedrigere Druckdifferenz über ausgewählten Ventilen zu verfügen, um die Hydraulikfluidströmung durch diese Ventile zu reduzieren. Beispielsweise im Fall eines Baggers kann es wünschenswert sein, eine normale Hydraulikfluidströmung zu denjenigen Zylindern bereit zu stellen, die die Hub- oder eine andere Bewegung eines Arms oder eines Eimers des Baggers steuern oder Zusatzgeräte des Baggers, wie etwa eine Grabenaushub-einrichtung, wobei es gleichzeitig wünschenswert sein kann, eine verringerte Hydraulikfluidströmung zu denjenigen Hydraulikmotoren bereit zu stellen, die die Geschwindigkeiten der Raupen des Baggers steuern, so dass der Bagger mit verringerten Geschwindigkeiten fährt. Es besteht deshalb ein Bedarf an bestimmten Hydrauliksystemen zur Bereitstellung einer Druckdifferenz über Dosieröffnungen in ausgewählten Steuerventilen, die kleiner ist als die Druckdifferenz über anderen Steuerventilen.

[0005] In der Vergangenheit sind verschiedene Modifikationen druckkompensierter Hydrauliksysteme entwickelt worden, um unterschiedliche Druckdifferenzen über unterschiedlichen Steuerventilen zu ermöglichen. Eine Modifikation besteht darin, eine zusätzliche Öffnung in Reihe zu den Steuerventilen anzuordnen, wobei die zusätzliche Öffnung unveränderlich sein kann, um eine maximale Strömung bzw. einen maximalen Durchsatz festzulegen, oder einstellbar sein kann, so dass die Bedienperson einen gewünschten Durchsatz bzw. eine gewünschte Strömung wählen kann. Eine weitere Technik mit federbetätigtem Kompensationsventil besteht darin, die Federlast mechanisch einzustellen, während der Dosierquerschnitt konstant gelassen wird. Beide dieser herkömmlichen Techniken erfordern zusätzliche mechanische Einrichtungen, die in Bezug auf existierende Ventilbestandteile in einen Ventilaufbau schwierig implementierbar sind bzw. angeordnet werden können. Die zuletzt genannte Technik erfordert außerdem kalibrierbare Federn, um die relativ großen Lasten handhaben zu können, die auf sie einwirken.

[0006] Unter Verwendung dieser herkömmlichen Techniken ist es außerdem schwierig oder unmöglich, die Druckdifferenzen über mehreren Steuerventilen derart einstellbar zu steuern, dass jedes der Steuerventile dieselbe Druckdifferenz erfährt. Die Bereitstellung unveränderlicher zusätzlicher Öffnungen erlaubt keine einstellbare Steuerung von Druckdifferenzen, während die Bereitstellung einzelner Einstellfedern für jedes Kompensationsventil es einer Bedienperson schwer macht, die Druckdifferenzen gleich-

mäßig einzustellen, die über unterschiedlichen Steuerventilen auftreten.

[0007] Diese Fähigkeit der Bereitstellung einer einstellbaren Steuerung der Druckdifferenzen über mehreren Steuerventilen in gleichmäßiger Weise ist dessen ungeachtet unter zahlreichen Umständen erwünscht, weil es häufig erwünscht ist, dass mehrere Hydraulikeinrichtungen eines Hydrauliksystems präzise identische Mengen an Hydraulikfluidströmung empfangen, wenn eine Bedienperson die jeweiligen Steuerventile identisch einstellt. Beispielsweise unter Bezug auf den vorstehend angesprochenen Bagger kann es erwünscht sein, dass die Hydraulikmotoren entsprechend den linken und rechten Raupen des Baggers mit exakt derselben Geschwindigkeit angetrieben werden, vorausgesetzt, die Bedienperson des Baggers wählt die Steuerventile für diese Motoren mit demselben Pegel.

[0008] Im Dokument DE 34 28 403 A1 wird eine zweistufige, druckkompensierte hydraulische Steuerungseinrichtungen, die lastunabhängig arbeiten, die aus einer Quelle – einer Pumpe – mehrere Verbraucher speisen.

[0009] Im Dokument US 5,890,362 A ist ein hydraulisches Regelventilsystem zur Bereitstellung einer Hydraulikströmung für mehrere Verbraucher vorgestellt, wobei das Hydraulikfluid für alle Verbraucher von einer gemeinsamen Pumpe bereitgestellt wird und die jeweiligen Hydraulikfluidmengen der Verbraucher unabhängig vom jeweiligen Lastdruck sind. Dieses Regelventilsystem weist dabei mehrere Proportional-Wegeventile und mehrere Vorsteuerventile auf, die jeweils mit den zweiten Anschlüssen der Proportional-Wegeventile verbunden sind. Jedoch tritt bei diesem Hydrauliksystem in jedem Ventilabschnitt die gleiche Druckdifferenz auf, da alle Druckkompensationsventile den gleichen Referenzdruck nutzen, der in einer gemeinsamen Leitung herrscht.

[0010] Somit liegt der vorliegenden Erfindung die Aufgabe zu Grunde eine Vorrichtung vorzustellen, die an den verschiedenen Ventilabschnitten unterschiedliche Druckdifferenzen bereit stellen kann.

[0011] Die Aufgabe wird durch die Merkmale des unabhängigen Anspruchs 1 gelöst.

[0012] Außerdem wäre es vorteilhaft, wenn die druckkompensierten Hydrauliksysteme so ausgelegt werden könnten, dass reduzierte Druckdifferenzen über mehreren Steuerventilen ohne die Verwendung zahlreicher zusätzlicher aufwendiger Bestandteile angelegt werden können. Außerdem wäre es vorteilhaft, wenn druckkompensierte Hydrauliksysteme so ausgelegt werden könnten, dass eine einstellbare Steuerung der Druckdifferenzen über den mehreren Steuerventilen möglich ist, wobei die Einstellungen

die jeweilige Druckdifferenz gleichermaßen beeinflussen. Schließlich wäre es auch vorteilhaft, wenn derartige modifizierte druckkompensierte Hydrauliksysteme es einer Bedienperson erlauben würden, die Druckdifferenzen über den mehreren Steuerventilen mittels eines einzigen Schalters und/oder Wählelements einzustellen, so dass die erwünschten Einstellungen an sämtlichen der mehreren Steuerventile gleichzeitig angelegt werden könnten. Schließlich wäre es vorteilhaft, wenn derartige druckkompensierte Hydrauliksysteme, die eine einstellbare Steuerung ermöglichen, keine signifikante zusätzliche Anzahl an Bestandteilen benötigen würden, und wenn sie außerdem relativ kostengünstig implementiert werden könnten im Vergleich zu existierenden druckkompensierten Hydrauliksystemen.

Zusammenfassung der Erfindung

[0013] Die Erfinder der vorliegenden Erfindung haben erkannt, dass existierende druckkompensierte Hydrauliksysteme so modifiziert werden können, dass sie ein einstellbares Druckreduzierventil umfassen, das Druck von einer Quelle (beispielsweise einer Pumpe) den speziellen Kompensationsventilen mitteilt, die mit den Steuerventilen verbunden sind, für die eine einstellbare Steuerung erwünscht ist. Die gegenüberliegenden Betätigungsanschlüsse des einstellbaren Druckreduzierventils stehen jeweils in Verbindung mit dem Druck, der an diese speziellen Kompensationsventile angelegt ist, und mit dem höchsten Lastdruck plus eines einstellbaren Federdrucks. Folglich übersteigt der an die speziellen Kompensationsventile angelegte Druck den höchsten Lastdruck und den einstellbaren Federdruck, was zu reduzierten Druckdifferenzen über den Steuerventilen in Verbindung mit diesen Kompensationsventilen führt. Da das einstellbare Druckreduzierventil in Verbindung mit jedem der speziellen Kompensationsventile steht, die mit den Steuerventilen verbunden sind, für die eine einstellbare Steuerung erwünscht ist, und da der einzelne Einstellfederdruck die Betätigung des einstellbaren Druckreduzierventils bestimmt, muss eine Bedienperson lediglich eine einzige Einstellung an dem Einzeleinstellungsfederdruck vornehmen, um dieselben Änderungen an den Druckdifferenzen über jedem der Steuerventile zu erzeugen, für die eine einstellbare Steuerung erwünscht ist. In bestimmten Ausführungsformen ist ein weiteres Ventil zwischen dem einstellbaren Druckreduzierventil, dem höchsten Lastdruck und den interessierenden speziellen Kompensationsventilen in Verbindung gebracht. In diesen Ausführungsformen kann die Reduktion der Druckdifferenzen, die durch das einstellbare Druckreduzierventil erzeugt werden, eingeschaltet und ausgeschaltet werden, indem die speziellen Kompensationsventile abwechseln in Verbindung gebracht werden mit dem Ausgang des einstellbaren Druckreduzierventils bzw. mit dem höchsten Lastdruck.

[0014] Insbesondere betrifft die vorliegende Erfindung eine Vorrichtung zur Bereitstellung einer reduzierten Hydraulikströmung, die zu mehreren betätigbaren Einrichtungen ausgegeben wird, wobei jede der betätigbaren Einrichtungen jeweilige Hydraulikfluidmengen von einer geteilt genutzten Druckquelle empfängt, und wobei die jeweiligen Hydraulikfluidmengen, die von den jeweiligen betätigbaren Einrichtungen empfangen werden, im Wesentlichen unabhängig von Differenzen jeweiliger Lastdrücke sind, die mit den jeweiligen betätigbaren Einrichtungen verbunden sind. Die Vorrichtung umfaßt eine Lasterfassungsleitung, die den Lasterfassungsdruck führt, der den größten Lastdruck unter den mehreren betätigbaren Einrichtungen angibt. Die Vorrichtung umfaßt außerdem mindestens einen ersten Ventilabschnitt, welcher ein erstes Steuerventil mit einer variablen Dosieröffnung, die einen Fluidstrom von der Druckquelle zu einer der betätigbaren Einrichtungen steuert, und ein Kompensationsventil, das mit der Lasterfassungsleitung verbunden ist, zur Aufrechterhaltung einer gewünschten Druckdifferenz über der variablen Dosieröffnung des ersten Steuerventils in Abhängigkeit von dem Lasterfassungsdruck umfaßt. Die Vorrichtung umfaßt außerdem ein Drucksteuerventil mit einem Ausgangsanschluß, an dem ein Druck erzeugt wird, der größer ist als der Lasterfassungsdruck. Die Vorrichtung umfaßt außerdem mindestens einen zweiten Ventilabschnitt der ein zweites Steuerventil mit einer variablen Dosieröffnung, die einen Fluidstrom von der Druckquelle zu einer weiteren der betätigbaren Einrichtungen steuert, und ein weiteres Kompensationsventil, das mit dem Ausgangsanschluß des Drucksteuerventils gekoppelt ist, zur Aufrechterhaltung einer gegebenen Druckdifferenz über der variablen Dosieröffnung des zweiten Steuerventils in Abhängigkeit von dem Druck an dem Ausgangsanschluß umfaßt.

Kurze Beschreibung der Zeichnungen

[0015] [Fig. 1](#) zeigt eine Seitenaufrißsicht eines Baggers, der ein Beispiel unterschiedlicher hydraulikbetätigter Arbeitsfahrzeuge ist;

[0016] [Fig. 2](#) zeigt schematisch ein beispielhaftes Hydrauliksystem, das eine Hydraulikfluidströmung zu mehreren betätigbaren Einrichtungen steuert, wobei das System Druckkompensation einbezieht und außerdem Bestandteile umfaßt, die eine einstellbare Strömungssteuerung bzw. Durchflussteuerung unter Bezug auf mehr als eine der betätigbaren Einrichtungen erlaubt;

[0017] [Fig. 3](#) zeigt schematisch ein weiteres beispielhaftes Hydrauliksystem, das eine Hydraulikfluidströmung zu mehreren betätigbaren Einrichtungen steuert, wobei das System eine isolierte Druckkompensation nutzt und außerdem Bestandteile umfaßt, die eine einstellbare Strömungssteuerung in Bezug

auf mehr als eine der betätigbaren Einrichtungen erlaubt;

[0018] [Fig. 4](#) zeigt gemischt im Querschnitt und schematisch einen beispielhaften Ventilbestandteil sowie zusätzliche Bestandteile, die in bestimmten Ausführungsformen in dem Hydrauliksystem von [Fig. 3](#) zum Einsatz kommen können.

Detaillierte Beschreibung der Erfindung

[0019] In [Fig. 1](#) ist eine Seitenaufrißsicht eines Baggers **10** gezeigt. Bei dem Bagger **10** handelt es sich um ein Beispiel einer großen Vielfalt hydraulischer betätigter Arbeitsfahrzeuge, die beispielsweise auch Tieflöffelbagger, Sattelschlepperarbeitsfahrzeuge und eine Vielzahl weiterer Fahrzeuge umfassen können. Der Bagger **10** umfaßt, wie gezeigt, insbesondere ein Hauptchassis **20**, das auf linken und rechten Raupen **30** (lediglich die rechte Raupe ist gezeigt) ruht, und außerdem einen angelenkten Arm **40**, der mit einer Vorderseite **50** des Chassis **20** verbunden ist. Der angelenkte Arm **40** in der bevorzugten Ausführungsform ist um ein Schwenkgelenk **60** auf der Vorderseite **50** drehbar und kann durch erste und zweite Hydraulikkolben **65** und **70** angehoben und abgesenkt werden. Ein Eimer bzw. eine Schaufel **75** auf dem Arm **40** kann außerdem durch einen dritten Kolben **80** auswärts oder einwärts geschwenkt werden.

[0020] Jede der linken und rechten Raupen **30** ist unabhängig durch einen (nicht gezeigten) jeweiligen Hydraulikmotor angetrieben. Innerhalb einer Kabine **85** des Baggers **10** ist eine Anzahl von Hebeln und weiteren Steuerungen **90** so vorgesehen, dass eine Bedienperson des Baggers die Geschwindigkeit und Richtung des Baggers und außerdem das Schwenken und die Anlenkung des Arms **40** steuern kann. In der vorliegenden Ausführungsform wird der Bagger **10** vollständig hydraulisch mit Kraft versorgt, d. h., es existiert lediglich eine einzige Hydraulikpumpenkraftquelle, die sämtlichen der betätigbaren Einrichtungen (den Kolben **65**, **70** und **80** und den beiden Hydraulikmotoren) Kraft zuführt. In alternativen Ausführungsformen kann der Bagger (oder ein anderes Arbeitsfahrzeug) jedoch sowohl teilweise hydraulisch mit Kraft versorgt als auch teilweise durch eine andere Kraftquelle mit Kraft versorgt werden.

[0021] In [Fig. 2](#) sind Bestandteile eines beispielhaften Hydrauliksystems **100** zur Implementierung in dem Bagger **10** schematisch gezeigt. Insbesondere zeigt [Fig. 2](#) die Bestandteile eines Ventilaufbaus **110**, der die Übertragung von Fluiddruck von einer Pumpe **120** zur ersten, zweiten, dritten, vierten und fünften betätigbaren Einrichtung **130**, **140**, **150**, **160** und **170** und daraufhin zu einem Tank **180** steuert bzw. regelt. In der gezeigten Ausführungsform handelt es sich bei dem Ventilaufbau **110** um einen in Abschnitte unter-

teilten Ventilaufbau mit ersten, zweiten, dritten, vierten, fünften, sechsten und siebten Ventilabschnitten **135, 145, 155, 165, 175, 185** und **195**. Jeder der ersten, zweiten, dritten, vierten und fünften Ventilabschnitte **135, 145, 155, 165** und **175** umfasst ein jeweiliges Steuerschieberventil **120** und ein jeweiliges Kompensationsventil **199**, um die jeweiligen Steuerabschnitte die Hydraulikfluidströmung zu den jeweiligen betätigbaren Einrichtungen **130, 140, 150, 160** und **170** steuern.

[0022] Insbesondere ist die Pumpe **120** mit jedem der Steuerschieberventile **190** an jeweiligen ersten Eingangsarbeitsanschlüssen **220** dieser Steuerschieberventile verbunden. Entsprechende jeweilige Ausgangsarbeitsanschlüsse **225** dieser Steuerschieberventile sind ihrerseits mit den Eingangsanschlüssen der jeweiligen Kompensationsventile **199** durch jeweilige Zwischenleitungen **230** verbunden. Der mit den Zwischenleitungen **230** verbundene Hydraulikdruck wird an einen Betätigungsanschluss von jedem der jeweiligen Kompensationsventile **199** angelegt. Ausgangsanschlüsse der jeweiligen Kompensationsventile **199** werden mittels zusätzlicher Leitungen **210** mit zweiten Eingangsarbeitsanschlüssen **235** der jeweiligen Steuerschieberventile **190** verbunden. Die in den jeweiligen zusätzlichen Leitungen **210** angetroffenen Hydraulikdrücke entsprechen den jeweiligen Hydrauliklastdrücken der jeweiligen betätigbaren Einrichtungen **130, 140, 150, 160** und **170**, wenn die jeweiligen Steuerschieberventile geöffnet. Jedes der Steuerschieberventile **190** ist durch ein Bedienperson steuerbar, die in der Lage ist, die Öffnungsquerschnitte von Dosieröffnungen und die Fluidströmungsrichtungen in den Ventilen durch Einstellen der Ventilpositionen durch die Steuerungen **90** zu steuern (siehe [Fig. 1](#)).

[0023] Die ersten, zweiten und dritten Ventilabschnitte **135, 145** und **155** des Ventilaufbaus **110** dienen zur Bereitstellung einer gesteuerten Hydraulikfluidströmung unter Verwendung herkömmlicher Drucknachkompensationstechnik, wie etwa der COMP-CHEK-Technik, die durch HUSCO International Inc., Pewaukee, Wisconsin, angeboten und beispielsweise im auf Wilke lautenden US-Patent Nr. 4693272, eingereicht am 15. September 1987, offenbart ist, auf welche Druckschrift hiermit Bezug genommen wird. In Übereinstimmung mit dieser Technik wird die Hydraulikfluidströmung von der Pumpe **120** zu den betätigbaren Einrichtungen, wie etwa den Einrichtungen **130, 140** und **150**, ausschließlich durch die jeweiligen Positionen der jeweiligen Steuerschieberventile **190** ermittelt, die einer speziellen Stellung bzw. Dosieröffnungsquerschnitten durch diese jeweiligen Schieberventile entsprechen. D. h., die Hydraulikfluidströmungen zu den ersten drei betätigbaren Einrichtungen **130, 140** und **150** variieren von Schieberventil zu Schieberventil nicht auf Grund variierender Druckdifferenzen über den Dosieröff-

nungen der jeweiligen Steuerschieberventile, weil, obwohl die Hydraulikdrücke, die mit jeder der jeweiligen betätigbaren Einrichtungen verbunden sind, von Einrichtung zu Einrichtung variieren können, die Druckdifferenzen über jedem der Steuerschieberventile **190** der Ventilabschnitte **135, 145** und **155** auf identischen Werten während der Betätigung der Kompensationsventile **199** gehalten sind.

[0024] Wie gezeigt, umfasst der Ventilaufbau **110** ein Netzwerk von Durchgangsventilen **205**, die zwischen jeweilige Paare von Leitungen **210** der Ventilabschnitte **135, 145, 155, 165** und **175** geschaltet sind. Jedes der Durchgangsventile **205** vergleicht jeweils die Hydraulikdrücke, die für dieses Ventil bereitgestellt werden, und gibt den größeren der beiden Drücke aus. Das Netzwerk aus Durchgangsventilen **205** stellt dadurch an einer Lasterfassungsleitung **215** einen Druck bereit, bei dem es sich um das Maximum der Drücke handelt, die an den jeweiligen Leitungen **210** festgestellt werden, was wiederum den größten Hydrauliklastdruck darstellt, der aktuell erfahren wird.

[0025] Insbesondere unter Bezug auf die ersten, zweiten und dritten Ventilabschnitte **135, 145** und **155** ist die Lasterfassungsleitung **215** mit den jeweiligen Betätigungsanschlüssen der jeweiligen Kompensationsventile **199** verbunden, die sich in Gegenüberlage zu den jeweiligen Betätigungsanschlüssen befinden, die mit den Zwischenleitungen **230** verbunden sind. Auf Grund der Interaktion der entgegengesetzten Drücke, die an die gegenüberliegenden Betätigungsanschlüsse der jeweiligen Kompensationsventile **199** angelegt sind, neigen die Kompensationsventile dazu, lediglich soweit zu öffnen, wie erforderlich, so dass die in jeder der Zwischenleitungen **230** anliegenden Hydraulikdrücke gleich dem maximalen Hydrauliklastdruck sind (bzw. einem Druck, der sich von diesem maximalen Lastdruck um ein vorbestimmtes Ausmaß unterscheidet, das durch Federkräfte festgelegt ist, die an die Kompensationsventile angelegt sind).

[0026] Da derselbe maximale Hydrauliklastdruck an jedes der Kompensationsventile **199** der ersten drei Ventilabschnitte **135, 145** und **155** angelegt ist, liegt derselbe Lastdruck an jeder der Zwischenleitungen **230** an (unter der Voraussetzung, dass sämtliche Federdrücke in den jeweiligen Kompensationsventilen **199** geeignet gewählt sind). Da sämtliche der jeweiligen Drücke in den Zwischenleitungen **230** gleich sind, sind die Druckdifferenzen zwischen jedem der Paare von ersten Eingangs- und ersten Ausgangsarbeitsanschlüssen **220, 225** der jeweiligen Steuerschieberventile **190** der ersten drei Ventilabschnitte **135, 145** und **155** identisch, obwohl die tatsächlichen Hydrauliklastdrücke an den ersten, zweiten und dritten betätigbaren Einrichtungen **130, 140** und **150** nicht identisch sind. Die jeweiligen Fluidströmungsra-

ten bzw. -durchflüsse durch jedes der jeweiligen Steuerventile **190** hängen nicht von den Druckdifferenzen über diesen Schieberventilen ab, sondern stattdessen lediglich von den Öffnungsquerschnitten der Dosieröffnungen der jeweiligen Ventile, die jeweils durch die physikalischen Positionierungen der Ventile durch die Bedienperson festgelegt sind.

[0027] Wie in [Fig. 2](#) gezeigt, ist in dieser Ausführungsform die Lasterfassungsleitung **215** außerdem mit einem Betätigungsanschluss eines Entladeventils **240** verbunden, wobei die Pumpe **120** außerdem mit dem gegenüberliegenden Betätigungsanschluss dieses Ventils verbunden ist. Eine Grenzdruckfeder **242** legt außerdem Druck an denselben Betätigungsanschluss wie an die Lasterfassungsleitung **215** an. Das Entladeventil **240** weist einen Eingangsanschluss **245** auf, der mit der Pumpe **120** verbunden ist, und einen Ausgangsanschluss **250**, der mit dem Tank **180** verbunden ist. Hydraulikfluid wird dadurch von der Pumpe **120** zu dem Tank **180** immer dann geleitet, wenn der Pumpendruck größer als der höchste Lastdruck plus dem Spielraumdruck ist, der durch die Feder **242** festgelegt ist, so dass der Pumpendruck, der an den Steuerschieberventilen **190** bereitgestellt ist, niemals größer als der höchste Lastdruck plus dem Spielraumdruck ist. In alternativen Ausführungsformen kann eine Pumpe variabler Verdrängung anstelle der Pumpe **120** unveränderlicher Verdrängung und anstelle des Entladeventils **240** verwendet werden. Wie in [Fig. 2](#) gezeigt, ist die Lasterfassungsleitung **215** außerdem mit einem Sicherheitsventil **255** verbunden, das Hydraulikfluid in den Fällen an den Tank **180** ausleitet, in denen der höchste Lastdruck eine maximale Druckhöhe überschreitet, in der gezeigten Ausführungsform 3.000 (amerikanische) Pfund pro Quadratinch.

[0028] Im Gegensatz zu den herkömmlichen Ventilaufbauten erlaubt der Ventilaufbau **110** eine einstellbare Strömungssteuerung unter Bezug auf die mehreren betätigbaren Einrichtungen zusätzlich zu den ersten, zweiten und dritten betätigbaren Einrichtungen **130**, **140** und **150**, die unter Verwendung herkömmlicher Drucknachkompensation gesteuert sind. In der gezeigten Ausführungsform können die vierten und fünften betätigbaren Einrichtungen **160** und **170** unter Verwendung dieses einstellbaren Strömungssteuersystems gesteuert werden. Der siebte Ventilabschnitt **195** umfasst insbesondere, wie gezeigt, ein einstellbares Druckreduzierventil **265** und ein Antriebsbetriebsartwahlventil **260**, das zwischen zwei Betriebsarten wirksam als Schalter arbeitet.

[0029] In einer ersten Betriebsart ist der maximale Lastdruck, der durch die Lasterfassungseinrichtung **215** bereitgestellt wird, durch das Antriebsbetriebsartwahlventil (bei dem es sich um ein Dreiwegewahlventil handeln kann) **260** mit Betätigungsanschlüssen von jedem der Kompensationsventile **199** der je-

weiligen Ventilabschnitte **165** und **175** in Verbindung gebracht, und zwar genau dann, wenn der maximale Lastdruck mittels der Lasterfassungsleitung an die jeweiligen Betätigungsanschlüsse der Kompensationsventile **199** der ersten, zweiten und dritten Ventilabschnitte **135**, **145** und **155** angelegt ist. In der ersten Betriebsart werden dadurch die vierten und fünften Ventilabschnitte **165** und **175** in derselben Weise drucknachkompensiert wie die ersten, zweiten und dritten Ventilabschnitte **135**, **145** und **155** drucknachkompensiert werden. D. h., jede der jeweiligen Leitungen **230**, die die jeweiligen ersten Auslassarbeitsanschlüsse **225** der jeweiligen Steuerschieberventile **190** mit den jeweiligen Kompensationsventilen **199** der jeweiligen vierten und fünften Ventilabschnitte **165** und **175** verbinden, werden unter einem Druck gehalten, der gleich dem höchsten Lastdruck ist, der aktuell durch eine der betätigbaren Einrichtungen **130**, **140**, **150**, **160** und **170** erfahren wird (eingestellt durch beliebige Drücke, die durch Federn in den Kompensationsventilen **199** angelegt sind).

[0030] Wenn das Antriebsbetriebsartwahlventil **260** in eine zweite Betriebsart umgeschaltet wird, typischerweise durch Bedienpersoneingabe, werden die Betätigungsanschlüsse der Kompensationsventile **199** der vierten und fünften Ventilabschnitte **165** und **175** stattdessen über das Antriebsbetriebsartwahlventil **260** mit einem Ausgangsanschluss **270** des einstellbaren Druckreduzierventils **265** verbunden. Ein Eingangsanschluss **275** des einstellbaren Druckreduzierventils **265** ist außerdem mit der Pumpe **120** verbunden. Erste und zweite Betätigungsanschlüsse **280** und **285** der einstellbaren Druckreduzierventile **265** sind jeweils mit dem Ausgangsanschluss **270** und der Lasterfassungsleitung **215** verbunden und eine Feder **290** legt zusätzlich einen Druck auch an zweiten Betätigungsanschluss an. Der an die Betätigungsanschlüsse der Kompensationsventile **199** der vierten und fünften Ventilabschnitte **165** und **175** angelegte Druck ist folglich größer als der höchste Lastdruck, der durch die Lasterfassungsleitung **215** angelegt ist, und zwar um ein Ausmaß, das durch die Einstellung der Feder **290** festgelegt ist, die in bestimmten Ausführungsformen durch die Bedienperson durch Drehen eines Wählrads eingestellt werden kann.

[0031] In der zweiten Betriebsart ist abhängig von der Einstellung eines Wählrads (oder einer anderen Eingabeeinrichtung) durch eine Bedienperson die Druckdifferenz zwischen den ersten Eingangsarbeitsanschlüssen **220** und den ersten Ausgangsarbeitsanschlüssen **225** der Steuerschieberventile **190** der vierten und fünften Ventilabschnitte **165** und **175** geringer als die Druckdifferenzen über den entsprechenden Arbeitsanschlüssen der Schieberventile der ersten, zweiten und dritten Ventilabschnitte **135**, **145** und **155** um ein Ausmaß, das durch die Feder **290** festgelegt ist. Die Druckdifferenzen über jedem der

Steuerschieberventile **190** der vierten und fünften Ventilabschnitte **165**, **175** werden gleichermaßen beeinflusst. Die Menge an Fluidströmung bzw. der Fluiddurchsatz, die bzw. der für die vierten und fünften betätigbaren Einrichtungen **160** und **170** bereitgestellt wird, ist hierdurch geringer, als er anderweitig in der ersten Betriebsart sein würde. D. h., vorausgesetzt, dass die Positionen sämtlicher Schieberventile sämtlicher fünf Ventilabschnitte identisch sind, strömt weniger Fluid zu den vierten und fünften betätigbaren Einrichtungen **160** und **170** als zu den ersten, zweiten und dritten betätigbaren Einrichtungen **130**, **140** und **150**. In einer Ausführungsform wird das einstellbare Druckreduzierventil mit einem 1:1-Öffnungsquerschnittsverhältnis, obwohl andere Verhältnisse möglich sind.

[0032] Um eine minimale Durchfluss- bzw. Strömungseinstellung bzw. eine solche vom Wert null zu erzielen, müssen die Feder **290** und das einstellbare Druckreduzierventil **265** ausreichend Kraft aufweisen, um den Grenzdruck zu überwinden, wodurch dieses in vollständig offener Position verbleibt und Einlassdurchlassdruck zu den Kompensationsventilen **199** überträgt. Wenn dies der Fall ist, sind die Drücke auf beiden Seiten von jedem Kompensationsventil **199** gleich, wobei die Vorspannfeder des Kompensationsventils das Kompensationsventil in geschlossene Stellung drängt, was zu einer minimalen Durchsatz- bzw. Strömungseinstellung bzw. einer solchen mit dem Wert null führt.

[0033] In einer weiteren Ausführungsform besteht die Möglichkeit, das Antriebsbetriebsartwahlventil **260** derart weglassen zu können, dass der Ausgangsanschluss **270** des einstellbaren Druckreduzierventils direkt mit den Kompensationsventilen **199** der Ventilabschnitte **165** und **175** in Verbindung steht, und derart, dass lediglich eine Betriebsart möglich ist. In einer noch weiteren Ausführungsform ist es möglich, dass die minimale Last der Feder **290** derart ist, dass der Ausgangsdruck mit einem gegebenen Prozentsatz des Grenzdrucks (beispielsweise 50% festliegt). Dies verleiht den betroffenen Funktionen einen Zwei-Geschwindigkeitsbetrieb, volle Geschwindigkeit in der ersten Betriebsart (normal COMP-CHEK) und 50% Geschwindigkeit in der zweiten Betriebsart.

[0034] Das Hydrauliksystem **100** von [Fig. 2](#) soll unterschiedliche Hydrauliksysteme repräsentativ wiedergeben, die in unterschiedlichen Maschinen oder anderen Systemen implementierbar sind, einschließlich Maschinen, wie etwa dem Bagger **10** von [Fig. 1](#). Abhängig von der Ausführungsform kann die Anzahl von Ventilabschnitten (d. h., die ersten, zweiten und dritten Ventilabschnitte **135**, **145** und **155**), die eine herkömmliche Drucknachkompensationstechnik nutzen, von den drei gezeigten Ventilen abweichen. Die Anzahl von Ventilabschnitten, wie etwa die vierten und fünften Ventilabschnitte **165**, **175**, die eine ein-

stellbare Strömungs- bzw. Durchsatzsteuerung ermöglichen, können auch von der gezeigten Anzahl um mehr als zwei oder weniger als zwei derartige Ventilabschnitte mit entsprechenden Schieberventilen und Kompensationsventilen abweichen.

[0035] In der Ausführungsform von [Fig. 2](#) handelt es sich bei dem Ventil Aufbau **110** um einen in Abschnitte unterteilten Ventil Aufbau mit mehreren Ventilabschnitten **135**, **145**, **155**, **165**, **175**, **185** und **195**, bei denen es sich um diskrete Bestandteile handelt, die zusammengebaut oder voneinander gelöst werden können, um unterschiedliche Ventil Aufbauten zu bilden. Dessen ungeachtet ist die vorliegende Erfindung auch auf Ventil Aufbauten anwendbar, die einen Einzelblock Aufbau besitzen (beispielsweise solche, bei denen sämtliche Ventilbestandteile in einem einzigen Gussvorgang hergestellt werden). Die Typen von Ventilen, die verwendet werden, können auch abhängig von der Ausführungsform variieren. D. h., die Steuerschieberventile **190** können andere Ventiltypen oder andere Schieberventile in alternativen Ausführungsformen sein, und bei den Kompensationsventilen **199** kann es sich um Schieberventile oder andere Ventiltypen handeln.

[0036] Die durch die vorliegende Erfindung bereitgestellte einstellbare Strömungs- bzw. Durchsatzsteuerung ist insbesondere deshalb nützlich, weil sie eine einstellbare Strömungssteuerung eines Hydraulikfluidstroms zu mehreren betätigbaren Einrichtungen ermöglicht, d. h., selbst zu ausgewählten dieser Einrichtungen. Der Ventil Aufbau **110** erlaubt es dadurch, dass bestimmte betätigbare Einrichtungen (beispielsweise die ersten, zweiten und dritten Einrichtungen **130**, **140** und **150**) mit Hydraulikfluid mit Raten bzw. Durchsätzen versorgt werden, die durch eine erste Fluiddruckdifferenz über jedem der jeweiligen Steuerschieberventile **190** der ersten, zweiten und dritten Ventilabschnitte **135**, **145** und **155** festgelegt werden, und er erlaubt gleichzeitig, dass bestimmte weitere betätigbare Einrichtungen (beispielsweise die vierten und fünften betätigbaren Einrichtungen **160** und **170**) mit Hydraulikfluidströmung versorgt werden, die durch eine zweite Druckdifferenz über jedem der jeweiligen Schieberventile **190** dieser Ventilabschnitte (beispielsweise der vierten und fünften Ventilabschnitte **165** und **175**) festgelegt ist, die durch eine bestimmte Einstellung des einstellbaren Druckreduzierventils **265** festgelegt ist. Der Ventil Aufbau **110** erlaubt es damit, dass eine normale Hydraulikfluidströmung für verschiedene betätigbare Einrichtungen bereitgestellt wird, während eine zweite Fluidströmung geringerer Menge für eine zweite Gruppe von betätigbaren Einrichtungen bereitgestellt wird.

[0037] Dies kann unter unterschiedlichen Umständen hilfreich sein. Beispielsweise in Bezug auf den Bagger **10** können die ersten, zweiten und dritten be-

tätigbaren Einrichtungen **130**, **140** und **150** den Kolben **65**, **70** und **80** entsprechen (oder anderen betätigbaren Einrichtungen, wie etwa einer Grabenaushubeinrichtung, die an dem Bagger angebracht ist, einem Zusatzhydraulikmechanismus oder einem Kippmechanismus), und die vierten und fünften betätigbaren Einrichtungen **160** und **170** können den Hydraulikmotoren entsprechen, die verwendet werden, um die linken und rechten Raupen **30** des Baggers **10** zu bewegen. Auf Grund der einstellbaren Strömungssteuerung vermag eine Bedienperson eine normale Hydraulikfluidströmungssteuerung in Bezug auf sämtliche hydraulisch betätigte Einrichtungen mit Ausnahme der Raupen des Baggers aufrecht zu erhalten, die eine verringert Strömung bzw. einen verkleinerten Durchsatz empfangen. Dies kann unter Umständen hilfreich sein, in denen es erwünscht ist, dass sich der Bagger **10** mit einer langsameren Geschwindigkeit als der normalen Geschwindigkeit bewegt, obwohl sämtliche weiteren Betriebsabläufe normal ablaufen. Da die einstellbare Strömungssteuerung, festgelegt durch die Einstellung des einstellbaren Druckreduzierventils **265**, den Betriebsablauf der Steuerschieberventile **190** von jedem der vierten und fünften Ventilabschnitte **165** und **175** gleichermaßen beeinflusst, führt die einstellbare Strömungssteuerung zur Bereitstellung gleicher Geschwindigkeitsänderungen der jeweiligen linken und rechten Raupen des Fahrzeugs (unter der Annahme, dass die jeweiligen Hebel, die die jeweiligen Stellungen der Schieberventile **190** der jeweiligen Ventilabschnitte **165** und **175** steuern, identisch positioniert sind).

[0038] In [Fig. 3](#) ist ein weiteres Hydrauliksystem **300**, das einen anderen Ventilaufbau **310** verwendet, gezeigt, der eine alternative Ausführungsform der vorliegenden Erfindung nutzt. Wie in der Ausführungsform von [Fig. 2](#) weist der Ventilaufbau **310** erste, zweite, dritte, vierte und fünfte Ventilabschnitte **335**, **345**, **355**, **365** und **375** auf, die jeweils die Betätigung der ersten, zweiten, dritten, vierten und fünften betätigbaren Einrichtungen **330**, **340**, **350**, **360** und **370** steuern, bei denen es sich um Hydraulikkolben/-zylinder, Hydraulikmotoren oder unterschiedliche andere hydraulisch betätigte Einrichtungen handelt. Der Ventilaufbau **310** kann außerdem einen sechsten Ventilabschnitt **385** umfassen, wie nachfolgend erläutert. Obwohl [Fig. 3](#) den Ventilaufbau **310** aus mehreren getrennten Ventilabschnitten **335-385** gebildet zeigt, kann der Ventilaufbau in alternativen Ausführungsformen eine Einzelblockform aufweisen.

[0039] Die ersten, zweiten, dritten, vierten und fünften Ventilabschnitten **335**, **345**, **355**, **365** und **375** steuern speziell die Hydraulikfluidströmung von der Pumpe **320** zu den ersten, zweiten, dritten, vierten und fünften betätigbaren Einrichtungen **30**, **340**, **350**, **360** und **370** und den Fluidrückfluss zu einem Vorratsbehälter oder Tank **380**. Der Ausgang der Pumpe

320 ist durch ein Druckentlastungsventil **315** geschützt. Die Pumpe **320** ist typischerweise entfernt von dem Ventilaufbau **310** angeordnet und durch eine Versorgungsleitung oder einen Versorgungsschlauch **325** mit einem Zufuhrdurchlass **381** verbunden, der sich durch den Ventilaufbau **310** erstreckt (dasselbe trifft typischerweise in Bezug auf den Ventilaufbau **110** von [Fig. 2](#) zu). Bei der Pumpe **320** in dieser Ausführungsform handelt es sich um eine Pumpe variabler Verdrängung, die einen Ausgangsdruck aufweist, der so bestimmt ist, dass es sich bei ihm um die Summe aus dem Druck am Lasterfassungsanschluss **390** plus einem konstanten Druck bzw. einem Spielraum handelt. Der Lasterfassungsanschluss **390** ist mit einem Lasterfassungsdurchlass **395** verbunden, der sich durch die Abschnitte **335-385** des Ventilaufbaus **310** enthält Anschlüsse zur Verbindung des Zufuhrdurchlasses **381** mit der Pumpe **320**, des Vorratsbehälterdurchlasses **400** mit dem Tank **380** und des Lasterfassungsdurchlasses **395** mit dem Lasterfassungsanschluss **390** der Pumpe **320**. Der sechste Ventilabschnitt **385** umfasst außerdem ein Druckentlastungsventil **405**, das übermäßigen Druck in dem Lasterfassungsdurchlass **395** zu dem Tank **380** entlastet. Eine Öffnung **410** stellt außerdem einen Strömungspfad zwischen dem Lasterfassungsdurchlass **395** und dem Tank **380** bereit.

[0040] Jeder der ersten, zweiten und dritten Ventilabschnitte **335**, **345** und **355** arbeitet in Übereinstimmung mit einem zweiten Druckkompensationsmechanismustyp, der sich von demjenigen der Drucknachkompensation unterscheidet, die unter Bezug auf [Fig. 2](#) erläutert ist. In einer Ausführungsform handelt es sich bei diesem zweiten Druckkompensationsmechanismustyp um einen ISO-COMP-Druckkompensationsmechanismus, der hergestellt wird durch Husco International Inc., Pewaukee, Wisconsin, von dem Einzelheiten im auf Wilke lautenden US-Patent Nr. 5890362 offenbart sind, das am 6. April 1999 eingereicht wurde, und auf das hiermit Bezug genommen wird.

[0041] Weiterhin unter Bezug auf [Fig. 3](#) umfasst jeder der ersten, zweiten und dritten Ventilabschnitte **335**, **345** und **355** ein jeweiliges Steuerschieberventil **420**, ein jeweiliges Kompensationsschieberventil **425** und ein jeweiliges zusätzliches Ventilelement **430**. Ähnlich der Ausführungsform von [Fig. 2](#) wird das Hydraulikfluid von der Pumpe **320** über den Zufuhrdurchlass **381** den jeweiligen ersten Eingangsarbeitsanschlüssen **440** von jedem der jeweiligen Steuerschieberventile **420** der Ventilabschnitte **335**, **345** und **355** bereitgestellt. Abhängig von der Positionierung der jeweiligen Steuerschieberventile **420** wird das den jeweiligen ersten Eingangsarbeitsanschlüssen **440** bereitgestellte Fluid seinerseits durch Doseröffnungen in den Steuerschieberventilen den jeweiligen ersten Ausgangsarbeitsanschlüssen **445** der jeweiligen Steuerschieberventile mitgeteilt. Die

ersten Ausgangsarbeitsanschlüsse **445** der jeweiligen Steuerschieberventile **420** sind mit den jeweiligen zweiten Eingangsarbeitsanschlüssen **455** der jeweiligen Steuerschieberventile durch die jeweiligen Kompensationsschieberventile **425** verbunden. Ob Hydraulikfluid zwischen den ersten Ausgangsarbeitsanschlüssen **445** und den zweiten Eingangsarbeitsanschlüssen **455** mitgeteilt wird, hängt von der Positionierung der Kompensationsschieberventile **425** und der zusätzlichen Ventilelemente **430** ab, die, wie im Folgenden angeführt, arbeiten.

[0042] Wie unter Bezug auf den ersten Ventilaufbau **110** von [Fig. 2](#) diskutiert, ist es zur Vermeidung einer überschüssigen Hydraulikfluidströmung zu einer oder einer weiteren der betätigbaren Einrichtungen **330**, **340** und **350** erwünscht, dieselbe Druckdifferenz über jedem der Steuerschieberventile der Ventilabschnitte **335**, **345**, **355** zwischen den jeweiligen ersten Eingangsarbeitsanschlüssen **440** und den ersten Ausgangsarbeitsanschlüssen **445** dieser Ventile aufrecht zu erhalten. In dem Ventilaufbau **310** von [Fig. 3](#) wird dies durch Interaktion der jeweiligen Paar von Kompensationsschieberventilen **425** mit zusätzlichen Ventilelementen **430** der jeweiligen Ventilabschnitte **335**, **345** und **355** erreicht. Das jeweilige Kompensationsschieberventil **425** und das zusätzliche Ventilelement **430** des jeweiligen Ventilabschnitts werden durch eine jeweilige Feder **460** voneinander weg gedrängt und außerdem durch einen jeweiligen Lastdruck **465**. Zusätzlich wird jedes jeweilige Kompensationsschieberventil **425** in Richtung auf sein jeweiliges zusätzliches Ventilelement **430** durch den Hydraulikfluiddruck gedrängt, der ein dem jeweiligen ersten Ausgangsarbeitsanschluss **445** des jeweiligen Steuerschieberventils **420** anliegt und jedes jeweilige zusätzliche Ventilelement **430** wird in Richtung auf das jeweilige Kompensationsschieberventil **425** durch den Druck gedrängt, der am Lasterfassungsanschluss **390** der Pumpe **320** anliegt.

[0043] Auf Grund dieser Konfiguration der Kompensationsschieberventile **425** und der zusätzlichen Ventilelemente **430** werden gleiche Druckabfälle über jedem der Steuerschieberventile **420** der ersten, zweiten und dritten Ventilabschnitte **335**, **345** und **355** wie folgt aufrecht erhalten. Da jedes der zusätzlichen Ventilelemente **430** geöffnet wird, um Druck zu dem Lasterfassungsdurchlass **395** immer dann zu übertragen, wenn der jeweilige, an ihn angelegte Lastdruck **465** größer als der Druck in dem Lasterfassungsdurchlass **395** ist, und da der Pumpendruck, der durch die Pumpe **320** bereitgestellt wird, in Reaktion auf Druckänderung des Lasterfassungsdurchlasses **395** variiert, neigt der Druck des Lasterfassungsdurchlasses **395** dazu, gleich dem höchsten der Lastdrücke **465** zu sein (einschließlich den Lastdrücken, die mit den vierten und fünften betätigbaren Einrichtungen **360** und **370** verbunden sind, wie nachfolgend erläutert). Da auf die jeweiligen Kompensati-

onsschieberventile **425** sowohl durch die jeweiligen Feder **460** wie die jeweiligen Hydrauliklastdrücke **465** eingewirkt wird, neigen die an den jeweiligen ersten Ausgangsarbeitsanschlüssen **445** der jeweiligen Steuerschieberventile **420** aufrecht erhaltenen Drücke dazu, ebenfalls gleich dem höchsten der Lastdrücke zu sein. Die Druckdifferenz zwischen dem ersten Eingangsarbeitsanschluss **440** und dem ersten Ausgangsarbeitsanschluss **445** von jedem der jeweiligen Steuerschieberventile **420** der Ventilabschnitte **335**, **345** und **355** ist derselbe.

[0044] Weiterhin unter Bezug auf [Fig. 3](#) erlaubt der Ventilaufbau **310** außerdem eine einstellbare Strömungssteuerung in Bezug auf das Hydraulikfluid, das für die vierten und fünften betätigbaren Einrichtungen **360** und **370** der vierten und fünften Ventilabschnitte **365** und **375** bereitgestellt wird. Wie in den ersten, zweiten und dritten Ventilabschnitten **335**, **345** und **355** verwendet jeder der vierten und fünften Ventilabschnitte **365** und **375** ein jeweiliges Kompensationsschieberventil **425** und ein jeweiliges Steuerschieberventil **420** mit jeweiligen ersten und zweiten Eingangsarbeitsanschlüssen **440** und **455** und einem jeweiligen ersten Ausgangsarbeitsanschluss **445**. Um eine einstellbare Strömungssteuerung bereit zu stellen, verwenden die Ventilabschnitte **365** und **375** unterschiedliche Bestandteile anstelle der zusätzlichen Ventilelemente **430**. Insbesondere sind jeweilige Rückschlagventile **470** zwischen dem Lasterfassungsdurchlass **395** und jedem der zweiten Eingangsarbeitsanschlüsse **445** der jeweiligen Steuerschieberventile **420** derart in Verbindung gebracht, dass der Lastdruck bzw. die Lastdrücke, der bzw. die mit den vierten und fünften betätigbaren Einrichtungen **360**, **370** verbunden ist bzw. sind, an den Lasterfassungsdurchlass **395** angelegt werden, wenn dieser Druck bzw. diese Drücke die höchsten Lastdrücke sind, die durch eine der betätigbaren Einrichtungen **330**, **340**, **350**, **360** und **370** erfahren werden.

[0045] Ein einstellbares Druckreduzierventil **475** ist zwischen dem Zufuhrdurchlass **381** und den Betätigungsanschlüssen **480** der jeweiligen Kompensationsschieberventile **425** der vierten und fünften Ventilabschnitte **365** und **375** in Verbindung gebracht. Die Betätigungsanschlüsse **480** liegen in Gegenüberlage zu weiteren Betätigungsanschlüssen der Kompensationsschieberventile **425**, die mit den ersten Ausgangsarbeitsanschlüssen **445** verbunden sind. Das einstellbare Druckreduzierventil **475** arbeitet in Reaktion auf Drücke, die an die ersten und zweiten Betätigungsanschlüsse **490** und **495** angelegt sind, die jeweils mit dem Lasterfassungsdurchlass **395** und mit den Betätigungsdurchlässen **480** von beiden Kompensationsschieberventilen **425** verbunden sind. Außerdem wird Druck an den ersten Betätigungsanschluss **490** durch eine Feder **485** angelegt, die einstellbar ist. Auf Grund des Vorhandenseins des einstellbaren Druckreduzierventils **475** ist der Druck, der

an die Betätigungsanschlüsse **470** und folglich an die jeweiligen ersten Ausgangsarbanschlüsse **445** der jeweiligen Steuerschieberventile **420** der vierten und fünften Ventilabschnitte **365** und **375** angelegt ist, gleich dem höchsten Lastdruck plus dem Federdruck. Unter der Voraussetzung derselben Einstellungen für jedes der Steuerschieberventile **420** von jedem der Ventilabschnitte **335**, **345**, **355**, **365** und **375** ist die Hydraulikfluidströmung, die für jede der vierten und fünften betätigbaren Einrichtungen **360** und **370** vorgesehen ist, dieselbe und nicht geringer als diejenige, die an die ersten, zweiten und dritten betätigbaren Einrichtungen **330**, **340** und **350** angelegt ist. In alternativen Ausführungsformen kann das einstellbare Druckreduzierventil **475** mit einem weiteren Ventil ähnlich dem Antriebsbetriebsartwahlventil **260** verbunden werden, um mehrere Betriebsarten zu ermöglichen.

[0046] In [Fig. 4](#) ist eine Querschnittsansicht eines Ventilbestandteils **500** gezeigt, das in jedem der vierten und fünften Ventilabschnitte **365** und **375** von [Fig. 3](#) verwendet werden kann. Der Ventilbestandteil **500** umfaßt insbesondere das Steuerschieberventil **420**, das Kompensationsschieberventil **425** und das Rückschlagventil **470**, die mit dem vierten Ventilabschnitt **365** verbunden sind, und er zeigt außerdem schematisch, wie der Ventilbestandteil **500** mit dem einstellbaren Druckreduzierventil **475** und der vierten betätigbaren Einrichtung **360** verbunden ist. Demnach weist der Ventilbestandteil **500** einen Körper **540** und eine Steuerspule **542** auf, die eine Maschinenbedienperson in reziproken Richtungen in einer Bohrung in einer Richtung in dem Körper durch Betätigung eines (nicht gezeigten) Steuerelements bewegen kann, das daran angebracht ist. Abhängig davon, in welche Richtung die Steuerspule **542** bewegt wird, wird das Hydraulikfluid in Richtung auf die betätigbare Einrichtung **360** durch entweder eine erste Leitung **510** oder eine zweite Leitung **520** geleitet.

[0047] Um Hydraulikfluid in Richtung auf die betätigbare Einrichtungen **360** mittels der ersten Leitung **510** zu leiten, bewegt die Maschinenbedienperson die Steuerspule **542** nach rechts in die in [Fig. 4](#) gezeigte Position. Hierdurch werden Durchlässe geöffnet, die es der Pumpe **320** erlauben, Hydraulikfluid durch den Zufuhrdurchlass **381** in den Körper **540** zu drängen. Aus dem Durchlass **381** durchsetzt das Hydraulikfluid eine Dosieröffnung, die durch einen Satz von Kerben **544** der Steuerspule **542** gebildet ist, einen Zufuhrdurchlass **543** und eine variable Öffnung **546** (siehe auch [Fig. 3](#)), gebildet durch die jeweilige Stellung einer Kompensationsspule **548** und einer Öffnung in dem Körper **540** zu einem Brückendurchlass **550**.

[0048] Im offenen Zustand des Kompensationsschieberventils **425** strömt das Hydraulikfluid durch den Brückendurchlass **550**, einen Kanal **553** der

Steuerspule **542**, durch einen Arbeitsanschlusdurchlass **552**, heraus aus einem Arbeitsanschluss **554** und hinaus durch die erste Leitung **510**. Hydraulikfluid, das von der betätigbaren Einrichtung **360** über die zweite Leitung **520** zurückkehrt, strömt in einen weiteren Ventilaufbauarbeitsanschluss **556**, durch einen Arbeitsanschluss **558**, in die Steuerspule **542** über einen Durchlass **559** und daraufhin in den Vorratsbehälterdurchlass **400**, der mit dem Tank **380** verbunden ist. Um das Fluid in Richtung auf die betätigbare Einrichtung **360** mittels der zweiten Leitung **520** zu leiten, bewegt die Maschinenbedienperson die Steuerspule **542** nach links, wodurch ein in mancher Hinsicht unterschiedlicher Satz von Durchlässen öffnet.

[0049] [Fig. 4](#) zeigt das Rückschlagventil **470** und wie das Rückschlagventil mit dem Kompensationsschieberventil **425** eine Schnittstelle bildet bzw. sich kombinieren lässt, das durch die Kompensationsspule **548** und die Oberfläche einer Bohrung **560** gebildet ist, die die Kompensationsspule umgibt. Insbesondere handelt es sich bei dem Rückschlagventil **470** um ein herkömmliches Rückschlagventil mit einer auf einem Sitz vorgesehener Kugel, wobei eine Kugel **570** in einer Bohrung **564** der Kompensationsspule **548** ruht. Über der Kugel **570** befindet sich ein Durchlass **572**, der über die Bohrung **564** hinaus bis zum Perimeter der Kompensationsspule **548** vorsteht, entlang welcher sich Nuten **574** befinden, die mit dem Lasterfassungsdurchlass **395** verbunden sind (nicht gezeigt). Unter der Kugel befindet sich ein Kanal **576**, der zu dem Brückendurchlass **550** führt, der zurück zu dem Steuerschieberventil **420** führt (insbesondere zu dem zweiten Eingangsanschluss **445**, wie in [Fig. 3](#) gezeigt) und der den Lastdruck trägt, der mit der betätigbaren Einrichtung **360** verbunden ist. In alternativen Ausführungsformen kann das Rückschlagventil derart spanabhebend gebildet sein, dass es extern unter Bezug auf das Kompensationsschieberventil **425** positioniert werden kann.

[0050] [Fig. 4](#) zeigt außerdem schematisch, dass das einstellbare Druckreduzierventil **475** dazu ausgelegt ist, den Pumpendruck von dem Zufuhrdurchlass **381** zu einem Hohlraum **578** über der Kompensationsspule **548** zu übertragen. Insbesondere öffnet das Ventil **475**, wenn die Summe aus den Drücken, die durch die Feder **485** und den Lasterfassungsdurchlass **395** an den ersten Betätigungsanschluss **490** angelegt sind, größer ist als der Druck im Hohlraum **578**, der an den zweiten Betätigungsanschluss **495** angelegt ist. Demnach ist der Hohlraum **578** von dem Durchlass **572** durch einen Stopfen **580** getrennt, der in die Oberseite der Bohrung **564** entlang der Oberseite bzw. dem oberen Ende der Kompensationsspule **548** passt. Die Arbeitsweise des Rückschlagventils **470** unterscheidet sich dadurch von dem Druck, der an die Kompensationsspule **548** mittels des Hohlraums **578** und den Zufuhrdurchlass **543** angelegt ist.

Patentansprüche

1. Vorrichtung zur Bereitstellung einer reduzierten Hydraulikströmung, die zu mehreren betätigbaren Einrichtungen (**130**, **160**) ausgegeben wird, wobei jede der betätigbaren Einrichtungen jeweilige Hydraulikfluidmengen von einer geteilt genutzten Druckquelle (**120**) empfängt, und wobei die jeweiligen Hydraulikfluidmengen, die von den jeweiligen betätigbaren Einrichtungen empfangen werden, im wesentlichen unabhängig von Differenzen jeweiliger Lastdrücke sind, die mit den jeweiligen betätigbaren Einrichtungen verbunden sind, wobei die Vorrichtung aufweist:

eine Lasterfassungsleitung (**215**), die den Lasterfassungsdruck führt, der den größten Lastdruck unter den mehreren betätigbaren Einrichtungen angibt; mindestens einen ersten Ventilabschnitt (**135**), welcher ein erstes Steuerventil (**190**) mit einer variablen Dosieröffnung, die einen Fluidstrom von der Druckquelle (**120**) zu einer der betätigbaren Einrichtungen (**130**) steuert, und ein Kompensationsventil (**199**), das mit der Lasterfassungsleitung (**215**) verbunden ist, zur Aufrechterhaltung einer gewünschten Druckdifferenz über der variablen Dosieröffnung des ersten Steuerventils (**190**) in Abhängigkeit von dem Lasterfassungsdruck umfasst;

ein Drucksteuerventil (**265**) mit einem Ausgangsanschluß (**270**), an dem ein Druck erzeugt wird, der größer ist als der Lasterfassungsdruck; und mindestens einen zweiten Ventilabschnitt (**165**) der ein zweites Steuerventil (**190**) mit einer variablen Dosieröffnung, die einen Fluidstrom von der Druckquelle (**120**) zu einer weiteren der betätigbaren Einrichtungen (**160**) steuert, und ein weiteres Kompensationsventil (**199**), das mit dem Ausgangsanschluß (**270**) des Drucksteuerventils (**265**) gekoppelt ist, zur Aufrechterhaltung einer gegebenen Druckdifferenz über der variablen Dosieröffnung des zweiten Steuerventils in Abhängigkeit von dem Druck an dem Ausgangsanschluß (**270**) umfasst.

2. Vorrichtung nach Anspruch 1, wobei das Drucksteuerventil (**265**) einen ersten Betätigungsanschluß (**280**), der mit dem Ausgangsanschluß (**270**) verbunden ist, und einen zweiten Betätigungsanschluß (**285**) hat, der mit der Lasterfassungsleitung (**215**) verbunden ist.

3. Vorrichtung nach Anspruch 1, wobei ein minimaler Durchfluß mittels einer Feder (**290**) des Drucksteuerventils (**265**) bestimmt wird.

4. Vorrichtung nach Anspruch 3, wobei die Feder (**290**) einstellbar ist.

5. Vorrichtung nach Anspruch 1, des weiteren umfassend ein Betriebsartwahlventil (**260**), das einen ersten Betriebsmodus hat, in dem der Ausgangsanschluß mit dem Kompensationsventil jedes zweiten

Ventilabschnitts verbunden ist, und einen zweiten Betriebsmodus hat, in dem die Lasterfassungsleitung (**215**) mit dem Kompensationsventil jedes zweiten Ventilabschnitts verbunden ist.

6. Vorrichtung nach Anspruch 1, wobei die Druckquelle (**120**) eine Pumpe ist.

7. Vorrichtung nach Anspruch 1, wobei jedes Kompensationsventil (**199**) ein Schieberventil ist.

8. Vorrichtung nach einem der vorherigen Ansprüche 1-7, wobei das Kompensationsventil (**199**) ein Rückschlagventil (**470**) umfasst, das die Strömung eines Hydraulikfluids erlaubt, wenn der Lastdruck der einen betätigbaren Einrichtung (**160**) der größte Lastdruck ist.

9. Vorrichtung nach Anspruch 8, wobei das Rückschlagventil (**470**) innerhalb eines inneren Hohlraums des Kompensationsventils liegt.

10. Vorrichtung nach Anspruch 8, wobei das Rückschlagventil (**470**) außerhalb des Kompensationsventils liegt.

Es folgen 4 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

