



(11) **EP 3 523 120 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
22.04.2020 Patentblatt 2020/17

(51) Int Cl.:
B30B 15/16 (2006.01) B30B 15/20 (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **17772687.4**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2017/073886

(22) Anmeldetag: **21.09.2017**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2018/065226 (12.04.2018 Gazette 2018/15)

(54) **ELEKTROHYDRAULISCHE ANTRIEBSEINHEIT**

ELECTRO-HYDRAULIC DRIVE UNIT

GROUPE D'ENTRAÎNEMENT ÉLECTO-HYDRAULIQUE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO PL PT RO RS SE SI SK SM TR

(30) Priorität: **05.10.2016 DE 102016118854**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
14.08.2019 Patentblatt 2019/33

(73) Patentinhaber: **HAWE Altenstadt Holding GmbH**
86972 Altenstadt (DE)

(72) Erfinder:
• **GUTH, Stefan**
86978 Hohenfurch (DE)

• **RAUWOLF, Martin**
86956 Schongau (DE)

(74) Vertreter: **Grosse Schumacher Knauer von Hirschhausen**
Patent- und Rechtsanwälte
Nymphenburger Strasse 14
80335 München (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A2- 2 722 165 DE-A1-102011 116 964
DE-U1-202015 106 161 US-A1- 2010 212 521

EP 3 523 120 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft eine elektrohydraulische Antriebseinheit der im Oberbegriff des Anspruchs 1 angegebenen gattungsgemäßen Art.

[0002] Elektrohydraulische Antriebseinheiten, die - als Linearantriebe ausgeführt - jeweils mindestens eine gesteuert von einer Hydraulikpumpe beaufschlagbare Zylinder-Kolben-Anordnung umfassen und sich insbesondere als Maschinenantriebe eignen, sind in verschiedenen Ausgestaltungen bekannt. Insoweit ist beispielsweise zu verweisen auf die DE 102014005352 A1, DE 1020120013098 A1, DE 102009052531 A1, DE 4036564 A1, DE 102005029822 A1, DE 4314801 A1, WO 2012/112130 A1, WO 2011/003506 A1, EP 103727 A1 und DE 202015106161 U1.

[0003] Auch die DE 10 2011 116 964 A1 offenbart eine elektrohydraulische Antriebseinheit, welche eine Zylinder-Kolben-Anordnung und eine deren Beaufschlagung dienende, mittels eines Elektromotors drehzahlvariabel angetriebene Hydraulikpumpe umfasst. Bei dieser Antriebseinheit ist allerdings für wahlweise Umschaltung zwischen einer Beaufschlagung des kolbenseitigen ersten hydraulischen Arbeitsraums und des kolbenstangenseitigen zweiten hydraulischen Arbeitsraums die Förderrichtung der Hydraulikpumpe umsteuerbar, so dass diese nicht einen definierten Tankanschluss sowie einen definierten Arbeitsanschluss aufweist. Die Leitungsanordnung ist dergestalt ausgeführt, dass in beiden Bewegungsrichtungen des Kolbens der Zylinder-Kolben-Anordnung jeweils Hydraulikflüssigkeit aus dem einen der Arbeitsräume in den anderen Arbeitsraum umpumpt werden kann. Dabei ist weiterhin ein eine Kammer mit verstellbarem Volumen aufweisender Fluidbehälter vorgesehen, wobei ein Volumenverstellelement des Fluidbehälters mechanisch an den Kolben der Zylinder-Kolben-Anordnung gekoppelt ist.

[0004] Eine elektrohydraulische Antriebseinheit der gattungsgemäßen Art ist dabei insbesondere der weiter oben genannten DE 202015106161 U1 entnehmbar. Eines der Charakteristika besteht dabei darin, dass die Hydraulikpumpe mit ihrem Arbeitsanschluss wahlweise auf jeden der beiden hydraulischen Arbeitsräume der - doppeltwirkenden - Zylinder-Kolben-Anordnung geschaltet werden kann. Hierdurch kann der Kolben der Zylinder-Kolben-Anordnung - durch entsprechende Beaufschlagung eines der beiden hydraulischen Arbeitsräume aus der Hydraulikpumpe - aktiv in jede der beiden Bewegungsrichtungen bewegt (bei vertikaler Bewegungsachse abgesenkt wie auch angehoben) werden. Bei einem typischen Einsatz einer solchen elektrohydraulischen Antriebseinheit erfolgt während eines Arbeitszyklus' ein erster Teil der Abwärtsbewegung des Kolbens (der sog. Eilgang) bei geöffnetem Nachsaugventil allein aufgrund Schwerkraft unter Verdrängung von Hydraulikflüssigkeit aus dem zweiten hydraulischen Arbeitsraum in den Tank, wobei die Verdrängung durch die in Bremsbetrieb geschaltete Hydraulikpumpe gebremst wird. Im Anschluss

an eine Umschaltphase, die bei Verwendung der Antriebseinheit in einer Presse typischerweise kurz vor dem Aufsetzen des Werkzeugs auf dem Werkstück abläuft, erfolgen der zweite Teil der Abwärtsbewegung des Kolbens (der sog. Kraftgang) sowie das nachfolgende Halten des Kolbens am unterem Totpunkt unter Beaufschlagung des ersten hydraulischen Arbeitsraumes aus der Hydraulikpumpe in deren Pumpbetrieb, wobei beim Kraftgang Hydraulikflüssigkeit aus dem zweiten hydraulischen Arbeitsraum gegen einen durch eine Druckhalteventil generierten Gegendruck in den Tank verdrängt wird.

[0005] Bei verschiedenen Anwendungen steht der Kolben der Zylinder-Kolben-Anordnung an seinem unteren Totpunkt unter einer erheblichen Spannung. Dies gilt beispielsweise beim Einsatz der jeweiligen elektrohydraulischen Antriebseinheit in einer Richt-, Biege- oder Abkantpresse, bei der das umzuformende Werkstück - je nach seinen Materialeigenschaften und Dimensionen - im unteren Totpunkt des Kolbens auf diesen typischerweise eine hohe, der die Umformung bewirkenden Kolbenbewegung entgegen gerichtete Gegenkraft ausübt. Dementsprechend steht bei solchen Anwendungen der erste hydraulische Arbeitsraum der Zylinder-Kolben-Anordnung am unteren Totpunkt des Kolbens unter einem erheblichen Druck. Um diesen Druck abzubauen, bevor der Kolben - durch Beaufschlagung des zweiten hydraulischen Arbeitsraums - aktiv angehoben wird, ist nach der DE 202015106161 U1 eine sog. Dekompressionsphase vorgesehen, welche sich an die Haltephase anschließt. Hierzu wird - bei unveränderter Verbindung des ersten hydraulischen Arbeitsraums der Zylinder-Kolben-Anordnung mit dem Arbeitsausgang der Hydraulikpumpe - die Dreh- und Durchströmungsrichtung der Hydraulikpumpe, welche in der Umform- und der Haltephase den ersten hydraulischen Arbeitsraum beaufschlagt, umgekehrt. Die Rückströmung von Hydraulikflüssigkeit aus dem ersten hydraulischen Arbeitsraum über die - nun im Bremsbetrieb gefahrene - Hydraulikpumpe zum Tank wird dabei gemäß der DE 202015106161 U1 über eine Strömungsdrössel begrenzt. Das späteste Ende der Dekompressionsphase ergibt sich dabei aus dem Prozess selbst, nämlich spätestens an dem Punkt eines Gleichgewichts der auf den Kolben wirkenden Kräfte (insbesondere Hydraulikkräfte, Gewichtskräfte, Reaktions- bzw. Rückfederkräfte des Werkstücks, Rückstellkräfte der beim Pressen elastisch verformten Maschinenteile), wobei dabei das Werkzeug typischerweise noch auf dem Werkstück aufsteht. Nach erfolgter Dekompression in diesem Sinne erfolgt dann die Umsteuerung der Hydraulik im Sinne einer - das aktive Anheben des Kolbens bewirkenden - Beaufschlagung des zweiten hydraulischen Arbeitsraums durch die wiederum zurück in den Pumpbetrieb geschaltete Hydraulikpumpe.

[0006] Die vorliegende Erfindung hat sich zur Aufgabe gemacht, eine elektrohydraulische Antriebseinheit der gattungsgemäßen Art bereit zu stellen, die sich durch ein weiter verbessertes Betriebsverhalten insbesondere im

Bereich der Bewegungsumkehr des Kolbens der hydraulischen Zylinder-Kolben-Anordnung auszeichnet.

[0007] Gelöst wird die vorstehende Aufgabenstellung gemäß der vorliegenden Erfindung, wie im Anspruch 1 angegeben, durch Ausstattung einer gattungsgemäßen elektrohydraulischen Antriebseinheit mit einem hydraulischen Dekompressionsmodul mit einem Hydraulikspeicher, der über ein Leitungsanordnung mit einem darin angeordneten Lade-/Entladeventil mit dem zweiten hydraulischen Arbeitsraum verbindbar ist. Die erfindungsgemäße elektrohydraulische Antriebseinheit zeichnet sich, mit anderen Worten, dadurch aus, dass in das Hydrauliksystem ein einen Hydraulikspeicher umfassendes Dekompressionsmodul integriert ist, wobei infolge der spezifischen Ausführung des Anschlusses des Hydraulikspeichers an den zweiten hydraulischen Arbeitsraum über ein Lade-/Entladeventil dieser funktional mit der der Zylinder-Kolben-Anordnung koppelbar bzw. von dieser zu trennen ist. Das hydraulische Dekompressionsmodul lässt sich auf diese Weise innerhalb des jeweiligen Arbeitszyklus' gewissermaßen zu- und abschalten.

[0008] Da sich die erfindungsgemäße Antriebseinheit in ganz besonderer Weise als Pressenantrieb eignet, wobei der Kolben ein zur Umformung eines Werkstücks verwendetes, auf und ab bewegbares Werkzeug antreibt, wird die vorliegende Erfindung nachfolgend überwiegend in Bezug auf diese Verwendung erläutert. Eine Beschränkung der Erfindung auf diese Verwendung lässt sich daraus allerdings nicht herleiten.

[0009] Mittels des besagten Lade-/Entladeventils lässt sich die effektive Interaktion des Hydraulikspeichers des hydraulischen Dekompressionsmoduls mit dem zweiten hydraulischen Arbeitsraum auf einen (bevorzugt kleinen) Anteil des Arbeitszyklus' (mehr oder weniger benachbart dem unteren Totpunkt des Kolbens) beschränken, so dass während des überwiegenden Anteils des jeweiligen Arbeitszyklus' der Hydraulikspeicher von dem zweiten hydraulischen Arbeitsraum getrennt ist. Die nach dem Zuschalten des Dekompressionsmoduls (durch Öffnen des Lade-/Entladeventils) bei der weiteren Annäherung des Kolbens an den unteren Totpunkt aus dem zweiten hydraulischen Arbeitsraum verdrängte Hydraulikflüssigkeit wird über die Leitungsanordnung in den Hydraulikspeicher des Dekompressionsmoduls hinein verschoben. Der Punkt der effektiven Zuschaltung des hydraulischen Dekompressionsmoduls bei der Abwärtsbewegung des Kolbens wird dabei bevorzugt so gewählt, dass die in dem Hydraulikspeicher des Dekompressionsmoduls gespeicherte hydraulische Energie und das Volumen an gespeicherter Hydraulikflüssigkeit ausreicht, um den Kolben während der (einen aktiven "Rückhub-Schleichgang" einschließenden) Dekompressionsphase so weit anzuheben, dass zwischen Werkzeug und Werkstück kein Kontakt mehr besteht.

[0010] Die für die vorliegende Erfindung charakteristische Einbindung eines Hydraulikspeichers in das übrige Hydrauliksystem gestattet insbesondere, die Druckverhältnisse in den beiden hydraulischen Arbeitsräumen der

Zylinder-Kolben-Anordnung und die Bewegung des Kolbens in der besonders kritischen Phase des Druckabbaus in dem ersten hydraulischen Arbeitsraum und der einsetzenden Rückbewegung des Kolbens von der Interaktion mit einem umgeformten Werkstück oder dergleichen zu entkoppeln, indem bei dem besagten Druckabbau in dem ersten hydraulischen Arbeitsraum und der einsetzenden Rückbewegung des Kolbens nicht eine durch das umzuformende Werkstück oder dergleichen in dem Kolben induzierte Kraft die entscheidende Größe ist, sondern vielmehr der in dem zweiten hydraulischen Arbeitsraum durch das Dekompressionsmodul induzierte Hydraulikdruck. Auf diese Weise lassen sich unter anderem eine gute Reproduzierbarkeit des Arbeitszyklus' sowie eine für das Werkstück besonders schonende Verfahrensführung erreichen. Von herausragender Bedeutung für die erzielbaren besonders günstigen Ergebnisse sind synergetische Effekte mehrerer in Kombination zusammenwirkender Einflüsse. So muss im Bereich des Übergangs vom Kraftgang über die Haltephase am unteren Totpunkt zum beginnenden Rückhub des Kolbens die Hydraulikpumpe nicht vom ersten auf den zweiten hydraulischen Arbeitsraum umgeschaltet werden; sie bleibt vielmehr durchgängig mit dem ersten hydraulischen Arbeitsraum verbunden und reduziert zunächst allein (ruckfrei und stetig) die Drehzahl im Pumpbetrieb und geht sodann unter Umkehrung der Drehrichtung zum Bremsbetrieb über. Auch Schaltventile werden in dieser kritischen Phase nicht umgeschaltet, so dass auch durch Umschaltvorgänge der Schaltventile induzierte Unstetigkeiten vermieden werden. Der Rückhub des Kolbens in der Dekompressionsphase ist im Übrigen nicht durch das elastische Rückfedern des Werkstücks und der beim Pressen elastisch verformten Maschinenteile bestimmt und begrenzt; vielmehr gibt das Dekompressionsmodul das Maß des Rückhubs des Kolbens in der Dekompressionsphase vor. So kann in der Dekompressionsphase, die je nach individueller Ausführung des Zyklus' somit auch einen "Rückhub-Schleichgang" darstellen kann, mittels des Dekompressionsmoduls der Kolben kontinuierlich, stetig und ruckfrei (aktiv) so weit angehoben werden, dass keinerlei Kontakt mehr zwischen Werkzeug und Werkstück besteht. Unstetigkeiten, wie sie - durch verschiedene Schaltvorgänge - notwendigerweise dann beim Übergang auf das aktive Anheben des Kolbens im Eilgang (unter Beaufschlagung des zweiten hydraulischen Arbeitsraums aus der Hydraulikpumpe im Pumpbetrieb) auftreten, können sich auf diese Weise nicht nachteilig auf das Werkstück auswirken. Und da in jenem Bremsbetrieb in der "Dekompressionsphase" die Hydraulikpumpe mit dem ersten hydraulischen Arbeitsraum verbunden bleibt, dessen wirksame Kolbenfläche regelmäßig um ein Vielfaches größer ist als die wirksame Kolbenfläche des zweiten hydraulischen Arbeitsraums, ist zudem eine besonders feinfühlige Bewegungsführung des Kolbens möglich, entschieden feinfühlicher als im Rückhub unter aktiver Beaufschlagung des zweiten hydraulischen Arbeitsraums aus der Hydraulikpumpe.

Durch Reduzierung des Einflusses der Rückwirkungen (z. B. Rückfedern) eines ungeformten Werkstücks oder dergleichen in der Dekompressionsphase lässt sich ferner ein hochgradig stetiger Kraft- und Bewegungsverlauf dieser Phase erreichen.

[0011] All diese vorstehend erläuterten positiven Effekte sind für verschiedene Anwendungen der hier in Rede stehenden elektrohydraulischen Antriebseinheit von ganz erheblichem Vorteil und Nutzen. Namentlich lassen sich unter Verwendung von erfindungsgemäßen Antriebseinheiten auch Pulverpressen konzipieren, bei denen der Grünling im Anschluss das Pressen besonders schonend behandelt wird, so dass sich eine besonders geringe Fehler- und Ausschussquote erreichen lässt. Aufgrund ihrer herausragenden charakteristischen Vorteile eignet sich die vorliegende Erfindung ebenfalls sehr gut zum Einsatz bei Abkantpressen für sensorgeregeltes Biegen. Denn für den Nachbiegezyklus, der im Anschluss an die erste, aufgrund errechneter Werte für den Stempel erfolgte Abkantung gefahren wird und - nach dem vollständigen Abheben des Stempels von dem Werkstück - eine messtechnische Erfassung von des Werkstück-Istmaßes sowie Ermittlung der erforderlichen Zustellung des Stempels umfasst, ist der in Anwendung der Erfindung mögliche stetige und ruckelfreie aktive Dekompressionshub bis zum vollständigen Abheben des Werkzeugs vom Werkstück bzw. noch darüber hinaus ideal. Dies gilt erkennbar auch beim Durchfahren mehrerer Nachbiegezyklen im "Pendelbetrieb". Bei Umformprozessen, die infolge der spezifischen Werkstückgeometrie unter Einsatz von Biegehilfen erfolgen, erweist sie die vorliegende Erfindung ebenfalls als außerordentlich nützlich; denn die volle Bahnkontrolle bei der aktiven Dekompression ermöglicht eine kontrollierte Übergabe des Werkstücks an die Biegehilfe.

[0012] Bei typischen Anwendungsfällen der Erfindung kann das Zuschalten des Dekompressionsmoduls über das Lade-/Entladeventil in der ohnehin vorhandenen Umschaltphase am Ende des - im Bremsbetrieb gefahrenen - Eilgangs (s. o.) erfolgen. Dies ist günstig im Hinblick auf die Möglichkeit einer zeitlich koordinierten Absperrung der Leitungsverbindung des zweiten hydraulischen Arbeitsraums zum Tank. Indessen ist dergleichen nicht zwingend; denn je nach dem individuellen Arbeitszyklus bietet ggf. auch eine spätere Zuschaltung des Dekompressionsmoduls erst während des Kraftgangs des Kolbens Vorteile. Eine Beschränkung des effektiven Zuschaltung des Dekompressionsmoduls auf den für das Erreichen der oben beschriebenen Vorteile erforderlichen Teil des Arbeitszyklus wirkt sich unter anderem dahingehend positiv aus, dass der Hydraulikspeicher des Dekompressionsmoduls entsprechend klein ausgelegt werden kann. Dies hat nicht nur Kostenvorteile; auch ist diese angesichts der mitunter beengten Platzverhältnisse an der betreffenden Maschine günstig. Generell gilt (auch bei einer Zuschaltung des Dekompressionsmoduls in der Umschaltphase vom Eilgang auf den Kraftgang), dass die Kapazität des Hydraulikspeichers des

Dekompressionsmoduls wesentlich kleiner sein kann als das maximale Volumen des zweiten hydraulischen Arbeitsraums, beispielsweise nur weniger als 30% hiervon beträgt.

[0013] Was die Zuschaltung des Dekompressionsmoduls durch Öffnen des Lade-/Entladeventils angeht, so kann insbesondere - in bevorzugter Weiterbildung - das Lade-/Entladeventil druckgesteuert öffnen, wobei die Steuerdruckleitung mit dem ersten hydraulischen Arbeitsraum kommuniziert. Das Dekompressionsmodul wird auf diese Weise, je nach dem vorgegebenen Schwellenwert, gleich zu Beginn oder aber während des Kraftgangs bei Erreichen eines vorgegebenen Druckwerts in dem ersten hydraulischen Arbeitsraum gewissermaßen automatisch zugeschaltet. Ist eine Zuschaltung gleich zu Beginn des Kraftgangs erwünscht, wird der das Lade-/Entladeventil schaltende Schwellenwert auf jenen Drucksprung abgestimmt, der sich im ersten hydraulischen Arbeitsraum beim Übergang vom Eilgang zum Kraftgang einstellt. Für eine spätere Zuschaltung des Dekompressionsmoduls während des Kraftgangs kann der das Lade-/Entladeventil schaltende Schwellenwert beispielsweise auf jenen Drucksprung abgestimmt werden, der sich beim Aufsetzen des Werkzeugs auf dem Werkstück einstellt. Durch Vorgabe eines noch höheren Schaltdrucks kann ggf. auch ein noch späterer Schalterpunkt eingestellt werden, nämlich mehr oder weniger gegen Ende des Kraftgangs bei entsprechend hohem Druck im ersten hydraulischen Arbeitsraum. Ein nennenswerter Vorteil der druckgesteuerten Betätigung des Lade-/Entladeventils besteht darin, dass die Steuerung keinen gesonderten, das Lade-/Entladeventil betätigenden Steuerausgang aufzuweisen braucht.

[0014] Beim Übergang der Hydraulikpumpe in den Bremsbetrieb dergestalt, dass Hydraulikflüssigkeit gebremst aus dem ersten hydraulischen Arbeitsraum (über die im Bremsbetrieb arbeitende Hydraulikpumpe) in den Tank zurückströmt, ist das Dekompressionsmodul jeweils so lange effektiv (im Sinne einer Beaufschlagung des zweiten hydraulischen Arbeitsraums aus dem Hydraulikspeicher heraus über die Leitungsanordnung mit geöffnetem Lade-/Entladeventils), bis der Druck im ersten hydraulischen Arbeitsraum wieder unter den Schaltdruck des Lade-/Entladeventils sinkt. Von da ab verläuft der weitere Arbeitszyklus ohne Einwirkung des Dekompressionsmoduls. Bei dieser Ausgestaltung lässt sich somit, mit anderen Worten, erreichen, dass der Hydraulikspeicher während des Arbeitszyklus selbsttätig nur während des Kraftgangs oder sogar nur eines Teils desselben, aus dem zweiten hydraulischen Arbeitsraum heraus in dem Umfang geladen wird, wie es für die Beaufschlagung des zweiten hydraulischen Arbeitsraums aus dem Hydraulikspeicher während der Phase einer gesteuerten aktiven Dekompression (ggf. samt Rückhub-Schleppgang) erforderlich ist.

[0015] Gemäß einer wiederum anderen bevorzugten Weiterbildung der vorliegenden Erfindung umfasst die Leitungsanordnung eine erste Verbindungsleitung mit ei-

nem Druckbegrenzungsventil mit Durchströmungsrichtung vom zweiten hydraulischen Arbeitsraum zum Hydraulikspeicher und eine zweite Verbindungsleitung mit einem in Durchströmungsrichtung vom Hydraulikspeicher zum zweiten hydraulischen Arbeitsraum öffnenden Rückschlagventil, wobei das Lade-/Entladeventil in einem für die erste Verbindungsleitung und die zweite Verbindungsleitung gemeinsamen Leitungsstrang angeordnet ist. Zwar ergeben sich infolge des Druckabfalls am Druckbegrenzungsventil beim Laden des Hydraulikspeichers hydraulische Verluste mit negativen Auswirkungen auf die Effizienz. Allerdings sind - bei typischen Anwendungen der vorliegenden Erfindung - diese Auswirkungen wegen der nur geringen Menge an Hydraulikflüssigkeit, die für den späteren aktiven Dekompressionshub in den Hydraulikspeicher zu laden ist, vergleichsweise gering. Ihnen stehen die mit dieser Ausgestaltung der Leitungsanordnung verbundenen Vorteile gegenüber, worunter insbesondere eine besonders zuverlässigere Verfahrensführung fällt. Hierzu trägt bei, dass das den Gegendruck im zweiten hydraulischen Arbeitsraum beim Kraftgang erzeugende Gegendruckventil und die hydraulische Dekompressionseinheit nicht gegeneinander arbeiten, weil keine hydraulische Parallelschaltung dieser Komponenten vorliegt, sondern vielmehr zum Laden des Hydraulikspeichers Hydraulikflüssigkeit stromabwärts des Gegendruckventils herangezogen wird. Auch muss in diesem Falle der Hydraulikspeicher des hydraulischen Dekompressionsmoduls nur auf einen entsprechend geringeren Arbeitsdruck ausgelegt sein. Und indem bei dieser Weiterbildung das Laden des Hydraulikspeichers des hydraulischen Dekompressionsmoduls aus dem zweiten hydraulischen Arbeitsraum heraus über ein (in der ersten Verbindungsleitung angeordnetes) Druckbegrenzungsventil - dieses kann identisch sein mit dem bei herkömmlichen elektrohydraulischen Antriebseinheiten im Kraftgang wirksamen Druckbegrenzungsventil - erfolgt, ist die erfindungsgemäße Integration eines hydraulischen Dekompressionsmoduls in das Hydrauliksystem, verglichen zum Stand der Technik, ohne sicherheitsrelevante Auswirkungen.

[0016] Eine nochmals andere bevorzugte Weiterbildung der Erfindung zeichnet sich dadurch aus, dass die mittels der Maschinensteuerung in einen Bremsbetrieb mit zum Pumpbetrieb umgekehrter Dreh- und Durchströmungsrichtung umsteuerbare Hydraulikpumpe als 2-Quadrantenpumpe ausgeführt ist. Diese Weiterbildung nutzt die Möglichkeit, für die Umsetzung des der Erfindung zugrunde liegenden Konzepts vergleichsweise einfache, kostengünstige und zuverlässige Pumpentechnik einzusetzen.

[0017] Gemäß einer abermals anderen bevorzugten Weiterbildung der Erfindung ist zwischen den Arbeitsanschluss der Hydraulikpumpe und die Ventilanordnung eine Filtereinheit geschaltet. Die Filtereinheit umfasst dabei einen Filter, der im Pumpbetrieb von der durch die Hydraulikpumpe geförderten Hydraulikflüssigkeit durchströmt wird. Im Bremsbetrieb wird die Hydraulikflüssig-

keit über einen Bypass an der Filtereinheit vorbei geführt. Diese Anordnung und Ausgestaltung der Filtereinheit zeichnet sich durch eine besonders hohe Effizienz aus.

[0018] Im Folgenden wird die vorliegende Erfindung anhand zweier bevorzugter, in der Zeichnung veranschaulichter Ausführungsbeispiele näher erläutert, wobei

Fig. 1 einen Hydraulik-Schaltplan und
 Fig. 2 ein Funktionsdiagramm eines ersten Ausführungsbeispiels und
 Fig. 3 ausschnittsweise einen Hydraulikschaltplan eines zweiten Ausführungsbeispiels zeigt.

[0019] Die elektrohydraulische Antriebseinheit nach dem in den Figuren 1 und 2 veranschaulichten ersten Ausführungsbeispiel entspricht in einem erheblichen Umfang jener Antriebseinheit, wie sie in der DE 202015106161 U1 im Einzelnen beschrieben und erläutert wird. Im Umfang dieser Übereinstimmung mit dem Stand der Technik wird auf eine gesonderte, eingehende Erläuterung an dieser Stelle verzichtet und stattdessen auf die DE 202015106161 U1 verwiesen, deren gesamter Offenbarungsgehalt durch Bezugnahme zum Inhalt der vorliegenden Patentanmeldung gemacht wird.

[0020] Die veranschaulichte elektrohydraulische Antriebseinheit, wie sie sich insbesondere zur Verwendung an einer Maschinenpresse wie beispielsweise einer Richt-, Biege- oder Abkantpresse oder aber einer Pulverpresse eignet, umfasst eine hydraulische Zylinder-Kolben-Anordnung 1, eine mittels eines Elektromotors 2 drehzahlvariabel angetriebene Hydraulikpumpe 3 (2-Quadrantenpumpe) mit einem Tankanschluss T und einem Arbeitsanschluss P, einen Hydraulikflüssigkeit bevorratenden Tank 4, eine zwischen den Arbeitsanschluss P der Hydraulikpumpe 3 und die hydraulische Zylinder-Kolben-Anordnung 1 geschaltete, mehrere elektrisch ansteuerbare Schaltventile S1, S2, S3, S4, S5 und S6 umfassende Ventilanordnung und - nicht gezeigt - eine auf die Schaltventile S1 - S6 und den Elektromotor 2 einwirkende Maschinensteuerung. Die Zylinder-Kolben-Anordnung 1 ist doppelwirkend ausgeführt; sie weist einen kolbenseitigen ersten hydraulischen Arbeitsraum 5 und einen kolbenstangenseitigen zweiten hydraulischen Arbeitsraum 6 auf. Die Zylinder-Kolben-Anordnung 1 ist dabei dergestalt mit senkrechter Bewegungsachse X des Kolbens 7 orientiert, dass der erste hydraulische Arbeitsraum 5 oberhalb des zweiten hydraulischen Arbeitsraums 6 angeordnet ist. Eine Druckbeaufschlagung des ersten hydraulischen Arbeitsraums 5 mittels der Hydraulikpumpe 3 resultiert in einer Abwärtsbewegung, die Druckbeaufschlagung des zweiten hydraulischen Arbeitsraums 6 indessen in einer Aufwärtsbewegung des Kolbens 7. Zwischen den Tank 4 und den ersten hydraulischen Arbeitsraum 5 der Zylinder-Kolben-Anordnung 1 ist ein Nachsaugventil 8 geschaltet, durch das hindurch der erste hydraulische Arbeitsraum 5 bei einer Abwärtsbewegung des Kolbens 7 im Eilgang mit

Hydraulikflüssigkeit gefüllt wird.

[0021] Die Antriebseinheit weist ein hydraulisches Dekompressionsmodul 9 auf. Dieses umfasst einen Hydraulikspeicher 10, der mit dem zweiten hydraulischen Arbeitsraum 6 über eine Leitungsanordnung L verbindbar ist. Die Leitungsanordnung L umfasst dabei zwei unterschiedliche Verbindungsleitungen 11 und 12, welche allerdings streckenweise einen übereinstimmenden, gemeinsamen Leitungsstrang 13 mit einem darin angeordneten Lade-/Entladeventil 14 aufweisen. Einerseits ist der Hydraulikspeicher 10 des hydraulischen Dekompressionsmoduls 9 mit dem zweiten hydraulischen Arbeitsraum 6 über eine erste Verbindungsleitung 11 mit einem Druckbegrenzungsventil 15 mit Durchströmungsrichtung vom zweiten hydraulischen Arbeitsraum 6 zum Hydraulikspeicher 10 verbindbar; die erste Verbindungsleitung 11 stellt somit eine "Ladeleitung" für den Hydraulikspeicher 10 dar. Und andererseits ist der Hydraulikspeicher 10 über eine zweite Verbindungsleitung 12 mit einem in Durchströmungsrichtung vom Hydraulikspeicher 10 zum zweiten hydraulischen Arbeitsraum 6 öffnenden Rückschlagventil 16 verbindbar; die zweite Verbindungsleitung 12 stellt somit eine "Entladeleitung" für den Hydraulikspeicher 10 dar.

[0022] Das Lade-/Entladeventil 14 öffnet (und schließt) dabei druckgesteuert, d. h. in Abhängigkeit von einem Steuerdruck. Der Steuerdruck ist dabei der in dem ersten hydraulischen Arbeitsraum 5 herrschende Druck. Hierzu kommuniziert die Steuerdruckleitung 17 des Lade-/Entladeventils 14 mit dem ersten hydraulischen Arbeitsraum 5. Die Schalldruckschwelle des Lade-/Entladeventils 14 ist dabei so eingestellt, dass dieses bereits bei dem sich (infolge des Druckbegrenzungsventils 15) zu Beginn des Kraftgangs in dem ersten hydraulischen Arbeitsraum 5 einstellenden Druck öffnet.

[0023] Die Betätigung des Schaltventile S1 - S6 der Ventilanordnung sowie des Elektromotors 2 durch die Maschinensteuerung sowie die sich ergebende Bewegung des Kolbens 7 zwischen dem oberen Totpunkt (OT) und dem unteren Totpunkt während eines vollständigen Arbeitszyklus ist in dem Funktionsdiagramm nach Fig. 2 veranschaulicht. Ebenfalls ist in Fig. 2 die sich durch dessen druckgesteuerte Betätigung ergebende Schaltsituation des Lade-/Entladeventils 14 während des Arbeitszyklus veranschaulicht. Durch entsprechende Ansteuerung der Schaltventile S1 - S6 und des Elektromotors 2 - unter wahlweiser Beaufschlagung des ersten hydraulischen Arbeitsraums 5 bzw. des zweiten hydraulischen Arbeitsraums 6 der Zylinder-Kolben-Anordnung 1 im Pump- oder aber im Bremsbetrieb der Hydraulikpumpe 3 - lassen sich bei der gezeigten elektrohydraulischen Antriebseinheit während eines Arbeitszyklus somit die Phasen

- I: Halten des Kolbens im oberen Totpunkt,
- II: Abwärts-Eilgang des Kolbens,
- III: Umschaltphase
- IV: Abwärts-Kraftgang des Kolbens,

- V: Halten des Kolbens im unteren Totpunkt und
- VI: Dekompression (samt aktivem Aufwärts-Kriechgang) und
- VII: Aufwärtsbewegung des Kolbens im Eilgang durchführen.

[0024] Die Darstellung der Schalt- und Betriebszustände ist dabei teilweise schematisch, namentlich in dem Sinne, dass statt der weiter oben erläuterten allmählichen Veränderung der Drehzahl des Elektromotors eine sprunghafte Veränderung gezeigt ist. Dementsprechend ist auch die Kolbenbewegung durch Unstetigkeiten geprägt.

[0025] Bedarfsweise kann zwischen der Dekompressionsphase (VI) und der Aufwärtsbewegung des Kolbens im Eilgang (VII) eine zusätzliche Phase "Langsam-Aufwärts" vorgesehen werden.

[0026] Hierzu wird der die Hydraulikpumpe 3 antreibende Elektromotor 2 zunächst mit gegenüber der Phase Aufwärts-Eilgang (VII) reduzierter Drehzahl betrieben; und das Nachsaugventil 8 wird, indem das Schaltventil S5 zunächst ebenso bestromt bleibt wie während der Phasen II - VI, zunächst noch nicht auf Durchlauf geschaltet, so dass die Hydraulikflüssigkeit durch die Ventilanordnung hindurch aus dem ersten hydraulischen Arbeitsraum 5 in den Tank 4 verdrängt wird.

[0027] Zur effektiven Reinigung der Hydraulikflüssigkeit ist zwischen den Arbeitsanschluss P der Hydraulikpumpe 3 und die Ventilanordnung eine Filtereinheit 18 geschaltet, mittels derer im Pumpbetrieb der Hydraulikpumpe 3 die gesamte von letzterer geförderte Hydraulikflüssigkeit durch den Filter 19 gereinigt wird. Nur bei Verstopfung des Filters 19 strömt die von der Hydraulikpumpe 3 geförderte Hydraulikflüssigkeit über den "kleinen" Bypass 20, in dem das Rückschlagventil 21 wie ein Druckbegrenzungsventil wirkt und bei beladenem bzw. verstopften Filter 19 öffnet, um einem Filterbruch vorzubeugen. Im Bremsbetrieb der Hydraulikpumpe 3 strömt die Hydraulikflüssigkeit über den "großen" Bypass 22 mit dem Rückschlagventil 23 an der Filtereinheit 18 vorbei.

[0028] Das zweite Ausführungsbeispiel, auf das Fig. 3 gerichtet ist, ist weitgehend identisch mit dem ersten Ausführungsbeispiel nach den Figuren 1 und 2. Aus diesem Grund beschränkt sich Fig. 3 auch auf nur einen Ausschnitt des Hydraulikschaltplans, nämlich auf jenen Teil, der die einzige Abwandlung zeigt. Und zwar verbindet hier die dem Dekompressionsmodul 9 zugeordnete Leitungsanordnung L, in die das Lade-/Entladeventil 14 integriert ist, den Hydraulikspeicher 10 des Dekompressionsmoduls 9 direkt, d. h. ohne zusätzliche Ventile, mit dem zweiten hydraulischen Arbeitsraum 6 der Zylinder-Kolben-Anordnung 1. Es sind auch nicht unterschiedliche Verbindungsleitungen für das Laden und das Entladen des Hydraulikspeichers 10, wenn das hydraulische Dekompressionsmodul zugeschaltet ist, vorgesehen; vielmehr erfolgt das Laden und das Entladen des Hydraulikspeichers 10 über ein und dieselbe Verbindungsleitung zum zweiten hydraulischen Arbeitsraum 6.

[0029] Die Ansteuerung des Lade-/Entladeventils 14 nach Fig. 3 erfolgt auf gleiche Weise wie bei dem ersten Ausführungsbeispiel. Das Druckbegrenzungsventil 15 dient hier lediglich - während des Kraftgangs - der Erzeugung eines solchen Gegendrucks in dem zweiten hydraulischen Arbeitsraum 6 (bei gesperrtem Schaltventil S1), dass eine allein schwerkraftbedingte Abwärtsbewegung des Kolbens 7 unterbunden ist.

[0030] Bei den in der Zeichnung veranschaulichten Ausführungsformen der Erfindung schaltet sich, wie dargestellt, das hydraulische Dekompressionsmodul - infolge des dann im ersten hydraulischen Arbeitsraum auftretenden sprunghaften Druckanstiegs - zu Beginn des Kraftgangs, d. h. in der Umschaltphase zu, wobei zeitgleich - durch gesteuertes Schließen des Schaltventils S2 - die Abströmung des aus dem zweiten hydraulischen Arbeitsraum verdrängten Flüssigkeit zum Tank unterbunden wird. Eine weiter oben näher erläuterte Verlagerung des Zuschaltens des hydraulischen Dekompressionsmoduls auf einen späteren Betriebspunkt (beispielsweise den durch das Aufsetzen des Werkzeugs auf dem Werkstück charakterisierten "Klemmpunkt") durch Vorgabe einer dementsprechend höheren Schaltdruckschwelle für das Lade-/Entladeventil ginge Hand in Hand mit einer Modifikation des Hydrauliksystems. Und zwar bliebe in diesem Falle das Schaltventil S2 entsprechend länger, d. h. zumindest noch während eines ersten Teils des Kraftgangs geöffnet; und zweckmäßigerweise würde simultan zum Zuschalten des hydraulischen Dekompressionsmoduls (durch hydraulisches Öffnen des Lade-/Entladeventils) mittels eines ebenfalls druckgesteuerten, zum Schaltventil S2 in Reihe geschalteten Ventils die Abströmung des aus dem zweiten hydraulischen Arbeitsraum verdrängten Flüssigkeit zum Tank unterbunden.

[0031] Wird das Lade-/Entladeventil des hydraulischen Dekompressionsmoduls nicht, wie nach den Ausführungsbeispielen, hydraulisch betätigt, sondern vielmehr elektrisch gesteuert, ließe sich besonders einfach eine entsprechende koordinierte Zuschaltung des hydraulischen Dekompressionsmoduls bei gleichzeitigem Sperren des Ablaufs zum Tank (z. B. ortsgesteuert) an jedem beliebigen Betriebspunkt des Kraftgangs realisieren. In diesem Falle ließe sich die jeweilige Verfahrensführung problemlos bedarfsbezogen im Sinne größtmöglicher Effizienz optimieren.

Patentansprüche

1. Elektrohydraulische Antriebseinheit, insbesondere zur Verwendung an einer Maschinenpresse, mit
 - einer Zylinder-Kolben-Anordnung (1) mit einem kolbenseitigen ersten hydraulischen Arbeitsraum (5) und einem kolbenstangenseitigen zweiten hydraulischen Arbeitsraum (6),
 - einem Hydraulikflüssigkeit bevorratenden

Tank (4),

- einer mittels eines Elektromotors (2) drehzahlvariabel angetriebenen Hydraulikpumpe (3) mit einem Tankanschluss (T) und einem Arbeitsanschluss (P),
- einer zwischen den Arbeitsanschluss (P) der Hydraulikpumpe (3) und die Zylinder-Kolben-Anordnung (1) geschalteten, mehrere elektrisch ansteuerbare Schaltventile (S1 - S6) umfassenden Ventilanordnung,
- einem zwischen den Tank (4) und den ersten hydraulischen Arbeitsraum (5) der Zylinder-Kolben-Anordnung (1) geschalteten Nachsaugventil (8),
- und einer auf die Schaltventile (S1 - S6) und den Elektromotor (2) einwirkenden Maschinensteuerung, mittels derer die Schaltventile (S1 - S6) zwischen einer Beaufschlagung des ersten hydraulischen Arbeitsraums (5) und des zweiten hydraulischen Arbeitsraums (6) der Zylinder-Kolben-Anordnung (1) im Pumpbetrieb der Hydraulikpumpe (3) aus deren Arbeitsanschluss (P) umsteuerbar sind,

gekennzeichnet durch ein hydraulisches Dekompressionsmodul (9) mit einem Hydraulikspeicher (10), der über eine Leitungsanordnung (L) mit einem darin angeordneten Lade-/Entladeventil (14) mit dem zweiten hydraulischen Arbeitsraum (6) verbindbar ist.

2. Elektrohydraulische Antriebseinheit nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Lade-/Entladeventil (14) druckgesteuert öffnet, wobei die Steuerdruckleitung (17) mit dem ersten hydraulischen Arbeitsraum (5) kommuniziert.
3. Elektrohydraulische Antriebseinheit nach Anspruch 1 oder Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Leitungsanordnung (L) eine erste Verbindungsleitung (11) mit einem Druckbegrenzungsventil (15) mit Durchströmungsrichtung vom zweiten hydraulischen Arbeitsraum (6) zum Hydraulikspeicher (10) und eine zweite Verbindungsleitung (12) mit einem in Durchströmungsrichtung vom Hydraulikspeicher (10) zum zweiten hydraulischen Arbeitsraum (6) öffnenden Rückschlagventil (16) umfasst, wobei das Lade-/Entladeventil (14) in einem für die erste Verbindungsleitung (11) und die zweite Verbindungsleitung (12) gemeinsamen Leitungsstrang (13) angeordnet ist.
4. Elektrohydraulische Antriebseinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Zylinder-Kolben-Anordnung (1) mit zumindest im Wesentlichen senkrechter Bewegungsachse (X) des Kolbens (7) orientiert ist, wobei der erste hydraulische Arbeitsraum (5) oberhalb des zweiten hydraulischen

lischen Arbeitsraums (6) angeordnet ist.

5. Elektrohydraulische Antriebseinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** zwischen den Arbeitsanschluss (P) der Hydraulikpumpe (3) und die Ventilanordnung eine Filtereinheit (18) geschaltet ist.
6. Elektrohydraulische Antriebseinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Hydraulikpumpe (3) als 2-Quadrantenpumpe ausgeführt und mittels der Maschinensteuerung in einen Bremsbetrieb mit zum Pumpbetrieb umgekehrter Dreh- und Durchströmungsrichtung umsteuerbar ist.

Claims

1. Electrohydraulic drive unit, in particular for use on a machine press, with

- a cylinder-piston arrangement (1) with a piston-side first hydraulic working chamber (5) and a piston rod-side second hydraulic working chamber (6),
- a hydraulic fluid storage tank (4),
- a hydraulic pump (3) with a tank connection (T) and a working connection (P) driven by means of an electric motor (2) at variable speed,
- a valve arrangement connected between the working connection (P) of the hydraulic pump (3) and the cylinder-piston arrangement (1) and comprising several electrically controllable switching valves (S1 - S6),
- a suction valve (8) connected between the tank (4) and the first hydraulic working chamber (5) of the cylinder-piston arrangement (1)
- and a machine control acting on the switching valves (S1 - S6) and the electric motor (2), by means of which the switching valves (S1 - S6) can be switched between a pressurization of the first hydraulic working chamber (5) and the second hydraulic working chamber (6) of the cylinder-piston arrangement (1) in the pumping mode of the hydraulic pump (3) from its working connection (P),

characterized by a hydraulic decompression module (9) with a hydraulic accumulator (10) which can be connected to the second hydraulic working chamber (6) via a line arrangement (L) with a charging/discharging valve (14) arranged therein.

2. Electrohydraulic drive unit according to claim 1, **characterized in that** the charging/discharging valve (14) opens under pressure control, wherein the control pressure line (17) communicates with the

first hydraulic working chamber (5).

3. Electrohydraulic drive unit according to claim 1 or claim 2,

characterized in that the line arrangement (L) comprises a first connecting line (11) with a pressure relief valve (15) with a direction of flow from the second hydraulic working chamber (6) to the hydraulic accumulator (10) and a second connecting line (12) with a non-return valve (16) opening in the direction of flow from the hydraulic accumulator (10) to the second hydraulic working chamber (6), wherein the charging/discharging valve (14) is arranged in a line section (13) common to the first connecting line (11) and the second connecting line (12).

4. Electrohydraulic drive unit according to one of claims 1 to 3,

characterized in that the cylinder-piston arrangement (1) is oriented with at least substantially vertical axis of movement (X) of the piston (7), wherein the first hydraulic working chamber (5) is arranged above the second hydraulic working chamber (6).

5. Electrohydraulic drive unit according to one of the claims 1 to 4,

characterized in that a filter unit (18) is connected between the working connection (P) of the hydraulic pump (3) and the valve arrangement.

6. Electrohydraulic drive unit according to one of the claims 1 to 5,

characterized in that the hydraulic pump (3) is configured as a 2-quadrant pump and can be switched by means of the machine control into a braking mode with a direction of rotation and flow direction reversed from the pumping mode.

Revendications

1. Unité d'entraînement électro-hydraulique, en particulier pour utilisation sur une presse, comprenant un ensemble vérin-piston (1) comprenant un premier espace de travail hydraulique (5) côté piston et un deuxième espace de travail hydraulique (6) côté tige, un réservoir (4) stockant le fluide hydraulique, une pompe hydraulique (3) entraînée à vitesse variable par un moteur électrique (2) comprenant un raccord de réservoir (T) et un raccord de travail (P), un ensemble de valves qui est disposé entre ledit raccord de travail (P) de la pompe hydraulique (3) et ledit ensemble vérin-piston (1) et qui comprend des valves de commutation (S1 - S6) à commande électrique, un clapet anti-cavitation (8) disposé entre le réservoir (4) et ledit premier espace de travail hydraulique (5) dudit ensemble vérin-piston (1), et

une commande de machine qui agit sur les valves de commutation (S1 - S6) et le moteur électrique (2) et moyennant laquelle les valves de commutation (S1 - S6) sont aptes à être commutées entre une pressurisation dudit premier espace de travail hydraulique (5) et dudit deuxième espace de travail hydraulique (6) de l'ensemble vérin-piston (1) en mode de pompage de la pompe hydraulique (3) par son raccord de travail (P),

caractérisée en ce qu'elle comprend un module de décompression hydraulique (9) comprenant un accumulateur hydraulique (10) qui est apte à être connecté avec ledit deuxième espace de travail hydraulique (6) par voie d'un ensemble (L) de conduits comprenant une valve de charge/décharge (14).

2. Unité d'entraînement électro-hydraulique selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** l'ouverture de ladite valve de charge/décharge (14) est effectuée par pression, le conduit de pilotage (17) étant en communication avec ledit premier espace de travail hydraulique (5).
3. Unité d'entraînement électro-hydraulique selon la revendication 1 ou 2, **caractérisée en ce que** ledit ensemble (L) de conduits comprend un premier conduit de connexion (11) comprenant une valve (15) de limitation de pression, le sens d'écoulement à travers celle-ci étant depuis ledit deuxième espace de travail hydraulique (6) audit accumulateur hydraulique (10), et un deuxième conduit de connexion (12) comprenant un clapet anti-retour (16), celui-ci étant en état ouvert lors d'un sens d'écoulement depuis ledit accumulateur hydraulique (10) audit deuxième espace de travail hydraulique (6), ladite valve de charge/décharge (14) étant disposée dans une ligne de conduit qui est commune audit premier conduit de connexion (11) et audit deuxième conduit de connexion (12).
4. Unité d'entraînement électro-hydraulique selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, **caractérisée en ce que** l'orientation de l'axe de mouvement du piston de l'ensemble vérin-piston (1) est essentiellement vertical, ledit premier espace de travail hydraulique (5) étant disposé en dessus dudit deuxième espace de travail hydraulique (6).
5. Unité d'entraînement électro-hydraulique selon l'une quelconque des revendications 1 à 4, **caractérisée en ce qu'une** unité de filtration (18) est disposée entre ledit raccord de travail (P) de la pompe hydraulique (3) et ledit ensemble de valves.
6. Unité d'entraînement électro-hydraulique selon l'une quelconque des revendications 1 à 5, **caractérisée en ce que** ladite pompe hydraulique (3) est une pompe à opération dans 2 quadrants et elle est

apte à être commutée, par la commande de machine, à un mode de freinage présentant un sens de rotation et d'écoulement inverse au mode de pompage.

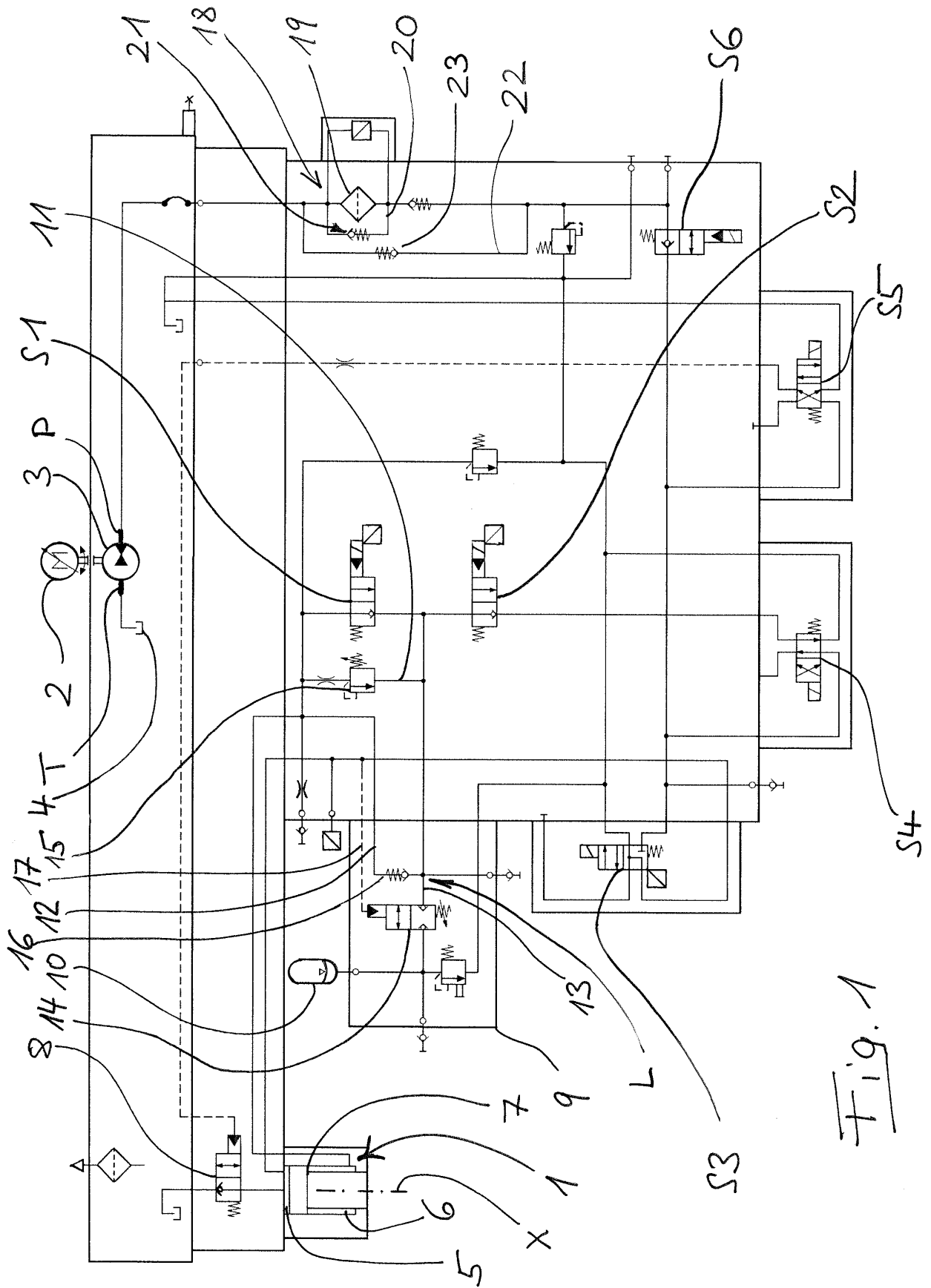


Fig. 1

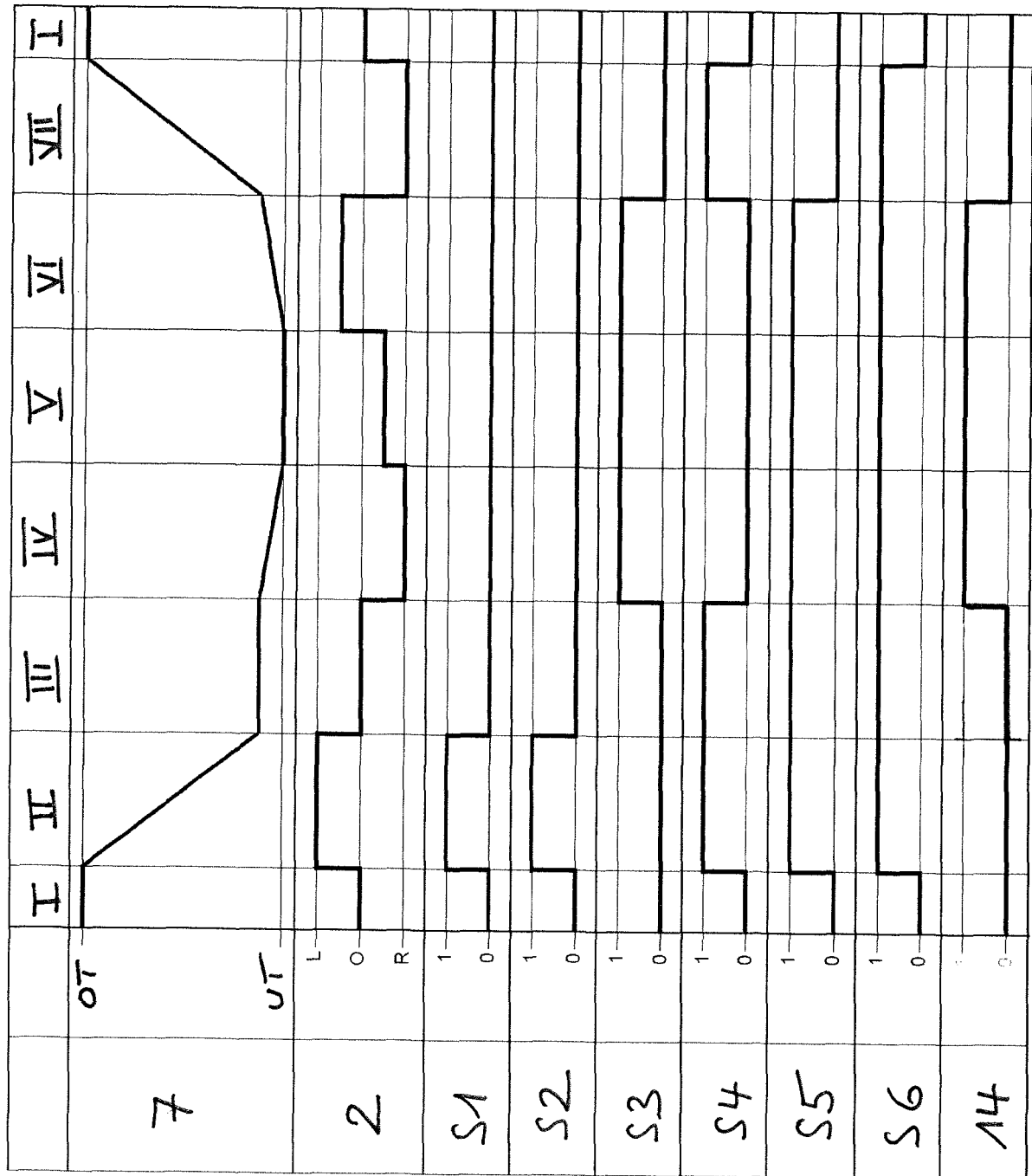
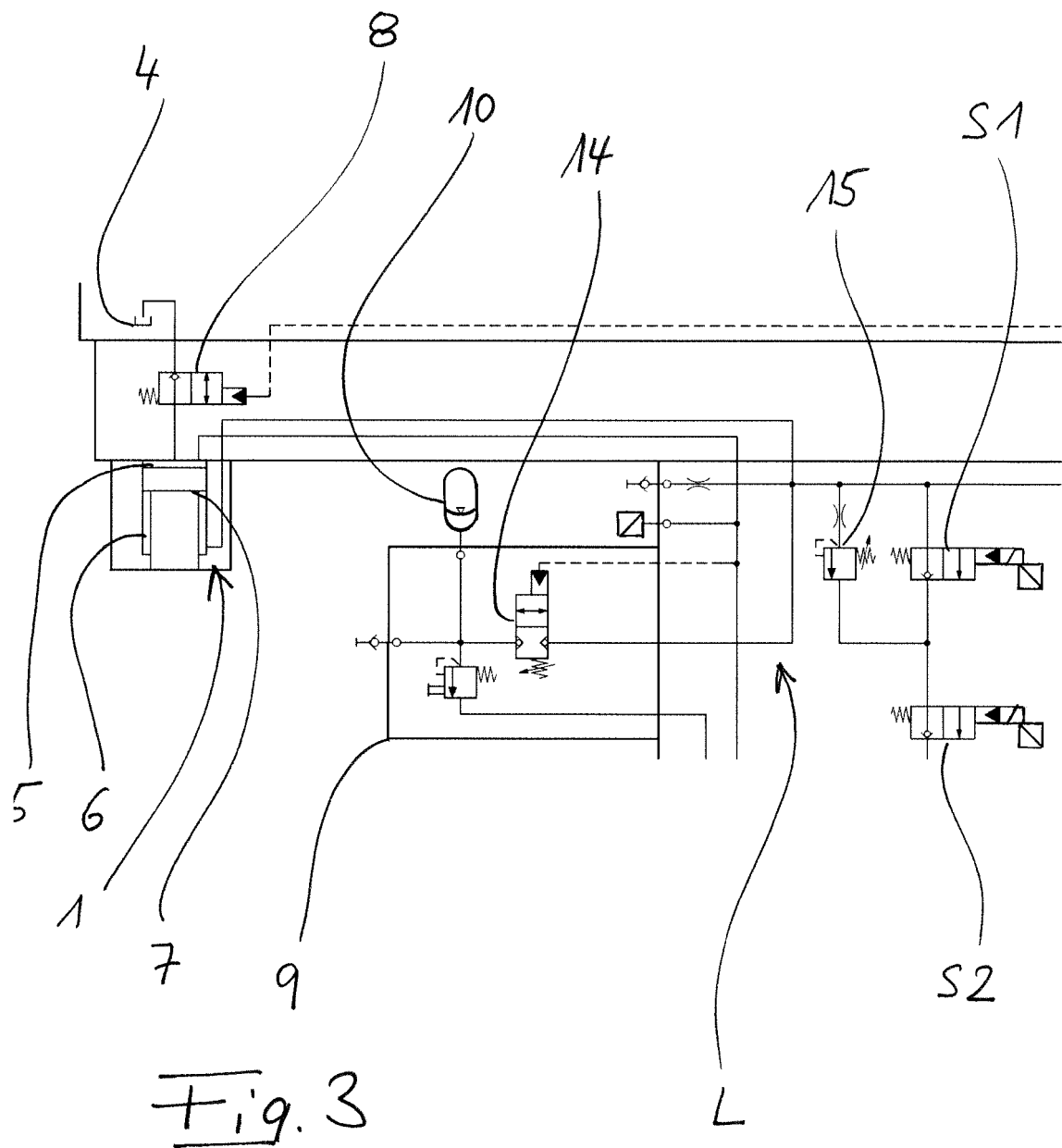


Fig. 2



IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- DE 102014005352 A1 [0002]
- DE 1020120013098 A1 [0002]
- DE 102009052531 A1 [0002]
- DE 4036564 A1 [0002]
- DE 102005029822 A1 [0002]
- DE 4314801 A1 [0002]
- WO 2012112130 A1 [0002]
- WO 2011003506 A1 [0002]
- EP 103727 A1 [0002]
- DE 202015106161 U1 [0002] [0004] [0005] [0019]
- DE 102011116964 A1 [0003]