



(10) **AT 516316 A2 2016-04-15**

(12) **Österreichische Patentanmeldung**

(21) Anmeldenummer: A 50805/2015 (51) Int. Cl.: **F15B 11/02** (2006.01)
 (22) Anmeldetag: 21.09.2015 **F15B 13/044** (2006.01)
 (43) Veröffentlicht am: 15.04.2016 **B30B 15/16** (2006.01)
F15B 7/00 (2006.01)

(30) Priorität:
 29.09.2014 DE 102014114149.0 beansprucht.
 17.12.2014 DE 102014226236.4 beansprucht.

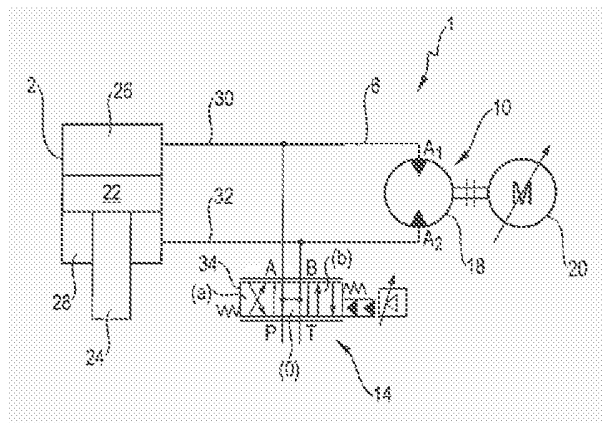
(71) Patentanmelder:
 ROBERT BOSCH GMBH
 70469 STUTTGART (DE)

(72) Erfinder:
 Heidenfelder Rolf
 97840 Hafenlohr (DE)

(74) Vertreter:
 Puchberger, Berger & Partner
 1010 Wien (AT)

(54) **Hydraulische Schaltung und Maschine mit einer hydraulischen Schaltung**

(57) Bei einer hydraulischen Schaltung zur Steuerung einer hydraulisch angetriebenen Maschine (2) sind eine Verdrängersteuerung (10) und eine Ventilsteuerung (14) fluidisch parallel geschaltet. Die Verdrängersteuerung (10) weist eine Hydromaschine (18) mit zwei Anschlüssen (A1, A2) auf, die mit der Maschine (2) jeweils über einen Strömungspfad (30, 32) zur Bildung eines geschlossenen hydraulischen Kreises verbunden sind. Die Ventilsteuerung (14) ist mit der Maschine (2) in einem offenen hydraulischen Kreis verbunden. Es ist vorgesehen, dass die Verdrängersteuerung (10) den Hauptteil der hydraulischen Antriebsleistung und damit der Fluidmenge erbringt, während die Ventilsteuerung (10) Abweichungen von einer vorgegebenen Druck-, Weg- oder Geschwindigkeits-Regelkurve ausgleicht.



Zusammenfassung

Offenbart ist eine hydraulische Schaltung, bei der eine Verdrängersteuerung und eine Ventilsteuerung parallel geschaltet sind. Die Verdrängersteuerung ist mit beiden Anschlüssen an einen Verbraucher angeschlossen wie bei einem geschlossenen Kreis. Die parallele Ventilsteuerung wird als offener Kreis betrieben. Es ist vorgesehen, dass die Verdrängersteuerung den Hauptteil der hydraulischen Antriebsleistung und damit Fluidmenge erbringt, während die Ventilsteuerung gleichzeitig Abweichungen von einer vorgegebenen Druck-, Weg- oder Geschwindigkeits-Regelkurve ausgleicht.

Hydraulische Schaltung und Maschine mit einer hydraulischen Schaltung

Beschreibung

Die Erfindung geht aus von einer hydraulischen Schaltung, zur Steuerung einer hydraulisch angetriebenen Maschine oder zur Steuerung eines hydraulischen Verbrauchers. Des Weiteren betrifft die Erfindung eine Maschine, mit zumindest einem hydraulischen Verbraucher, der über eine hydraulische Schaltung steuerbar ist.

Aus der nachveröffentlichten Druckschrift DE 10 2012 019 665 ist eine hydraulische Schaltung zur Steuerung einer Presse offenbart. Bei dieser handelt es sich beispielsweise um eine Stanzmaschine, um eine Umformmaschine oder um eine Tiefziehmaschine zur Fertigung von Werkstücken, die ein Ober- und ein Unterwerkzeug haben, um auf ein Werkstück eine Presskraft aufzuprägen. Die hydraulische Schaltung weist hierbei eine Verdrängersteuerung und eine Ventilsteuerung auf.

Des Weiteren sind aus dem Stand der Technik hochdynamische Zylindersysteme oder Aktuatoren (Gleichgang oder Differentialzylinder) für Ziehkissenapplikationen oder Stanz-/Nibbelapplikationen bekannt mit denen eine Positions- und Kraftregelung zumindest eines Zylinders erfolgt. Hierfür werden hochdynamische Servo-Ventile zur Regelung eingesetzt, die für große Volumenströme und große Drücke ausgelegt sind und die in Steuerplatten vorgesehen sind. Die Steuerplatten weisen nachteilig einen äußerst großen Bauraumbedarf auf und haben ein hohes, tonnenschweres Gewicht. Die Steuerplatten können direkt an einem zu regelnden Zylinder angeordnet sein. Zur Druckmittelversorgung sind große Hydrospeicher vorgesehen, die üblicherweise direkt an einem die Steuerplatten aufweisenden Steuerblock des Zylinders angeordnet sind. Zum Laden der Hydrospeicher können Versorgungsaggregate mit Druckregelpumpen oder Konstantpumpen mit einem Druckschalter und einem Ladeventil vorgesehen sein. Das Versorgungsaggregat ist fluidisch

und räumlich vom Zylinder und Steuerblock beabstandet ist. Bei dem Versorgungsaggregat handelt es sich um einfach ausgestaltete und einen großen Bauraum aufweisende Motor-Pumpenantriebe mit großen Leistungen (beispielsweise mit einer Leistung von 150 bis 250kW in der Ziehkissenapplikation). Hierfür werden dann einen große Bauraum aufweisende Kühler-Filter-Kreisläufe eingesetzt (beispielsweise mit einer Leistung von 300 bis 500kW in der Ziehkissenapplikation) und Tanks (beispielsweise mit einem Fassungsvermögen von 6000 bis 12000 Liter in der Ziehkissenapplikation). Die Versorgung und Regelung des Zylinders oder der Zylinder erfolgt dann über die Servo-Ventile, die somit, wie obenstehend bereits erläutert, große Volumenströme (Q_{max}) regeln und für große Druckunterschiede (Δp_{max}) ausgelegt sind. Beim Regeln tritt nachteilig eine hohe Verlustleistung auf, die zur Aufheizung des Druckmittels beziehungsweise des Öls führt und außerdem eine schnelle Alterung des Öls bewirkt.

Es ist Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine hydraulische Schaltung zu schaffen, mit der auf vorrichtungstechnisch einfache Weise eine hydraulisch angetriebene Maschine hochdynamisch und mit einer hohen Genauigkeit steuerbar ist und die die genannten Nachteile beseitigt. Des Weiteren ist es Aufgabe der Erfindung, eine hydraulisch angetriebene Maschine mit einer derartigen hydraulischen Schaltung zu schaffen.

Die Aufgabe hinsichtlich der hydraulischen Schaltung wird gelöst gemäß den Merkmalen des Anspruchs 1 und hinsichtlich der hydraulisch angetriebenen Maschine gemäß den Merkmalen des Anspruchs 15.

Sonstige vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind Gegenstand weiterer Unteransprüche.

Erfindungsgemäß ist eine hydraulische Schaltung zur Steuerung einer hydraulisch angetriebenen Maschine, insbesondere einer Presse, insbesondere einer Ziehkissenachse in einer mechanischen Presse, insbesondere einer Stanzachse in einer Nibbelmaschine, vorgesehen. Die Schaltung hat eine Verdrängersteuerung und eine Ventilsteuerung, die fluidisch parallel zueinander angeordnet sind. Die Verdrängersteuerung hat einen Verdränger, insbesondere eine Hydromaschine – die vorzugsweise im Vier-Quadranten-Betrieb einsetzbar ist –, mit zwei Anschlüssen, über die vorzugsweise jeweils Druckmittel zuführbar und abführbar ist. Ein jeweiliger Anschluss der Hydromaschine ist mit der

hydraulisch betriebenen Maschine jeweils über einen Strömungspfad verbunden, womit ein geschlossener hydraulischer Kreis ausbildbar ist. Dagegen ist die Ventilsteuerung mit der Maschine in einem offenen hydraulischen Kreis verbindbar. Somit wird die Ventilsteuerung als offener Kreis betrieben.

Diese Lösung ermöglicht eine hochdynamische energieoptimale Regelung der hydraulisch angetriebenen Maschine. Hat beispielsweise die Maschine einen Zylinder, so kann dieser über die Verdrängersteuerung schnell aus- und eingefahren werden. Durch die parallele Ventilsteuerung kann dann eine aktive genaue Steuerung des Zylinders über den offenen Kreis erfolgen (zu- und abdosen von Volumen/Druck). Da die Ventilsteuerung üblicherweise deutlich kompakter ausgestaltet ist als die Verdrängersteuerung, kann diese auf vorrichtungstechnisch einfache Weise fluidisch gesehen näher beispielsweise an den Zylinder der hydraulisch angetriebenen Maschine angeordnet werden, womit hydraulische Strömungspfade verkürzt sind und zwischen der Ventilsteuerung und der hydraulisch angetriebenen Maschine eine höhere hydraulische Steifigkeit vorliegt, womit wiederum eine Regelgüte erhöht ist. Somit erfolgt durch die hydraulische Steuerung ein optimales Regelverhalten durch Verkürzung der „hydraulischen Federn“.

Mit der erfindungsgemäßen Schaltung ist es somit möglich hochdynamische Zylindersysteme, wie beispielsweise Ziehkissenapplikationen oder Stanz-/Nibbelapplikationen zu betreiben, wobei im Vergleich zum Eingangs erläuterten Stand der Technik eine äußerst kleine Ventilsteuerung eingesetzt werden kann, wodurch Leistungsverluste deutlich reduziert sind. Eine Geschwindigkeit der Applikationen kann beispielsweise zwischen 500 und 1500 mm/s liegen und/oder ein Erreichen einer Maximalgeschwindigkeit der Applikationen kann auf kürzesten Wegen, wie beispielsweise 5 bis 10 mm, erfolgen und/oder ein Erreichen der Maximalgeschwindigkeit der Applikationen kann in kürzesten Zeiten, wie beispielsweise 5 bis 10ms, erfolgen und/oder ein Erreichen einer Maximalkraft der Applikationen kann in kürzesten Zeiten, wie beispielsweise 5 bis 10ms, erfolgen, wobei die Maximalkraft beispielsweise 20, 50, 100, 150 oder 200 Tonnen betragen kann.

Mit der erfindungsgemäßen Schaltung kann, wie vorstehend bereits angeführt, für hochdynamische Zylindersysteme, wie beispielsweise Ziehkissenapplikationen oder Stanz-/Nibbelapplikationen, eine vergleichsweise einen kleinen Bauraum aufweisende

Ventilsteuerung eingesetzt sein. Im Stand der Technik werden Ventile für derartige Applikationen üblicherweise in den Nenngrößen 25, 32, 50 oder 63 eingesetzt. Diese sind erfindungsgemäß nun durch die Verdrängersteuerung ersetzt, die vorzugsweise groß, trägheitsarm und höchst dynamisch ist. Als Hydraulikmotor kann beispielsweise ein Motor der Firma Hägglunds eingesetzt sein, der vorzugsweise 1, 2 oder 5 Liter/Umdrehung fördert. Vorzugsweise ist die Verdrängersteuerung derart ausgelegt, dass sie ein großes Hubvolumen bei geringer Drehzahl aufweist, beispielsweise ergeben etwa 500 Umdrehungen/Minute etwa 2500 Liter/Minute. Derartige vergleichsweise kleine Drehzahlen, also beispielsweise etwa 500 n/min, sind schneller erreichbar, als bisher übliche Drehzahlen von etwa 3000 n/min.

Die erfindungsgemäße Lösung hat des Weiteren den Vorteil, dass die eingangs erläuterten großen für Hochdruck ausgelegten Hydrospeicher beziehungsweise Versorgungsspeicher, die beispielsweise ein Fassungsvermögen von 20 bis 100 Liter aufweisen, ersetzt werden können. Als Ersatz können kleine Hydrospeicher (Hochdruckspeicher) eingesetzt werden, die beispielsweise etwa zwischen 2 bis 4 Liter aufweisen. Ein kleiner Hydrospeicher ist ausreichend, um die Ventilsteuerung – die beispielsweise ein Regel/Servo-Ventil in der Nenngröße 6 oder 10 aufweist – mit Druckmittel aktiv zu versorgen.

Für die Verdrängersteuerung kann ein Hydrospeicher (Vorspannspeicher) zur Herstellung einer Grundversorgung, insbesondere auf der Niederdruckseite, vorgesehen sein, der beispielsweise 4 bis 10 Liter aufweist. Zusätzlich kann eine kleine Druckregel-Pumpe oder Konstant-Pumpe für die Speicherladung vorgesehen sein. Somit werden im Unterschied zum Stand der Technik lediglich zwei vergleichsweise kleine Hydrospeicher – einer für die Verdrängersteuerung und einer für die Ventilsteuerung – eingesetzt. Zur Regelung der Hydrospeicher sind, im Unterschied zum Stand der Technik, nur kleine Pumpen notwendig und somit nur kleine die Pumpen antreibende Elektromotoren mit vergleichsweise geringen Leistungen.

Des Weiteren ist bei der erfindungsgemäßen Lösung vorteilhaft, dass, im Vergleich zum Stand der Technik, aufgrund der vergleichsweise klein ausbildbaren Ventilsteuerung deutlich weniger Energie bei einem maximalen Volumenstrom ($Q_{\max}$) und bei einem maximalen Druckunterschied ($\Delta p_{\max}$) „vernichtet“ wird. Somit kann ein Kühler-Filter-Kreislauf, beispielsweise mit einer Wasserversorgung, deutlich kleiner ausgebildet werden.

Außerdem ist bei der erfindungsgemäßen Lösung vorteilhaft, dass nur noch ein kleiner Tank benötigt wird.

In weiterer Ausgestaltung der Erfindung ist während der Erbringung einer hydraulischen Antriebsleistung der Verdrängersteuerung gleichzeitig mit der Ventilsteuerung eine Abweichung von einer vorgegebenen Druck-Regelkurve und/oder einer Weg-Regelkurve und/oder einer Geschwindigkeits-Regelkurve ausgleichbar. Somit sind mit der Verdrängersteuerung beispielweise große Verstellgeschwindigkeiten und somit große Volumenströme zur Steuerung der hydraulisch angetriebenen Maschine möglich. Zugleich können dann mit der höchst dynamischen Ventilsteuerung insbesondere durch kurze Schalt- und Regelzeiten Regelaufgaben optimal erfüllt werden.

Die Verdrängersteuerung ist vorzugsweise derart ausgelegt, dass sie einen Hauptteil der Antriebsleistung für die hydraulische angetriebene Maschine erbringt.

Die Ventilsteuerung ist vorzugsweise derart ausgelegt, dass sie nicht den Hauptteil der Antriebsleistung für die hydraulische angetriebene Maschine erbringen kann.

Vorzugsweise ist die Hydromaschine derart ausgebildet, dass sie eine vergleichsweise geringe Trägheit und somit eine hohe Dynamik und ein vergleichsweise großes Hubvolumen aufweist. Durch das große Hubvolumen ist diese vorteilhafterweise mit einer vergleichsweise geringen Drehzahl antreibbar. In weiterer Ausgestaltung der Erfindung kann die Hydromaschine von einem Elektromotor angetrieben sein. Dieser ist vorzugsweise derart ausgestaltet, dass er eine vergleichsweise geringe Trägheit und somit eine hohe Dynamik und mit einer vergleichsweise geringen Drehzahl einsetzbar ist. Die Kombination mit der trägheitsarmen und großvolumigen Hydromaschine führt zu einer Verdrängersteuerung, die sehr schnell, mit hoher Dynamik (Taktzahl) und mit einer hohen Geschwindigkeit die hydraulisch angetriebene Maschine steuern kann. Somit kann beispielsweise ein Zylinder der Maschine mit hoher Dynamik und Geschwindigkeit aus- oder eingefahren werden. Eine Änderung einer Drehrichtung der Hydromaschine kann hier ebenfalls äußerst schnell erfolgen. Bei dem Elektromotor handelt es sich beispielsweise um einen hochdynamischen Torquemotor oder Servomotor. Eine derartige Hydromaschine in Kombination mit einem Elektromotor ist beispielsweise aus der nachveröffentlichten Druckschrift

DE 10 2013 221 410 bekannt. In Kombination mit der Ventilsteuerung kann hierdurch eine hochdynamische Regelung der hydraulisch angetriebenen Maschine erfolgen. Für den Elektromotor kann ein „intelligenter“ rückspeisefähiger Antrieb vorgesehen sein (HCS).

Vorzugsweise dient der Elektromotor zur hauptsächlichen Steuerung und eventuell auch zur Regelung der hydraulisch angetriebenen Maschine. Die Ventilsteuerung kann dann ein (Regel/Servo-)Ventil aufweisen, das zusätzlich die Maschine höchst dynamisch aktiv regeln kann und das derart ausgelegt ist, dass sie das ausgleicht, was die Verdrängersteuerung physikalisch und technisch nicht bewirken kann. Eine Nenngröße des Ventils beträgt beispielsweise 6 oder 10.

„Aktiv regeln“ bedeutet vorzugsweise das bis zu dem Maximaldruck aktiv Druckmittel zur Maschine zugeführt und von der Maschine abgeführt wird.

Die Ventilsteuerung hat vorzugsweise ein Regelventil. Dieses kann dann zur Steuerung des offenen Kreises verwendet werden. Das Regelventil ist hierbei vorzugsweise derart ausgelegt, dass es eine hohe Dynamik und eine hohe Genauigkeit hinsichtlich einer zu steuernden Druckmittelmenge aufweist. Somit wird vorteilhafterweise die Ventilsteuerung zur genauen Regelung der hydraulisch angetriebenen Maschine eingesetzt. Des Weiteren kann das Regelventil auf einfache Weise fluidisch äußerst nahe an der hydraulisch angetriebenen Maschine angeordnet werden, da es im Vergleich zur Hydromaschine und dem Elektromotor und im Vergleich zu den eingangs erläuterten Ventilen einen geringen Bauraumbedarf aufweist. Beispielsweise handelt es sich bei dem Regelventil um ein Servo-Regelventil.

Mit Vorteil ist das Regelventil so nahe wie möglich an der hydraulisch angetriebenen Maschine angeordnet. Da die Ventilsteuerung eine äußerst kompakte Größe und somit eine kleine Steuerscheibe bzw. einen kleinen Steuerblock aufweisen, kann sie fluidisch und räumlich näher an die hydraulische Maschine im Vergleich zum Stand der Technik angeordnet werden. Die „hydraulische Feder“ zwischen der Ventilanordnung und der Maschine ist hierdurch äußerst kurz.

Vorzugsweise hat das Regelventil in weiterer Ausgestaltung zwei Arbeitsanschlüsse, einen Druckanschluss und einen Tankanschluss. Die Arbeitsanschlüsse können dann mit der hydraulisch angetriebenen Maschine, beispielsweise jeweils mit einem Arbeitsraum eines

Zylinders verbunden sein. Über einen Ventilschieber des Regelventils kann in ersten Schaltstellungen der erste Arbeitsanschluss mit dem Tankanschluss und der zweite Arbeitsanschluss mit dem Druckanschluss verbindbar sein und in zweiten Schaltstellungen kann der zweite Arbeitsanschluss mit dem Tankanschluss und der erste Arbeitsanschluss mit dem Druckanschluss verbindbar sein. Es ist denkbar, dass das Regelventil dritte Schaltstellungen aufweist, die vorzugsweise zwischen ersten und zweiten Schaltstellungen vorgesehen sind. In den dritten Schaltstellungen kann der Ventilschieber beispielsweise alle Anschlüsse gedrosselt miteinander verbinden, womit die hydraulische angetriebene Maschine beziehungsweise der Zylinder als Sicherheitsmaßnahme druckausgeglichen werden kann. Vorzugsweise ist der Ventilschieber des Regelventils stetig verstellbar.

In weiterer Ausgestaltung der Erfindung ist ein Abschaltventil, das vorzugsweise als Schaltventil ausgestaltet ist, vorgesehen. Mit diesem kann das Regelventil von der Hydromaschine entkoppelbar sein. Vorzugsweise ist das Abschaltventil fluidisch zwischen dem Regelventil und der Maschine angeordnet.

Das Abschaltventil kann zwei Eingangsanschlüsse aufweisen, wobei ein jeweiliger Eingangsanschluss mit einem jeweiligen Arbeitsanschluss des Regelventils verbunden ist. Ferner kann das Abschaltventil zwei Arbeitsanschlüsse haben, die mit der Maschine verbindbar sind.

Mit Vorteil ist an dem Druckanschluss des Regelventils ein Hydrospeicher angeschlossen. Dieser kann derart ausgelegt sein, dass ein benötigter Arbeitsdruck für die hydraulische angetriebene Maschine zur Verfügung stellbar ist. Vorzugsweise handelt es sich bei dem Hydrospeicher um einen Hochdruckspeicher. Der Hydrospeicher kann beispielweise über ein Ablassventil und/oder über ein Druckbegrenzungsventil mit einem Tank verbindbar sein. Des Weiteren kann ein Druckmesser für den Hochdruckspeicher vorgesehen sein.

Alternativ oder zusätzlich zum Hydrospeicher kann an den Druckanschluss des Regelventils eine Hydropumpe angeschlossen sein. Bei der Hydropumpe handelt es sich vorzugsweise um eine Druck-Förderstrom-geregelte Hydropumpe. Vorzugsweise ist ein Rückschlagventil zwischen der Hydropumpe und dem Druckanschluss des Regelventils angeordnet, das in Druckmittelströmungsrichtung hin zum Regelventil öffnet.

In weiterer Ausgestaltung der Erfindung ist eine Vorspannvorrichtung vorgesehen, mit der einer der Strömungspfade oder beide Strömungspfade mit einem vorbestimmten Druck hydraulisch vorspannbar ist beziehungsweise sind. Die Vorspannvorrichtung kann über ein Rückschlagventil mit einem der Strömungspfade verbunden sein oder jeweils über ein Rückschlagventil mit einem jeweiligen Strömungspfad verbunden sein. Das Rückschlagventil öffnet hierbei in einer Druckmittelströmungsrichtung hin zum Strömungspfad. Bevorzugterweise hat die Vorspannvorrichtung einen Hydrospeicher, der an einen oder beide Strömungspfade angeschlossen ist. Der Anschluss erfolgt hierbei über das Rückschlagventil oder die Rückschlagventile. Der Hydrospeicher kann über ein Ablassventil und/oder über ein Druckbegrenzungsventil mit einem Tank verbindbar sein. Zusätzlich ist vorzugsweise ein Druckmesser vorgesehen. Der Hydrospeicher ist in weiterer Ausgestaltung der Erfindung derart ausgelegt, dass ein benötigter Vorspanndruck zur Verfügung stellbar ist, womit es sich bei dem Hydrospeicher vorzugsweise um einen Niederdruckspeicher handelt. Alternativ oder zusätzlich zum Hydrospeicher kann ein Ventil, insbesondere ein Druckredzierungsventil, zur Vorspannung vorgesehen sein. Zum Aufbringen des Vorspanndrucks ist dieses an eine Hydropumpe, insbesondere an eine Konstantpumpe, angeschlossen.

Zum Spülen der hydraulischen Schaltung ist eine Spülvorrichtung vorgesehen, die an zumindest einen Strömungspfad angeschlossen ist und über die Druckmittel aus dem zumindest einen Strömungspfad entlassbar ist. Die Spülvorrichtung kann derart ausgebildet sein, dass ein Einfluss bei einer Druckregelung und/oder Wegregelung und/oder Geschwindigkeitsregelung der Maschine vergleichsweise gering oder vermieden ist. Die Ansteuerung der Spülvorrichtung, also ein Spülvorgang, erfolgt beispielsweise bei einem Werkstückwechsel im Betrieb der Maschine oder wenn der Zylinder „still stehen soll“ in Positionsregelung, womit bei der eigentlichen Werkstückbearbeitung die Spülvorrichtung deaktiviert ist und die Regelung nicht negativ beeinflusst. Die Spülvorrichtung ist mit dem Strömungspfad über eine einstellbare Drossel verbunden. Ist sie an beide Strömungspfade angeschlossen, so ist sie jeweils über eine einstellbare Drossel daran angeschlossen. Des Weiteren hat die Spülvorrichtung ein Spülventil, mit dem eine Druckmittelverbindung zwischen einem oder beiden Strömungspfaden zu einem Tank auf- und zu steuerbar ist. Die Drosseln sind vorzugsweise zwischen den Strömungspfaden und dem Spülventil angeordnet. Das Spülventil kann beispielsweise manuell oder elektromagnetisch oder

hydraulisch betätigbar sein. Denkbar ist auch das Spülventil als Sicherheitsventil zur Druckentlastung einzusetzen.

Vorzugsweise sind die Verdrängersteuerung und die Ventilsteuerung jeweils zweifach abgesichert und überwacht. Es kann in einem oder beiden zur Maschine führenden Strömungspfaden der Verdrängersteuerung und der Ventilsteuerung ein (oder zwei) Sicherheitsventil(e) angeordnet sein. Hierbei kann in einem geschlossenen Zustand des Sicherheitsventils der zugeordnete Strömungspfad gesperrt und in einem geöffneten Zustand des Sicherheitsventils der zugeordnete Strömungspfad geöffnet sein. Ist für einen jeweiligen Strömungspfad ein Sicherheitsventil vorgesehen, so kann bei gesperrten Strömungspfaden durch das Sicherheitsventil die hydraulisch angetriebene Maschine fluidisch gesperrt sein. Das Sicherheitsventil oder ein jeweiliges Sicherheitsventil kann über ein Endschaltventil auf- und zusteuerbar sein. Eigentlich ist hier generell beabsichtigt, dass man auch 2x-mal hintereinander (112,114) die Sicherheitsventile, in beiden Strömungspfaden (68,70) je nach gefordertem Performance-Level oder Sicherheitskategorie, installieren kann und muss!

Die Sicherheitsventile in Kombination mit dem Abschaltventil und/oder mit der dritten Schaltstellung des Regelventils können dann eine zweifache beziehungsweise dreifache Absicherung für die Ventilsteuerung ausbilden.

Die Sicherheitsventile in Kombination mit einer elektrischen Schutzschaltung für die Verdrängersteuerung führen ebenfalls zu einer zweifachen Absicherung. Die Schutzschaltung kann in einem Antrieb der Hydromaschine vorgesehen sein. Die Schutzschaltung sieht beispielsweise eine sichere Antriebsfreigabe des Antriebs der Hydromaschine vor. Des Weiteren kann beispielsweise mit der Schutzschaltung eine Feststellbremse an dem die Hydromaschine antreibbaren Elektromotor steuerbar sein.

Bevorzugterweise ist ein Ventilelement eines jeweiligen Sicherheitsventils, das als Logikventil ausgebildet sein kann, in Schließrichtung über einen ersten Druckraum (Zylinderraum) mit Druckmittel beaufschlagbar und des Weiteren in Öffnungsrichtung über einen zweiten Druckraum (Ringraum) mit Druckmittel beaufschlagbar. Über das jeweilige Endschaltventil kann der erste Druckraum und der zweite Druckraum eines jeweiligen Logikventils wechselweise mit einem Tank oder einer Druckmittelquelle verbindbar sein.

Des Weiteren kann ein Wechselventil mit einem Ausgangsanschluss und zwei Eingangsanschlüssen vorgesehen sein, das den druckhöchsten Eingangsanschluss mit dem Ausgangsanschluss verbindet. An den Ausgangsanschluss kann ein jeweiliges Endschaftventil angeschlossen sein, um den Ausgangsanschluss mit einem der Druckräume eines jeweiligen Logikventils zu verbinden. An dem ersten Eingangsanschluss des Wechselventils kann dann das Vorspannsystem und an den zweiten Eingangsanschluss einer der Strömungspfade angeschlossen sein.

Vorteilhafterweise sind die Strömungspfade über zumindest ein Druckbegrenzungsventil miteinander verbindbar. Bei dem Druckbegrenzungsventil handelt es sich beispielsweise um ein vorgesteuertes Druckbegrenzungsventil mit einer Entlastung. Die Entlastung erfolgt vorzugsweise durch ein Entlastungsventil. In Schließrichtung kann ein Ventilelement des Druckbegrenzungsventils vom Druckmittel des Hydrospeichers der Ventilsteuerung beaufschlagbar sein. In weiterer Ausgestaltung der Erfindung sind die Strömungspfade über zwei Druckbegrenzungsventile verbindbar, die entsprechend vorstehend erläuterten Aspekte ausgebildet sind. Das eine Druckbegrenzungsventil kann hierbei vom Druckmittel im ersten Strömungspfad und das andere Druckbegrenzungsventil vom Druckmittel des zweiten Strömungspfad betätigbar sein.

Mit Vorteil ist ein weiteres Druckbegrenzungsventil vorgesehen, über das ein Strömungspfad oder beide Strömungspfade zu dem Tank entlastbar sind. Dieses kann entsprechend einem oder mehrerer Aspekte der vorbeschriebenen Druckbegrenzungsventile ausgestaltet sein. Mit einem jeweiligen Strömungspfad ist das Druckbegrenzungsventil über ein Rückschlagventil verbunden, die sich jeweils in Druckmittelströmungsrichtung hin zum Strömungspfad schließen.

Erfindungsgemäß hat eine hydraulische angetriebene Maschine einen hydraulischen Zylinder, der von einer Schaltung gemäß einem der vorhergehenden Aspekte gesteuert ist. Es kann ein zweiter hydraulischer Zylinder vorgesehen sein, der ebenfalls von einer Schaltung gemäß einem der vorhergehenden Aspekte gesteuert ist.

Bei dem Zylinder handelt es sich beispielsweise um einen Differential- oder Gleichgangszylinder, wobei bei einem Gleichgangszylinder vorteilhafterweise kein Druckmittelvolumenausgleich erfolgen muss.

Vorteilhafterweise handelt es sich bei der Maschine um eine mechanische Presse und ein Zylinder bildet eine Ziehkissenachse.

Alternativ kann es sich bei der Maschine um eine Nibbelmaschine handeln.

Mehrere Ausführungsbeispiele einer erfindungsgemäßen hydraulischen Schaltung und einer erfindungsgemäßen hydraulisch angetriebenen Maschine sind in den Zeichnungen dargestellt. Anhand der Figuren dieser Zeichnungen wird die Erfindung nun näher erläutert.

Es zeigen

Figur 1 einen Schaltplan einer erfindungsgemäßen hydraulischen Schaltung gemäß einem ersten Ausführungsbeispiel,

Figur 2 einen Schaltplan einer hydraulischen Schaltung gemäß einem zweiten Ausführungsbeispiel,

Figuren 3a bis 3c jeweils einen hydraulischen Schaltplan eines Teils einer hydraulischen Schaltung gemäß einem dritten Ausführungsbeispiel,

Figur 4 und 5 jeweils eine Hubkurve, eine Geschwindigkeitskurve und eine Kraftkurve, die jeweils über eine Zeit aufgetragen sind und einen Betrieb der hydraulischen Schaltung aufzeigen und

Figur 6 einen Schaltplan der erfindungsgemäßen hydraulischen Schaltung gemäß einem weiteren Ausführungsbeispiel.

Gemäß Figur 1 hat eine hydraulisch angetriebene Maschine 1 einen ersten Zylinder 2 und einen zweiten Zylinder 4. Bei der Maschine 1 handelt es sich beispielsweise um eine mechanische Presse, wobei der Zylinder 4 eine Ziehkissenachse bilden kann. Der erste Zylinder 2 wird über eine erste hydraulische Schaltung 6 und der zweite Zylinder 4 über eine zweite im Wesentlichen gleiche hydraulische Schaltung 8 gesteuert. Die hydraulischen Schaltungen 6 und 8 weisen jeweils eine Verdrängersteuerung 10 beziehungsweise 12 und eine Ventilsteuerung 14 beziehungsweise 16 auf. Die Verdrängersteuerung 10, 12 und die

Ventilsteuerung 14, 16 einer jeweiligen Schaltung 6, 8 sind hierbei fluidisch parallel zueinander angeordnet.

Die Ausgestaltung der Schaltungen 6, 8 wird nun im Folgenden anhand der Schaltung 6 des Zylinders 2 näher erläutert. Die Verdrängersteuerung 10 hat eine Hydromaschine 18, die im 4-Quadranten-Betrieb einsetzbar ist. Sie ist dabei derart ausgelegt, dass sie ein großes Hubvolumen und eine geringe Trägheit aufweist. Ferner hat die Hydromaschine 18 zwei Anschlüsse A1, A2. Sie ist mit einer kleinen Drehzahl von einem geregelten Elektromotor 20 antreibbar. Bei diesem handelt es sich um einen Torquemotor mit einer geringen Trägheit. Des Weiteren ist dieser derart ausgelegt, dass er mit einer geringen Drehzahl einsetzbar ist. Durch die geringe Trägheit und den geringen Drehzahlen weist der Torquemotor somit eine hohe Dynamik auf. Die Kombination des Elektromotors 20 mit der Hydromaschine 18, welche entsprechend der vorbeschriebenen Weise ausgelegt sind, führt zu einer Verdrängersteuerung, mit der innerhalb kürzester Zeit hohe Volumenströme umgesetzt werden können, womit ein Kolben 22 des Zylinders 2 mit einer hohen Geschwindigkeit aus- und einfahrbar ist. Des Weiteren können schnelle Richtungsänderungen des Kolbens erfolgen.

Gemäß Figur 1 ist der Kolben 22 einseitig mit einer Kolbenstange 24 verbunden. Der Kolben 22 trennt in dem Zylinder 2 einen ersten Zylinderraum 26 von einem zweiten Zylinderraum 28. Der erste Zylinderraum 26 ist hierbei über einen Strömungspfad 30 mit dem Anschluss A1 und über einen zweiten Strömungspfad 32 mit dem Anschluss A2 der Hydromaschine 18 verbunden. Die Verdrängersteuerung 10 bildet somit mit dem Zylinder 2 einen geschlossenen hydraulischen Kreis.

An die Strömungspfade 30, 32 ist auch die Ventilsteuerung 14 angeschlossen, die somit fluidisch parallel zur Verdrängersteuerung 10 angeordnet ist. Die Ventilsteuerung 14 hat ein stetig verstellbares Regelventil 34 (Servo-Regelventil). Über einen Arbeitsanschluss A ist das Regelventil 34 mit dem Strömungspfad 30 und über einen Arbeitsanschluss B mit dem Strömungspfad 32 verbunden. Des Weiteren ist es über einen Druckanschluss P mit einer Druckmittelquelle und über einen Tankanschluss T mit einem Tank verbunden. In federzentrierten Grundstellungen 0 (dritte Schaltstellung) verbindet ein Ventilschieber des Regelventils 34 die Anschlüsse A, B, P und T miteinander. Ausgehend von den Grundstellungen 0 kann der Ventilschieber des Regelventils 34 in Richtung von ersten

Schaltstellungen a verschoben werden. In diesen wird der Druckanschluss P mit dem Arbeitsanschluss B und der Arbeitsanschluss A mit dem Tankanschluss T verbunden. Wird der Ventilschieber ausgehend von den Grundstellungen 0 entgegengesetzt in Richtung von zweiten Schaltstellungen b verschoben, so wird der Druckanschluss P mit dem Arbeitsanschluss A und der Arbeitsanschluss B mit dem Tankanschluss T verbunden. Das Regelventil 34 ist hierbei derart ausgestaltet, dass es sehr kurze Schalt- und Regelzeiten aufweist. Da die Hydromaschine 18 ein großes Hubvolumen aufweist und somit für den Hauptteil der Antriebsleistung des Zylinders 2 zur Verfügung steht, kann das Regelventil 34 vergleichsweise klein ausgestaltet sein. Es ist somit hochdynamisch betätigbar und weist geringe Schalt- und Regelzeiten auf. Durch den geringen Bauraumbedarf des Regelventils 34 kann es vorrichtungstechnisch flexibel an den Zylinder 2 angeordnet werden und somit auch fluidisch gesehen äußerst nahe am Zylinder 2 vorgesehen sein, was zu einer hohen hydraulischen Steifigkeit und somit zu einer hohen Regelgüte des Zylinders 2 führt. Das Regelventil 34 ist beispielsweise hydraulisch betätigbar.

Bei dem Kolben 22 des Zylinders 2 handelt es sich beispielsweise um einen Oberkolben und bei einem Kolben 36 des Zylinders 4 kann es sich um einen Unterkolben handeln, die zum Bearbeiten eines Werkstücks zusammenwirken.

Gemäß Figur 2 hat eine Maschine 38 einen Zylinder 40, der als Gleichgangzylinder beziehungsweise Oberkolben-Gleichgangzylinder ausgestaltet ist. Des Weiteren hat sie einen Zylinder 42, der ebenfalls als Gleichgangzylinder beziehungsweise Unterkolben-Gleichgangzylinder ausgestaltet ist. Die Zylinder 40, 42 werden jeweils über eine Ventilsteuerung gesteuert, die jeweils in einem Steuerblock 46 beziehungsweise 48 angeordnet sind. Fluidisch parallel zur Ventilsteuerung ist für einen jeweiligen Zylinder 40, 42 eine Verdrängersteuerung 50 beziehungsweise 52 vorgesehen. Die Ventilsteuerung des Steuerblocks 46 und die Verdrängersteuerung 50 sind von einer Leistungselektrik 54 versorgt. Das Gleiche gilt für die Ventilsteuerung des Steuerblocks 48 und der Verdrängersteuerung 52, die über eine Leistungselektrik 56 versorgt sind. Zur hydraulischen Versorgung der Ventilsteuerungen in den Steuerblöcken 46, 48 ist ein hydraulisches Versorgungsaggregat 58 vorgesehen. Zur Ansteuerung des hydraulischen Versorgungsaggregats 58 und der Ventilsteuerungen der Steuerblöcke 46 und 48 ist eine Schaltschrank 60 mit einer Logik- und Kontrolleinheit vorgesehen. Über einem jeweiligen Zylinder 40, 42 kann jeweils eine Masse 62 beziehungsweise 64 verfahren werden.

In Figur 3a ist eine hydraulische Schaltung 65 eines Oberkolbens dargestellt. Der Oberkolben beziehungsweise Zylinder 66 ist als Gleichgangzylinder ausgestaltet. Über einen ersten Strömungspfad 68 ist er mit einem Anschluss A1 der Hydromaschine 18 und über einen zweiten Strömungspfad 70 mit Anschluss A2 der Hydromaschine 18 verbunden. Die Hydromaschine 18 wird hierbei von einem Elektromotor 20 angetrieben. Fluidisch parallel ist die Ventilsteuerung mit dem Regelventil 34 vorgesehen. An den Druckanschluss P ist hierbei über ein Rückschlagventil 72, das sich in Druckmittelströmungsrichtung hin zum Regelventil 34 öffnet, eine verstellbare Hydropumpe 74, siehe Figur 3c, angeschlossen. Zwischen dem Rückschlagventil 72 und dem Regelventil 34 ist ein Hydrospeicher 76 angeschlossen, bei dem es sich um einen Hochdruckspeicher handelt. Dieser ist über ein Druckbegrenzungsventil 78 zu einem Tank 80, siehe Figur 3c, abgesichert. Des Weiteren dem Hydrospeicher 76 ein Ablassventil 82 zum Ablassen von Druckmittel zum Tank 80 zugeordnet.

Die Arbeitsanschlüsse A, B des Regelventils 34 sind über ein als Schaltventil ausgebildetes Abschaltventil 84 mit dem ersten beziehungsweise zweiten Strömungspfad 68, 70 verbunden. Das Abschaltventil 84 hat einen Anschluss X, der mit dem Arbeitsanschluss A des Regelventils 34 verbunden ist und einen Anschluss Y, der mit dem Arbeitsanschluss B des Regelventils 34 verbunden ist. Über einen Arbeitsanschluss A ist das Abschaltventil 84 mit dem zweiten Strömungspfad 70 und über einen Arbeitsanschluss B mit dem ersten Strömungspfad 68 verbunden. In einer ersten Schaltstellung des Abschaltventils 84 sind die Anschlüsse A, B, X und Y voneinander getrennt. In einer zweiten Schaltstellung ist der Arbeitsanschluss A mit dem Anschluss X und der Arbeitsanschluss B mit dem Anschluss Y verbunden. In dieser Schaltstellung ist somit das Regelventil 34 mit seinen Arbeitsanschlüssen A, B mit den Strömungspfaden 70 beziehungsweise 68 verbunden.

Des Weiteren hat die hydraulische Schaltung 65 eine hydraulische Vorspannvorrichtung 86. Diese hat ein Druckreduzierventil 88, das einen Druckanschluss P, einen Tankanschluss T und einen Arbeitsanschluss A hat. An den Druckanschluss P ist eine Konstantpumpe 90, siehe Figur 3c, angeschlossen. Der Tankanschluss T ist mit dem Tank 80 aus Figur 3c verbunden. Zwischen dem Druckanschluss P und der Konstantpumpe 90 ist ein sich hin zum Druckreduzierventil 88 öffnendes Rückschlagventil 92 angeordnet. Über den Arbeitsanschluss A ist das Druckreduzierventil 88 mit dem ersten und zweiten

Strömungspfad 68, 70 verbindbar. Der erste Strömungspfad 68 ist hierbei über ein Rückschlagventil 94 mit dem Arbeitsanschluss A und der zweite Strömungspfad 70 über ein Rückschlagventil 96 mit dem Arbeitsanschluss A verbindbar. Die Rückschlagventile 94, 96 öffnen hierbei jeweils in einer Druckmittelströmungsrichtung weg vom Druckreduzierventil 88. Somit kann über die Konstantpumpe 90 und das Druckreduzierventil 88 die hydraulische Schaltung 65 mit dem Zylinder 66 mit einem Niederdruck vorgespannt werden. Zusätzlich ist der Arbeitsanschluss A mit einem Hydrospeicher 98 in Form eines Niederdruckspeichers verbunden. Dieser ist über ein Druckbegrenzungsventil 100 und einem Ablassventil 102 mit dem Tank 80 aus Figur 3c verbindbar.

Gemäß Figur 3a hat die hydraulische Schaltung 65 zusätzlich eine Spülvorrichtung 104. Diese weist ein Spülventil 106 auf, über das beide Strömungspfade 68, 70 mit dem Tank 80 aus Figur 3c verbindbar sind. Das als Schaltventil ausgebildete Spülventil 106 hat zwei Arbeitsanschlüsse A, B, die mit einem jeweiligen Strömungspfad 70 beziehungsweise 68 verbunden sind. Des Weiteren hat die Spülvorrichtung 104 zwei Tankanschlüsse T, die mit dem Tank 80 verbunden sind. In einer federvorgespannten ersten Schaltstellung eines Ventilschiebers des Spülventils 106 sind alle Anschlüsse voneinander getrennt. In einer zweiten Schaltstellung, die manuell oder elektromagnetisch betätigbar ist, verbindet der Ventilschieber den Arbeitsanschluss A mit dem ersten Tankanschluss T und den Arbeitsanschluss B mit dem zweiten Tankanschluss T. Der Arbeitsanschluss A ist des Weiteren über eine einstellbare Drossel 108 mit dem Strömungspfad 70 verbunden. Das Gleiche gilt für den Arbeitsanschluss B, der über eine einstellbare Drossel 110 mit dem ersten Strömungspfad 68 verbunden ist.

Zur Absicherung der hydraulischen Schaltung 65 beziehungsweise des Zylinders 66 sind ein erstes und zweites Sicherheitsventil 112 beziehungsweise 114 vorgesehen. Bei diesen handelt es sich jeweils um ein Logikventil. Mit dem Sicherheitsventil 112 ist hierbei der erste Strömungspfad 68 auf- und zusteuerbar. Mit dem Sicherheitsventil 114 ist dann der zweite Strömungspfad 70 auf- und zusteuerbar. Im zugesteuerten Zustand der Strömungspfade 68, 70 sind das Regelventil 34, die Hydromaschine 18, die Vorspannvorrichtung 86 und die Spülvorrichtung 104 vom Zylinder 66 getrennt. Die Sicherheitsventile 112, 114 sind identisch ausgestaltet, weshalb im Folgenden der Einfachheit halber nur das in der Figur 3a obere Sicherheitsventil 112 näher erläutert ist. Das als Logikventil ausgebildete Sicherheitsventil 112 ist in üblicher Weise ausgestaltet. Ein Ventilkörper 116 begrenzt einen Zylinderraum

118, über den er in Schließrichtung von einer Federkraft einer Feder und über ein Endschaftventil 120 mit Druckmittel beaufschlagbar ist. Des Weiteren begrenzt der Ventilkörper 116 einen Ringraum 122, über den er in Öffnungsrichtung und entgegen der Federkraft der Feder mit Druckmittel über das Endschaftventil 120 beaufschlagbar ist. Das Endschaftventil 120 hat zwei Arbeitsanschlüsse A, B, einen Tankanschluss T und einen Druckanschluss P. Der Arbeitsanschluss A ist hierbei mit dem Zylinderraum 118 und der Arbeitsanschluss B mit dem Ringraum 122 verbunden. Der Tankanschluss T ist mit dem Tank 80 aus Figur 3c verbunden. Über den Druckanschluss P ist das Endschaftventil 120 an einen Ausgangsanschluss AW eines Wechselventils 124 angeschlossen. Das Wechselventil 124 hat des Weiteren einen ersten Eingangsanschluss E1 und einen zweiten Eingangsanschluss E2. Der Eingangsanschluss E2 ist hierbei mit der Vorspannvorrichtung 86 und dem Speicher 98 hydraulisch verbunden, indem er fluidisch zwischen den Rückschlagventilen 94 und 96 an diese angeschlossen ist. Alternativ ist denkbar den Eingangsanschluss E2 mit dem Hydrospeicher 76 zu verbinden. Der andere Eingangsanschluss E1 ist dagegen an den zweiten Strömungspfad 70 angeschlossen. Der Eingangsanschluss E1 ist somit vorzugsweise mit einem Strömungspfad verbunden, in diesem der Lastdruck beziehungsweise Gewichtsdruck der zu betätigenden Maschine wirkt. Der den höheren Druck aufweisende Anschluss E1 oder E2 wird sodann mit dem Ausgangsanschluss AW und somit mit dem Druckanschluss P des Endschaftventils 120 verbunden. Das Endschaftventil 120 hat einen Ventilschieber, der über eine Ventilschloßfeder in einer ersten Schaltstellung a federvorgespannt ist. In dieser ist der Ringraum 122 des Sicherheitsventils 112 mit dem Tank 80 und der Zylinderraum 118 mit der Druckmittelquelle, also mit dem Strömungspfad 70 oder der Vorspannvorrichtung 86, verbunden. In dieser ersten Schaltstellung a ist somit das Sicherheitsventil 112 geschlossen. Manuell oder elektromagnetisch kann der Ventilschieber des Endschaftventils 120 in eine zweite Schaltstellung b verschoben werden. In dieser ist dann der Zylinderraum 118 mit dem Tank und der Ringraum 122 mit der Druckmittelquelle, also mit dem Strömungspfad 70 oder Vorspannvorrichtung 86, verbunden, womit das Sicherheitsventil 120 geöffnet ist.

Die Strömungspfade 86 und 70 sind gemäß Figur 3a über ein erstes und zweites Druckbegrenzungsventil 124, 126 miteinander verbindbar. Das erste Druckbegrenzungsventil 124 ist hierbei vom Druckmittel im Strömungspfad 70 und das zweite Druckbegrenzungsventil 126 vom Druckmittel im Strömungspfad 68 betätigbar. Bei den Druckbegrenzungsventilen 124, 126 handelt es sich um vorgesteuerte

Druckbegrenzungsventile mit einer Entlastung in Form eines Wegeventils 128. In Schließrichtung ist ein Ventilkörper eines jeweiligen Druckbegrenzungsventils 124, 126 über eine Steuerleitung mit Druckmittel aus dem Hydrospeicher 76 beziehungsweise mit Druckmittel von der Hydropumpe 74, siehe Figur 3c, beaufschlagbar. Über das jeweilige Wegeventil 128 ist das Druckmittel zum Tank entlassbar. Ein weiteres vorgesteuertes Druckbegrenzungsventil 132 mit einer Entlastung ist über ein erstes und zweites Rückschlagventil 134, 136 mit dem ersten Strömungspfad 68 beziehungsweise dem zweiten Strömungspfad 70 verbunden. Die Rückschlagventile 134, 136 öffnen hierbei jeweils in einer Druckmittelströmungsrichtung hin zum Druckbegrenzungsventil 132. Dieses kann eine Druckmittelverbindung zum Tank 80 öffnen. Es ist ebenfalls in Schließrichtung über die Steuerleitung 130 vom Druckmittel des Hydrospeichers 76 beziehungsweise der Hydropumpe 74, siehe Figur 3c, beaufschlagbar und über das Wegeventil 128 entlastbar.

Der Gleichgangzylinder 66 in Figur 3a weist ein Wegmesssystem 138 auf. Des Weiteren ist an einem jeweiligen Zylinderraum des Zylinders 66 ein Druckmesser 140 angeschlossen.

Gemäß Figur 3b ist ein Unterkolben beziehungsweise Zylinder 142 dargestellt. Dieser wird entsprechend dem Zylinder 66 aus Figur 3a mit einer entsprechend der hydraulischen Schaltung 65 ausgestalteten hydraulischen Schaltung gesteuert. Die Zylinder 66 und 142 wirken hierbei zusammen und können ein Teil einer mechanischen Presse mit einer Ziehkissenachse sein.

Gemäß Figur 3c ist ein Aggregat 144 zur Druckmittelversorgung der hydraulischen Schaltungen der Zylinder 66 und 142 aus den Figuren 3a und 3b dargestellt. Die über einen Druck-Förderstromregler verstellbare Hydropumpe 74 ist ausgangsseitig über eine Pumpenleitung 146 über das Rückschlagventil 72 aus Figur 3a mit dem Druckanschluss P des Regelventils 34 verbunden. Die Hydropumpe 74 ist über einen Elektromotor 184 antreibbar. Des Weiteren ist der Elektromotor 148 mit der Konstantpumpe 90 gekoppelt, die über eine Pumpenleitung 150 über das Rückschlagventil 92 auf Figur 3a mit dem Druckreduzierventil 88 verbunden ist. Sowohl die Pumpenleitung 146 als auch die Pumpenleitung 150 sind über ein Druckbegrenzungsventil 152 zum Tank 80 entlastbar. Des Weiteren sind zwei Tankleitungen 154, 156 und eine Leckageleitung 158 mit den Schaltungen 65 der Zylinder 66, 142 aus den Figuren 3a und 3b verbunden. In der

Tankleitung 154 ist eine Kühl- und Filtervorrichtung 160 vorgesehen. Die Tankleitung 154 wird vorzugsweise mit der Spülvorrichtung 104 verbunden.

Im Folgenden, in den Figuren 4 und 5, werden beispielhaft Applikationen mit der erfindungsgemäßen hydraulischen Schaltung erläutert. Wie bereits erläutert, soll die hydraulische Schaltung vorzugsweise für Stanz-Nibbelmaschinen oder Ziehkissensysteme eingesetzt werden, die ein Kraft von 20, 30, 45, 67, 100, 150, 225 Tonnen usw. aufweisen. Hierbei kann es sich beispielsweise um eine Baureihe handeln. Die hydraulische Schaltung kann selbstverständlich auch in weiteren hydraulischen Zylinderachsen eingesetzt werden, die bisher mit äußerst großen Ventilen und großen Speicherständen gefahren/bewegt werden, wobei viel Energie verschwendet/vernichtet und nicht optimal ausgenutzt wird.

Gemäß dem oberen Diagramm in Figur 4 ist ein Hub s über eine Zeit t abgebildet. Die untere Kennlinie 162 zeigt hierbei einen Verlauf des Oberkolbens und die obere Kennlinie 164 einen Verlauf des Unterkolbens. Der Hub s des Oberkolbens weist hierbei etwa einen sinusförmigen Verlauf auf. Er führt hierbei einen Hub h von etwa 100 mm aus. Eine Hubkraft beträgt dann beispielsweise etwa 20 Tonnen. Ein Durchmesser eines Kolbens kann beispielsweise etwa 160 mm und einer Zylinderstange etwa 110 mm betragen. Die in dem Diagramm gezeigten Zeitabschnitte z betragen beispielsweise etwa 1,5 Sekunden. Ein Hub k des Unterkolbens gemäß der Kennlinie 164 beträgt etwa 100 mm, wobei es sich um einen Ziehhub handelt. Ein Durchmesser des Unterkolbens kann etwa 125 mm betragen und ein Durchmesser von dessen Kolbenstange etwa 90 mm.

Das mittlere Diagramm in Figur 4 zeigt den Verlauf einer Geschwindigkeit v über die Zeit t . Die untere Kennlinie 166 stellt hierbei einen Verlauf des Oberkolbens und die obere Kennlinie 168 einen Verlauf des Unterkolbens dar. Das Zeitintervall z beträgt wieder 1,5 Sekunden. Eine maximale Verfahrgeschwindigkeit des Oberkolbens beträgt beispielsweise etwa 600 mm/s (Unterkolben 10 Tonnen). Die Verdrängersteuerung für den Oberkolben kann hierbei beispielsweise mit etwa 400 - 450 Umdrehungen/min angetrieben sein und etwa 100 l/min fördern. Die maximale Geschwindigkeit des Unterkolbens kann ebenfalls etwa 600 mm/s betragen. Die Verdrängersteuerung des Unterkolbens fördert beispielsweise dann etwa 220 l/min und wird mit etwa 200 - 250 Umdrehungen/min angetrieben.

In dem unteren Diagramm in Figur 4 ist eine Kraft F über die Zeit t aufgetragen. Die untere Kennlinie 170 zeigt hierbei einen Verlauf des Oberkolbens und die obere Kennlinie 172 einen Verlauf des Unterkolbens. Das Zeitintervall z beträgt 1,5 Sek. Ein Ziehen 174 erfolgt sowohl beim Unter- als auch beim Oberkolben mit einer Druckdifferenz zwischen den Anschlüssen der jeweiligen Verdrängersteuerung von etwa 200 bar. Der Oberkolben hat dann etwa eine Kraft von 20 Tonnen und der Unterkolben etwa eine Kraft von 10 Tonnen. Der Kurvenabschnitt 176 beim Unterkolben zeigt ein Ausstoßen, das etwa mit 1 Tonne und einer Druckdifferenz von etwa 25 bar erfolgt. Die Dauer beträgt hierbei etwa 200 - 300 ms. Der Abschnitt 178 beim Verlauf des Oberkolbens bei der Kennlinie 170 stellt das Eigengewicht des Kolbens dar.

Die Diagramme gemäß Figur 4 zeigen einen "Draw-cushion-application" Test. Hierbei werden etwa 20 Hübe/min bei einer Verfahrensgeschwindigkeit von etwa 600 mm/s und einem Fördervolumen von etwa 15.000 cm³ ausgebildet.

Gemäß Figur 5 ist ein "punch application" Test dargestellt. Hierbei ist ein Oberkolben vorgesehen, der eine Kraft von etwa 20 Tonnen aufbringen kann. Der Test erfolgt hierbei etwa mit 900 Hüben/min und einer Verfahrensgeschwindigkeit von 600 mm/s sowie einem Fördervolumen von bis zu 100 cm³. Das obere Diagramm in Figur 5 zeigt hierbei den Verlauf des Hubs s über die Zeit t . Eine Kennlinie 180 zeigt hierbei die Doppelhubzeit 182 auf, die bei 4 mm etwa 30 ms, bei 6 mm etwa 35 ms und bei 10 mm etwa 50 ms beträgt. Die Zykluszeit 184 kann dann etwa 60 ms, etwa 70 ms beziehungsweise etwa 110 ms betragen.

Gemäß dem mittleren Diagramm in Figur 5, bei dem die Geschwindigkeit v über die Zeit t aufgetragen ist, kann die Maximalgeschwindigkeit 186 etwa 450 mm/s, etwa 600 mm/s beziehungsweise etwa 650 mm/s betragen. Der Zylinder kann hierbei einen Kolben mit einem Durchmesser von etwa 160 mm und eine Kolbenstange mit einem Durchmesser von etwa 110 mm aufweisen. Ein Volumenstrom kann dann etwa 290 l/min, etwa 380 l/min beziehungsweise etwa 420 l/min betragen und eine Drehzahl etwa 300 Umdrehungen/min, etwa 400 Umdrehungen/min beziehungsweise etwa 450 Umdrehungen/min.

In dem unteren Diagramm in Figur 5 ist dann die Kraft F über die Zeit t dargestellt. Die maximale Kraft kann 20 Tonnen betragen und in einem Zeitintervall 188 von etwa 5 - 10 ms aufgebracht werden. Das Zeitintervall 190 kann etwa 60 ms, etwa 70 ms beziehungsweise

etwa 100 ms betragen. Eine Druckdifferenz bei der Verdrängersteuerung kann etwa 200 bar betragen.

In Figur 6 ist eine alternative Ausgestaltung hinsichtlich einer Anordnung von Sicherheitsventilen dargestellt. Die übrigen hydraulischen Anordnungen werden der Einfachheit halber in Figur 6 nicht gezeigt. Gemäß Figur 6 ist der Gleichgangzylinder 66 dargestellt mit Abschnitten der Strömungspfade 68 und 70. Entsprechend Figur 3a sind zwischen den Strömungspfaden die Druckbegrenzungsventile 124 und 126 angeordnet.

Im Unterschied zur Ausführungsform in Figur 3a sind in dem Strömungspfad 70 zwei Sicherheitsventile 191 und 192 angeordnet. Des Weiteren sind in dem Strömungspfad 68 ebenfalls zwei Sicherheitsventile 194, 196 vorgesehen. Die Sicherheitsventile 191, 192 bzw. 194, 196 eines jeweiligen Strömungspfads 70 bzw. 68 sind fluidisch in Reihe angeordnet. Das heißt, dass der Strömungspfad 68 erst dann geöffnet ist, wenn beide Sicherheitsventile 194 und 196 geöffnet sind. Ist eines dieser Sicherheitsventile 194, 196 geschlossen, so ist auch der Strömungspfad 68 gesperrt. Das Gleiche gilt für den Strömungspfad 70, der dann offen ist, wenn beide Sicherheitsventile 191, 192 geöffnet sind. Ist eines der Sicherheitsventile 191, 192 geschlossen, so ist auch der Strömungspfad 70 gesperrt. Die Sicherheitsventile 191 bis 196 sind entsprechend der Sicherheitsventile 112 und 114 der Figur 3a ausgestaltet und können entsprechend hydraulisch verschaltet sein. Durch die Anordnung von zwei Sicherheitsventile 191, 192, bzw. 194, 196 in einem jeweiligen Strömungspfad 70 bzw. 68 ist die Sicherheit der hydraulischen Schaltung 65 weiter verbessert.

Offenbart ist eine hydraulische Schaltung, bei der eine Verdrängersteuerung und eine Ventilsteuerung parallel geschaltet sind. Die Verdrängersteuerung ist mit beiden Anschlüssen an einen Verbraucher angeschlossen wie bei einem geschlossenen Kreis. Die parallele Ventilsteuerung wird als offener Kreis betrieben. Es ist vorgesehen, dass die Verdrängersteuerung den Hauptteil der hydraulischen Antriebsleistung und damit Fluidmenge erbringt, während die Ventilsteuerung gleichzeitig Abweichungen von einer vorgegebenen Druck-, Weg- oder Geschwindigkeits-Regelkurve ausgleicht.

Bezugszeichenliste

1	Maschine
2	Zylinder
4	Zylinder
6	hydraulische Schaltung
8	hydraulische Schaltung
10	Verdrängersteuerung
12	Verdrängersteuerung
14	Ventilsteuerung
16	Ventilsteuerung
18	Hydromaschine
20	Elektromotor
22	Kolben
24	Kolbenstange
26	Zylinderraum
28	Zylinderraum
30	Strömungspfad
32	Strömungspfad
34	Regelventil
36	Kolben
38	Maschine
40	Zylinder
42	Zylinder
44	Rahmen
46	Steuerblock
48	Steuerblock
50	Verdrängersteuerung
52	Verdrängersteuerung
54	Leistungselektrik
56	Leistungselektrik
58	Versorgungsaggregat
60	Schaltschrank
62	Masse

64	Masse
65	hydraulische Schaltung
66	Gleichgangzylinder
68	Strömungspfad
70	Strömungspfad
72	Rückschlagventil
74	Hydropumpe
76	Hydrospeicher
78	Druckbegrenzungsventil
80	Tank
82	Ablassventil
84	Abschaltventil
86	Vorspannvorrichtung
88	Druckreduzierventil
90	Konstantpumpe
92	Rückschlagventil
94	Rückschlagventil
96	Rückschlagventil
98	Hydrospeicher
100	Druckbegrenzungsventil
102	Ablassventil
104	Spülvorrichtung
106	Spülventil
108	Drossel
110	Drossel
112	Sicherheitsventil
114	Sicherheitsventil
116	Ventilkörper
118	Zylinderraum
120	Endschaltventil
122	Ringraum
124	Druckbegrenzungsventil
126	Druckbegrenzungsventil
128	Wegeventil

130	Steuerleitung
132	Druckbegrenzungsventil
134	Rückschlagventil
136	Rückschlagventil
138	Wegmesssystem
140	Druckmesser
142	Zylinder
144	Aggregat
146	Pumpenleitung
148	Elektromotor
150	Pumpenleitung
152	Druckbegrenzungsventil
154	Tankleitung
156	Tankleitung
158	Leckageleitung
160	Kühl- und Filtervorrichtung
162	Kennlinie
164	Kennlinie
166	Kennlinie
168	Kennlinie
170	Kennlinie
172	Kennlinie
174	Ziehen
176	Abschnitt
178	Abschnitt
180	Kennlinie
182	Doppelhubzeit
184	Zykluszeit
186	maximale Geschwindigkeit
188	Zeitintervall
190	Zeitintervall
191	Sicherheitsventil
192	Sicherheitsventil
194	Sicherheitsventil

196 Sicherheitsventil A1, A2, X, Y Anschluss
A, B Arbeitsanschluss
P Druckanschluss
T Tankanschluss
0 Grundstellungen
a erste Schaltstellungen
b zweite Schaltstellungen
AW Ausgangsanschluss
E1, E2 Eingangsanschluss

Ansprüche

1. Hydraulische Schaltung zur Steuerung einer hydraulisch angetriebenen Maschine (2, 4), wobei eine Verdrängersteuerung (10) und eine Ventilsteuerung (14) fluidisch parallel geschaltet sind, dadurch gekennzeichnet, dass die Verdrängersteuerung (10) eine Hydromaschine (18) mit zwei Anschlüssen (A1, A2) aufweist, die mit der Maschine (2) jeweils über einen Strömungspfad (30, 32) zur Bildung eines geschlossenen hydraulischen Kreises verbindbar sind, und wobei die Ventilsteuerung (14) mit der Maschine (2) in einem offenen hydraulischen Kreis verbindbar ist.
2. Schaltung nach Anspruch 1, wobei bei einer Erbringung einer hydraulischen Antriebsleistung der Verdrängersteuerung (10) mit der Ventilsteuerung (14) gleichzeitig Abweichungen von einer vorgegebenen Druck-Regelkurve und/oder Weg-Regelkurve und/oder Geschwindigkeits-Regelkurve ausgleichbar sind.
3. Schaltung nach Anspruch 1 oder 2, wobei die Ventilsteuerung (14) während einer Anlaufphase und/oder einer Bewegungsphase und/oder einer Bremsphase der Maschine (2, 4) und/oder der Verdrängersteuerung (10) Druckmittel zu- oder abführt.
4. Schaltung nach Anspruch 1, 2 oder 3, wobei die Hydromaschine (18) derart ausgestaltet ist, dass sie eine vergleichsweise geringe Trägheit und ein vergleichsweise großes Hubvolumen aufweist.
5. Schaltung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, wobei die Hydromaschine (18) von einem Elektromotor (20) angetrieben ist, der derart ausgebildet ist, dass er eine vergleichsweise geringe Trägheit und eine vergleichsweise geringe Drehzahl aufweist.
6. Schaltung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei die Ventilsteuerung (14) ein Regelventil (34) hat, das derart ausgelegt ist, dass es eine hohe Dynamik und eine hohe Genauigkeit aufweist.
7. Schaltung nach Anspruch 6, wobei ein Abschaltventil (84) vorgesehen ist, damit das Regelventil (34) von den Strömungspfaden (68, 70) trennbar ist.

8. Schaltung nach Anspruch 6 oder 7, wobei an das Regelventil (34) ein Hydrospeicher (76) angeschlossen ist, der derart ausgelegt ist, dass ein benötigter Arbeitsdruck für die Maschine (2) zur Verfügung stellbar ist.
9. Schaltung nach einem der Ansprüche 6 bis 8, wobei an das Regelventil (34) eine Hydropumpe (74) angeschlossen ist.
10. Schaltung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei eine Vorspannvorrichtung (88) vorgesehen ist, um einen oder beide Strömungspfade (68, 70) mit einem vorbestimmten hydraulischen Druck vorzuspannen.
11. Schaltung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei eine Spülvorrichtung (104) vorgesehen ist, die an zumindest einem Strömungspfad (68, 70) angeschlossen ist und über die Druckmittel entlassbar ist, wobei die Spülvorrichtung (104) derart angesteuert ist, dass ein Einfluss bei einer Druckregelung und/oder Wegregelung und/oder Geschwindigkeitsregelung der Maschine (2) vergleichsweise gering ist oder vermieden ist.
12. Schaltung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei die Verdrängersteuerung (10) und die Ventilsteuerung (34) zweifach abgesichert und überwacht sind.
13. Schaltung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei in einen oder beiden zur Maschine (2) führenden Strömungspfaden (68, 70) der Verdrängersteuerung (10) und/oder der Ventilsteuerung (14) ein Sicherheitsventil (112, 114) oder jeweils mehrere Sicherheitsventile angeordnet ist oder sind, wobei in einem geschlossenen Zustand des Sicherheitsventils (112, 114) oder der Sicherheitsventile der zugeordnete Strömungspfad (68, 70) gesperrt ist und in einem geöffneten Zustand des Sicherheitsventils (112, 114) oder der Sicherheitsventile der zugeordnete Strömungspfad offen ist.
14. Schaltung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei die Verdrängersteuerung (10) über eine elektrische Schutzschaltung abgesichert ist.
15. Hydraulisch angetriebene Maschine mit einem hydraulischen Zylinder (2), der von einer Schaltung (1) gemäß einem der vorhergehenden Ansprüche gesteuert ist.

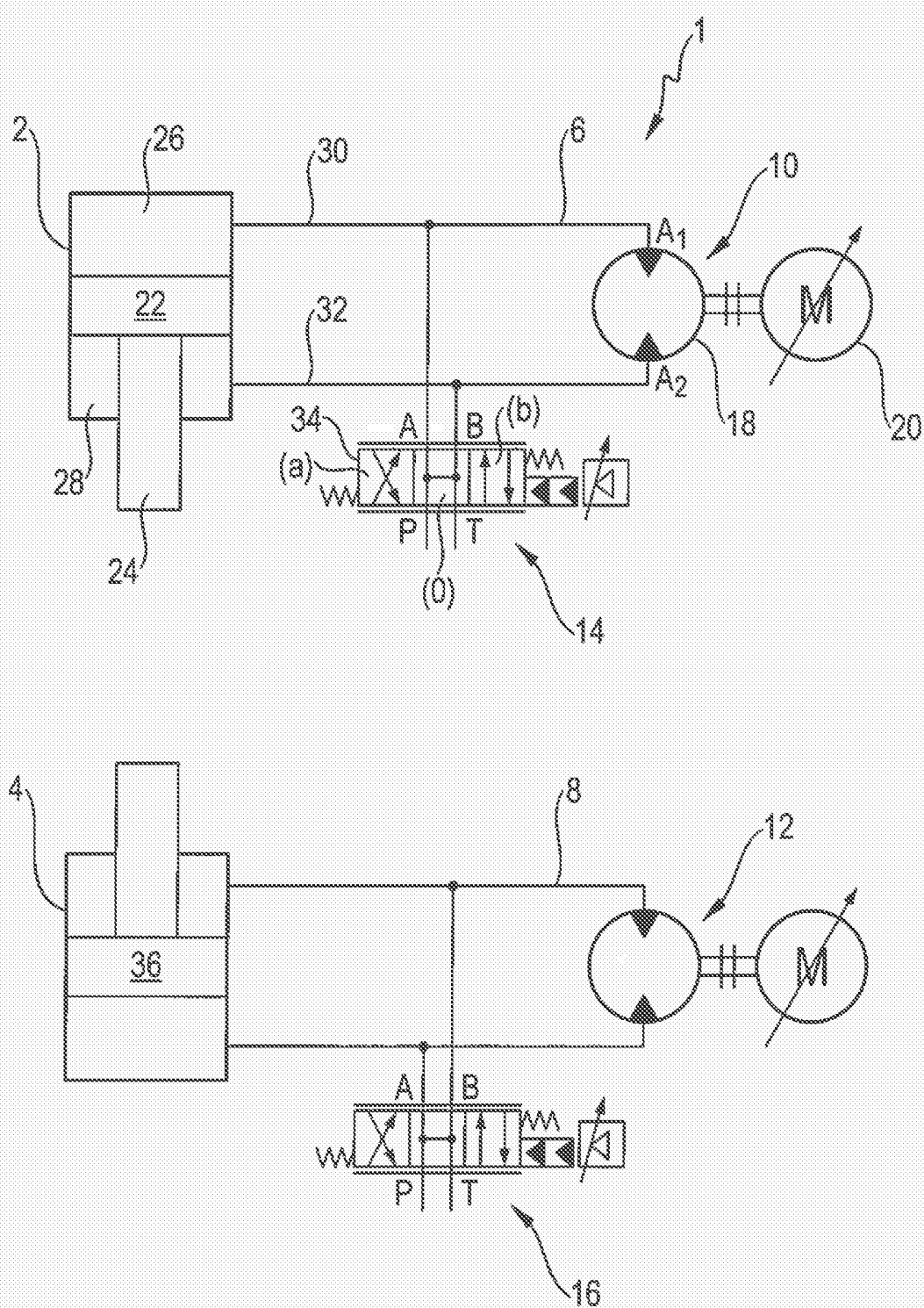


Fig. 1

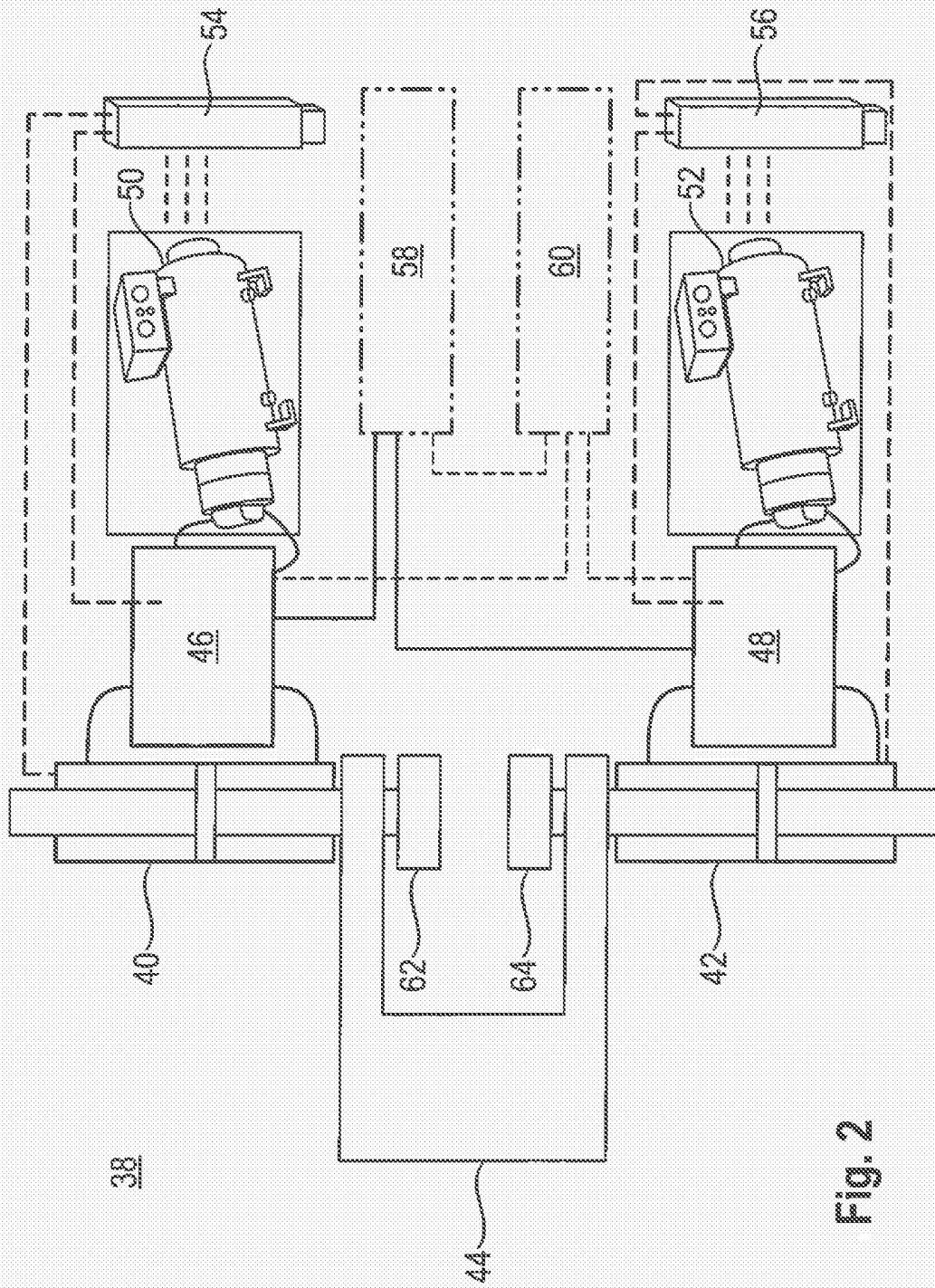


Fig. 2

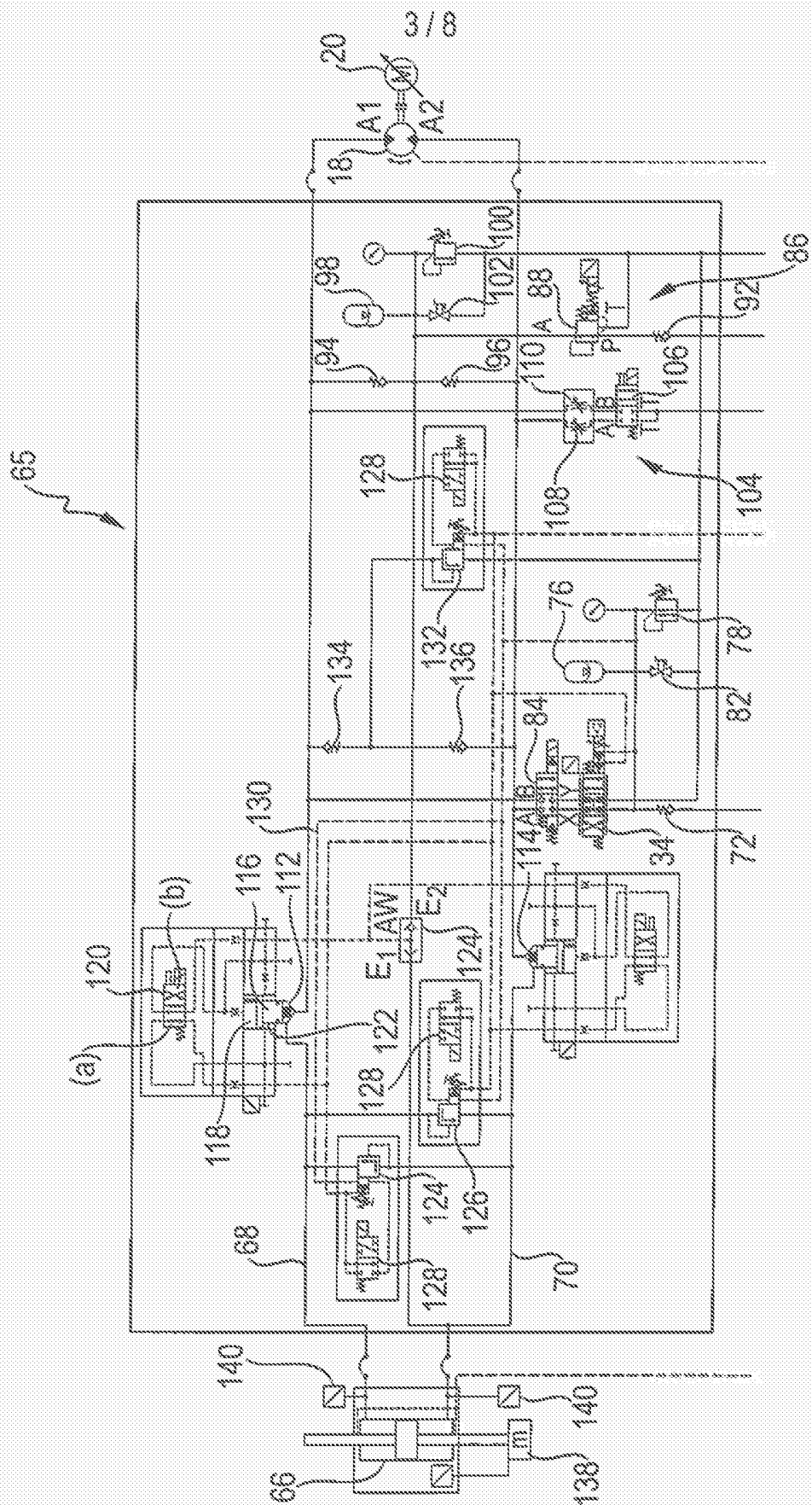


Fig. 3a

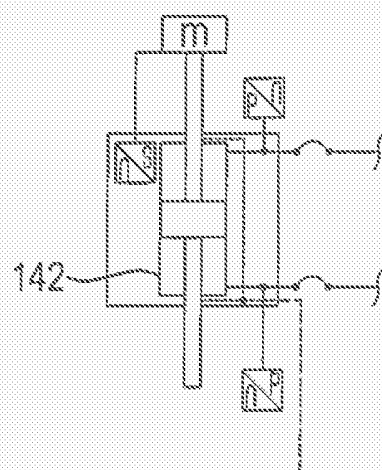


Fig. 3b

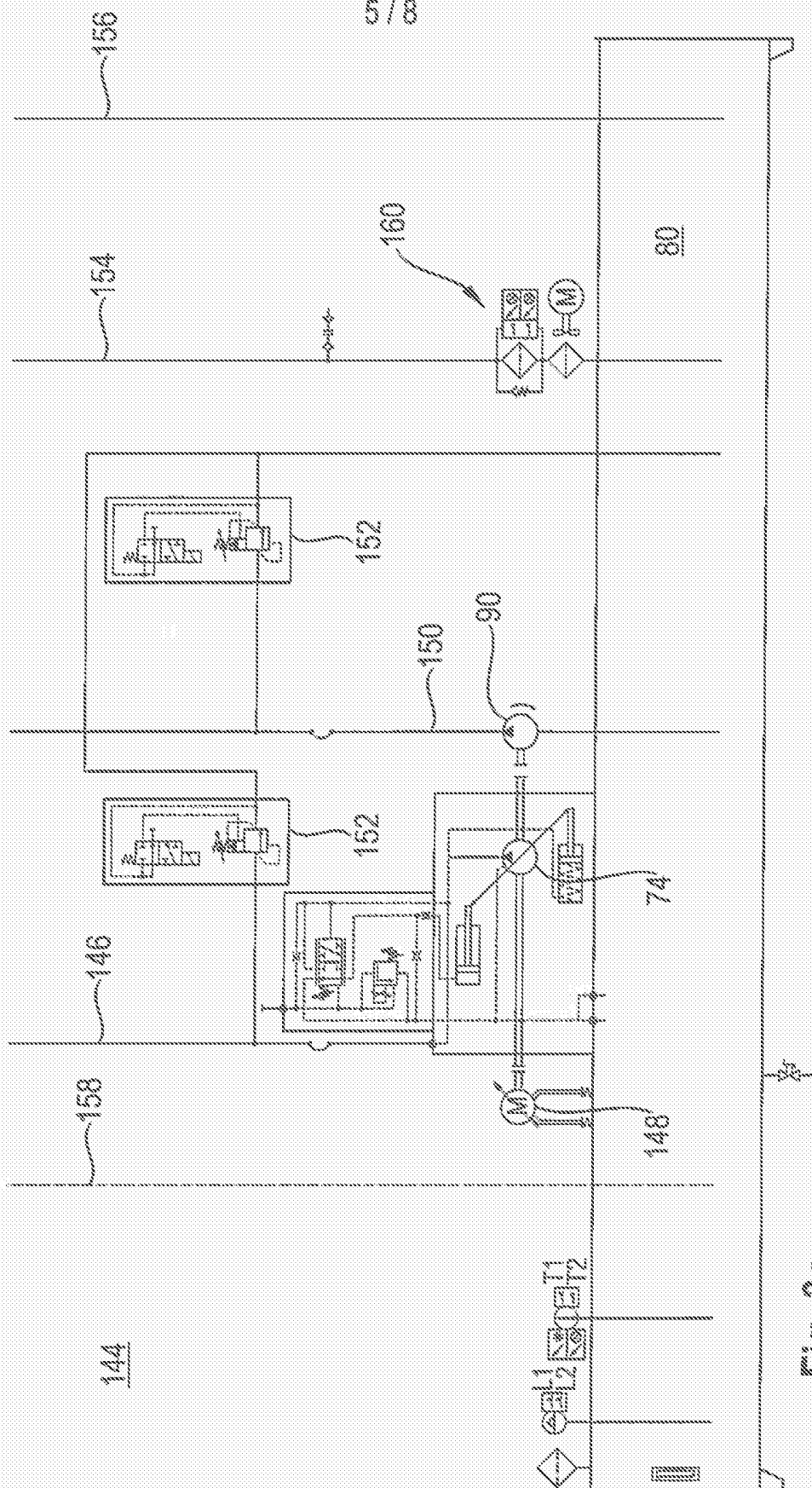


Fig. 4

6/8

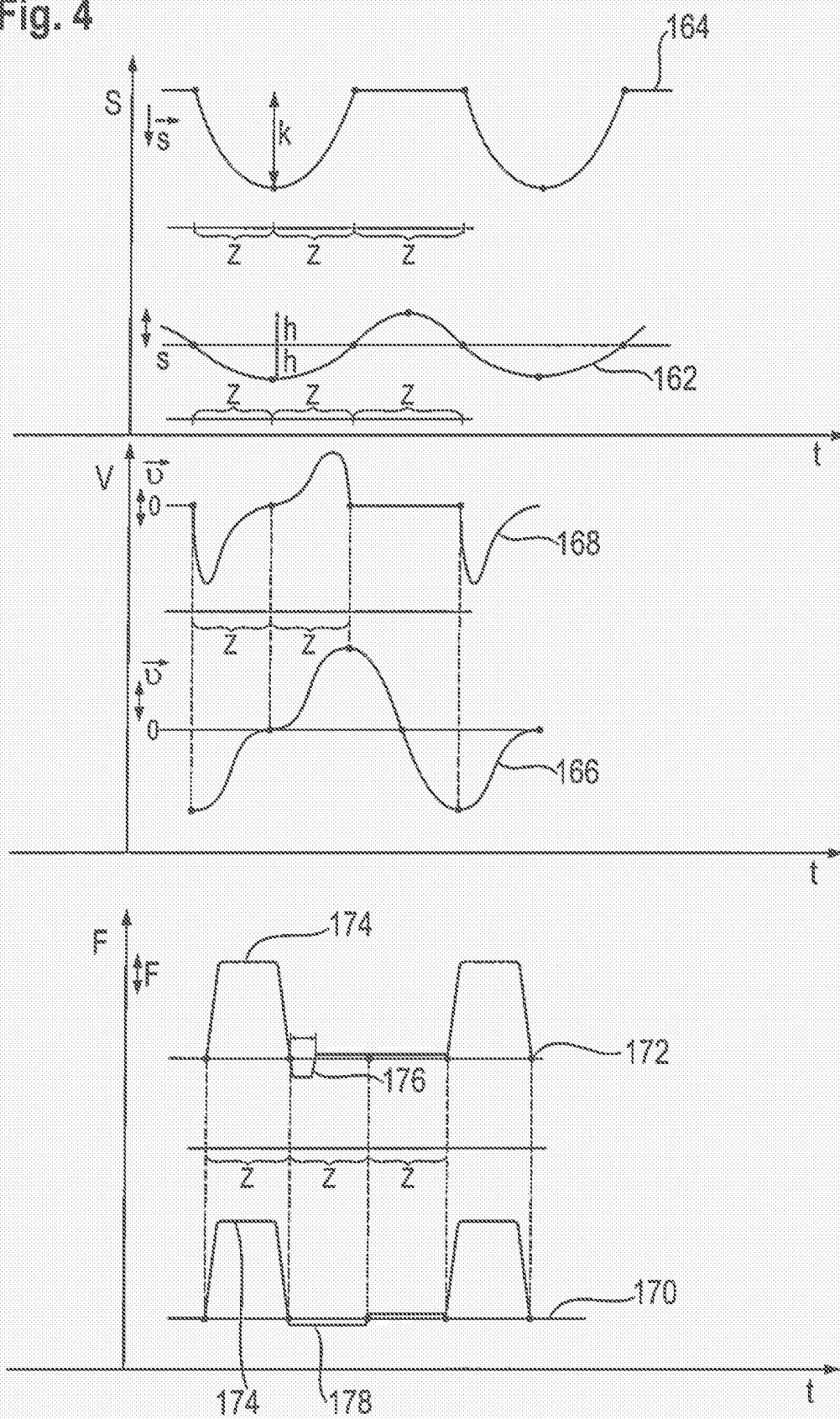
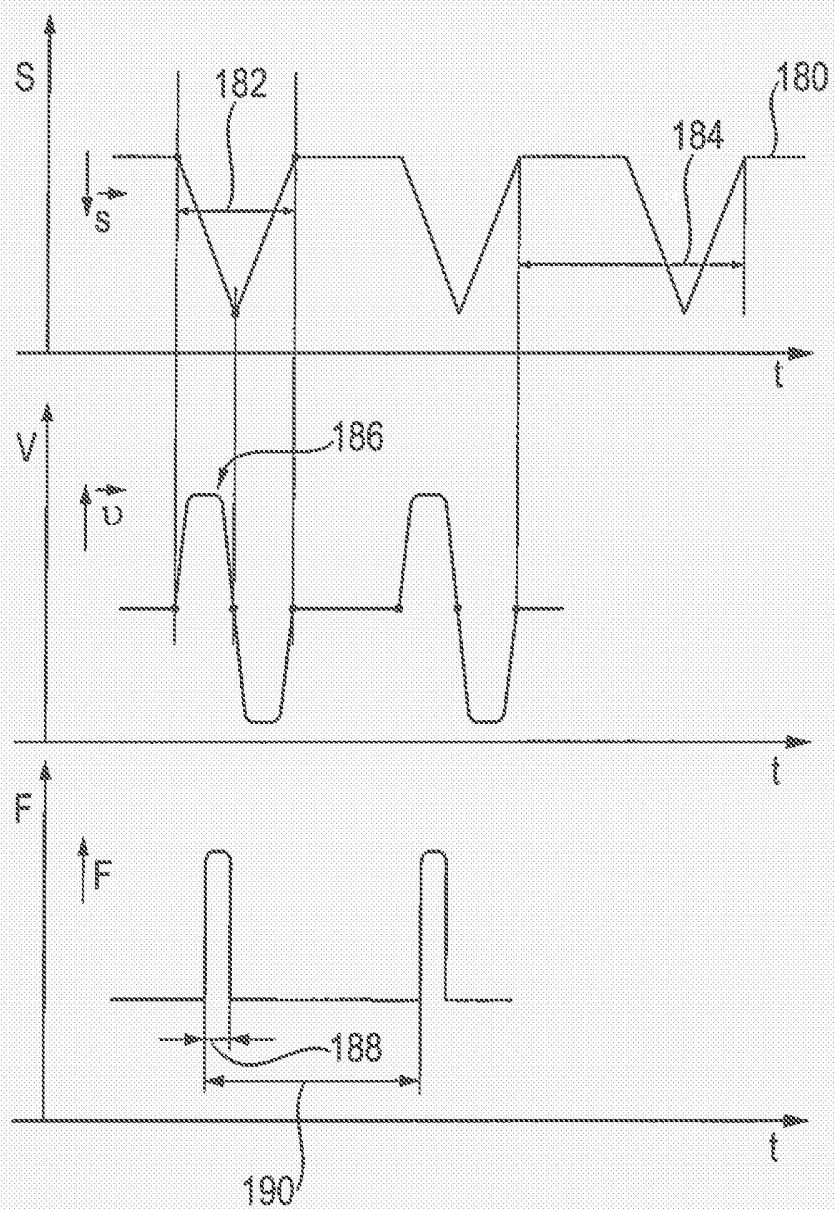


Fig. 5



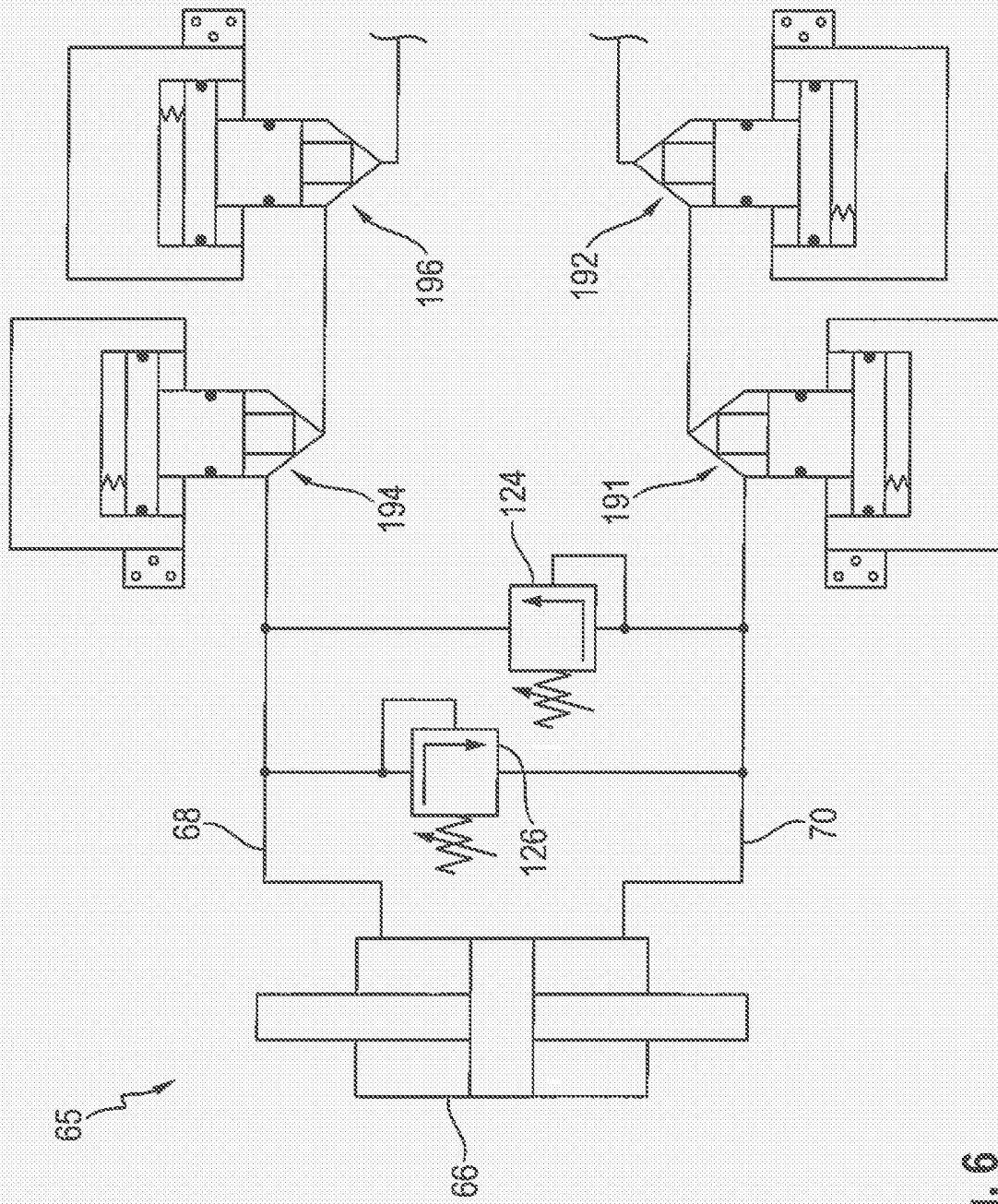


Fig. 6