

(19)



(11)

**EP 3 317 088 B1**

(12)

**EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:  
**14.08.2019 Patentblatt 2019/33**

(51) Int Cl.:  
**B30B 15/16** (2006.01)      **B30B 15/20** (2006.01)  
**F15B 1/26** (2006.01)      **F15B 11/02** (2006.01)  
**F15B 15/18** (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **16795020.3**

(86) Internationale Anmeldenummer:  
**PCT/EP2016/077348**

(22) Anmeldetag: **10.11.2016**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:  
**WO 2017/081202 (18.05.2017 Gazette 2017/20)**

(54) **ELEKTROHYDRAULISCHE ANTRIEBSEINHEIT**

ELECTRO-HYDRAULIC DRIVE UNIT

UNITÉ D'ENTRAÎNEMENT HYDROÉLECTRIQUE

(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**

- **GUTH, Stefan**  
86978 Hohenfurch (DE)
- **THURNER, Roland**  
86986 Schwabbruck (DE)
- **ÖZCANOGLU, Ilker**  
87600 Kaufbeuren (DE)

(30) Priorität: **13.11.2015 DE 202015106161 U**  
**18.10.2016 DE 102016119823**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**09.05.2018 Patentblatt 2018/19**

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

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

(72) Erfinder:  
• **RITZL, Josef**  
86971 Peiting (DE)

(56) Entgegenhaltungen:  
**EP-A2- 0 311 779 DE-B3-102012 015 118**  
**US-A1- 2003 084 794**

**EP 3 317 088 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, insbesondere zur Verwendung an einer Maschinenpresse.

**[0002]** Elektrohydraulische Antriebseinheiten, wie sie insbesondere zur Verwendung an Maschinenpressen (namentlich zum Auf- und Abbewegen des betreffenden Werkzeugs) geeignet und bestimmt sind, sind in verschiedenen Ausführungen und Bauweisen bekannt. Typischerweise sind die betreffenden Antriebseinheiten dahingehend ausgelegt, dass der Kolben (zumindest in einer der beiden Bewegungsrichtungen) mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten bewegt werden kann, nämlich einerseits mit einem Eilgang (mit vergleichsweise geringer erzielbarer Presskraft) und andererseits mit einem Kraftgang (mit vergleichsweise hoher erzielbarer Presskraft). Zwei grundlegend verschiedene Konzepte des elektrohydraulischen Antriebs von Maschinenpressen unterscheiden sich dahingehend, dass für die Eil-Abwärtsbewegung der Werkzeugträger/Werkzeug-Einheit entweder eine aktive Beaufschlagung des Senken-Arbeitsraumes der Zylinder-Kolben-Einheit(en) aus dem (jeweiligen) Hydraulikaggregat erforderlich ist, namentlich weil die permanent wirkende Rückstellkraft einer Federeinrichtung zu überwinden ist, oder aber die Werkzeugträger/Werkzeug-Einheit aufgrund ihres Eigengewichts bis zum Kontakt des Werkzeugs mit dem Werkstück (gebremst) absinkt und allein für den anschließenden Kraftgang der Senken-Arbeitsraumes der Zylinder-Kolben-Einheit(en) aus dem (jeweiligen) Hydraulikaggregat beaufschlagt wird. Zum insoweit einschlägigen Stand der Technik zählen beispielsweise die WO 2011/003506 A1, US 2010/0212521 A1, AT 8633 U1, DE 102012013098 A1, WO 2011/021986 A1, EP 103727 A1 und DE 102013000725 A1.

**[0003]** Die vorliegende Erfindung befasst sich mit elektrohydraulischen Antriebseinheiten, wie sie sich für Maschinenpressen gemäß der zweiten der weiter oben angesprochenen Konzeptionen (Eil-Abwärtsbewegung der Werkzeugträger/Werkzeug-Einheit infolge des Eigengewichts) eignen. Typische derartige elektrohydraulische Antriebseinheiten umfassen eine Zylinder-Kolben-Anordnung mit einem einer ersten Bewegungsrichtung des Kolbens zugeordneten ersten hydraulischen Arbeitsraum und einem einer entgegengesetzten zweiten Bewegungsrichtung des Kolbens zugeordneten zweiten hydraulischen Arbeitsraum, einen Hydraulikflüssigkeit bevorratenden Tank, eine mittels eines Elektromotors angetriebene Hydraulikpumpe, eine zwischen die Hydraulikpumpe und die Zylinder-Kolben-Anordnung geschaltete, elektrisch ansteuerbare Schaltventile umfassende Ventilanordnung und eine auf die Schaltventile und den Elektromotor einwirkende Maschinensteuerung, mittels derer die Schaltventile zwischen einer Beaufschlagung des ersten hydraulischen Arbeitsraums und des zweiten hydraulischen Arbeitsraums der Zylinder-Kolben-Anordnung im Pumpbetrieb der Hydraulikpumpe aus deren

Druckanschluss umsteuerbar sind.

**[0004]** Elektrohydraulische Antriebseinrichtungen der hier in Rede stehenden Art müssen in der Praxis eine Reihe von Anforderungen erfüllen, die teilweise in einem Konflikt zueinander stehen. Gefordert werden, je nach der individuellen Einbausituation mehr oder weniger ausgeprägt, insbesondere Leistungsfähigkeit, kompakte Abmessungen, Wartungsfreundlichkeit, Langlebigkeit, Zuverlässigkeit, geringe Herstellungskosten, hohe Energieeffizienz, Betriebssicherheit, hohe Dynamik, stabiles Betriebsverhalten auch unter stark wechselnden Bedingungen und geringe Lärmemission.

**[0005]** Die vorliegende Erfindung hat sich zur Aufgabe gemacht, eine elektrohydraulische Antriebseinheit bereitzustellen, die im Hinblick auf typische Anforderungen, wie sie insbesondere bei Anwendungen an Maschinenpressen bestehen, einen ausgewogenen, besonders praxistauglichen Kompromiss bildet.

**[0006]** Gelöst wird diese Aufgabenstellung gemäß der vorliegenden Erfindung, indem, wie im Anspruch 1 angegeben, bei einer die weiter oben dargelegten Merkmale aufweisenden elektrohydraulischen Antriebseinheit die Hydraulikpumpe als 2-Quadranten-Hydraulikpumpe ausgeführt ist, welche mittels eines (insbesondere als Servomotor ausgeführten) Elektromotors im Pumpbetrieb (für eine aktive Bewegung des Kolbens in beide Bewegungsrichtungen, d. h. abwärts zum Pressen im Kraftgang sowie aufwärts zum Anheben der Werkzeugträger/Werkzeug-Einheit) in genau einer vorgegebenen Drehrichtung drehzahlvariabel angetrieben ist und einen unmittelbar (d. h. typischerweise ohne weitergehende Steuerelemente) im Tank mündenden Tankanschluss und einen Druckanschluss aufweist, wobei die Hydraulikpumpe weiterhin mittels der Maschinensteuerung in einen Bremsbetrieb mit zum Pumpbetrieb umgekehrter Dreh- und Durchströmungsrichtung umsteuerbar ist. Auf diese Weise lässt sich mit vergleichsweise geringem apparativen Aufwand eine leistungsfähige, zuverlässige und betriebssichere elektrohydraulische Antriebseinheit bereitstellen, welche auch die weiteren weiter oben dargelegten Anforderungen in hohem Maße erfüllt.

**[0007]** Besonders bevorzugt ist bei der erfindungsgemäßen elektrohydraulischen Antriebseinheit die Zylinder-Kolben-Anordnung mit zumindest im Wesentlichen senkrechter Bewegungsachse orientiert, wobei die erste Bewegungsrichtung einer Abwärtsbewegung und die zweite Bewegungsrichtung einer Aufwärtsbewegung des Kolbens entspricht. Und die Hydraulikpumpe ist sowohl in einer ersten Bewegungsphase (Eilgang-Abwärts), während (über die Ventilanordnung) eine Strömungsverbindung des zweiten hydraulischen Arbeitsraums der Zylinder-Kolben-Anordnung mit dem Druckanschluss der Hydraulikpumpe besteht, als auch in einer zweiten Bewegungsphase (Dekompression-Aufwärts), in der eine Strömungsverbindung des ersten hydraulischen Arbeitsraums der Zylinder-Kolben-Anordnung mit dem Druckanschluss der Hydraulikpumpe besteht, in den Bremsbetrieb unsteuerbar.

**[0008]** Besonders bevorzugt ist dabei eine Drossel (beispielsweise in Form einer Düse) vorgesehen, welche im Bremsbetrieb in der zweiten Bewegungsphase in Reihe mit der Hydraulikpumpe geschaltet ist. Dies entlastet die Hydraulikpumpe und limitiert deren Beanspruchung im Bremsbetrieb während der zweiten Bewegungsphase, so dass möglicherweise die Prozesssicherheit beeinträchtigende Betriebszustände (Überdrehen) vermieden werden. In alternativer Weiterbildung, die ohne eine derartige Drossel auskommt, erfolgt in der Dekompressionsphase, d. h. in der zweiten Bewegungsphase während des Bremsbetriebs eine druckabhängige Steuerung der Drehzahl des die Hydraulikpumpe antreibenden - bzw. bei diesem Betriebsmodus - bremsenden Elektromotors. Insoweit ist in diesem Falle ein Drucksensor vorgesehen, der den im ersten hydraulischen Arbeitsraum herrschenden Druck erfasst und dessen Signal auf die Maschinensteuerung geschaltet ist.

**[0009]** Gemäß einer anderen bevorzugten Weiterbildung der Erfindung ist die Hydraulikpumpe innen liegend in dem Tank angeordnet. Dies erlaubt einen innerhalb des Tanks verlegten Verlauf der sich an den Druckausgang der Hydraulikpumpe anschließenden Druckleitung, was unter Gesichtspunkten der Betriebssicherheit einen erheblichen Vorteil darstellt und weiterhin günstig ist zur Minimierung des Risikos externer Leckagen. Zudem ist dies unter Aspekten einer geringen Geräuschemission und einer ständigen Kühlung der Hydraulikpumpe von Vorteil.

**[0010]** Eine wiederum andere bevorzugte Weiterbildung der erfindungsgemäßen elektrohydraulischen Antriebseinheit zeichnet sich dadurch aus, dass ein Flansch- und Anschlussblock vorgesehen ist mit einer ersten Flanschfläche zur Verbindung mit einem die Schaltventile beherbergenden Ventilblock und einer zweiten Flanschfläche zur Verbindung mit dem Zylinder der Zylinder-Kolben-Anordnung. Der Flansch- und Anschlussblock kann dabei insbesondere zu einem überwiegenden Teil seines Volumens in dem Tank angeordnet sein und nur mit den beiden Flanschflächen benachbarten Randbereichen mehr oder weniger weit aus diesem herausragen. Gemäß einer alternativen bevorzugten Weiterbildung ist der Flansch- und Anschlussblock indessen außerhalb des Tanks angeordnet, und zwar besonders bevorzugt unterhalb von dessen Boden. Im Sinne obiger Ausführungen kann die Hydraulikpumpe dabei insbesondere über eine innerhalb des Tanks verlaufende Druckleitung mit einem an dem Flansch- und Anschlussblock vorgesehenen Druckanschluss verbunden sein, welcher seinerseits über einen Kanal mit einem an der ersten Flanschfläche vorgesehenen Druckanschluss in Verbindung steht; und an der ersten wie auch der zweiten Flanschfläche kann jeweils eine hydraulische Schnittstelle vorgesehen sein, welche zwei mit den beiden Arbeitsräumen der Zylinder-Kolben-Anordnung kommunizierende Arbeitsanschlüsse umfasst.

**[0011]** Gemäß einer wiederum anderen bevorzugten Weiterbildung der Erfindung ist der Ventilblock in einer

seitlichen Aussparung des Tanks untergebracht. Insbesondere kann eine derartige, den Ventilblock aufnehmende Aussparung in einem der Eckbereiche des Tanks angeordnet sein.

**[0012]** Eine nochmals andere bevorzugte Weiterbildung der Erfindung zeichnet sich dadurch aus, dass in dem Tank ein hydraulisch entsperbares Nachsaugventil angeordnet ist. Besonders vorteilhaft ist die Anordnung des Nachsaugventils in einem Durchbruch des weiter oben beschriebenen, zu einem überwiegenden Teil seines Volumens in dem Tank angeordneten Flansch- und Anschlussblocks; das Nachsaugventil kann dabei seinerseits einen Anschlussflansch zur unmittelbaren Verbindung mit dem Zylinder der Zylinder-Kolben-Anordnung aufweisen. In einer bevorzugten alternativen Weiterbildung ist das Nachsaugventil vollständig in den - außerhalb des Tanks angeordneten - Flansch- und Anschlussblock integriert; nur letzterer ist dabei über seine zweite Flanschfläche unmittelbar mit dem Zylinder der Zylinder-Kolben-Anordnung verbunden. Und das Nachsaugventil kann über eine Steuerleitung mit einem an dem Flansch- und Anschlussblock vorgesehenen Steuerausgang verbunden sein. Der Steuerausgang des Flansch- und Anschlussblocks steht dabei über einen Kanal mit einer Steuerfluid-Schnittstelle an der ersten Flanschfläche in Verbindung.

**[0013]** Aus den vorstehenden Erläuterungen ist ersichtlich, dass sich in Anwendung der vorliegenden Erfindung eine elektrohydraulische Antriebseinheit mit ausgeprägten Vorteilen (insbesondere im Falle der Verwendung als Antrieb einer Maschinenpresse) bereitstellen lässt. Hierzu zählen insbesondere: Durch werksseitig vormontierte und geprüfte Einheiten, welche mit einer mechanischen Schnittstelle zur jeweiligen Zylinder-Kolben-Anordnung ausgestattet und somit leicht mit letzterem zu verbinden sind, ergeben sich minimale Montage- und Inbetriebnahmezeiten an der Maschine. Durch das rohrlingsreduzierte Design und den konsequenten Verzicht auf externe Verrohrung ergeben sich größtmögliche Zuverlässigkeit und die Reduzierung der Gefahr externer Leckagen. Die Antriebseinheit kommt mit einer geringen Menge an Hydraulikflüssigkeit aus. Sie verfügt bei geringer Temperaturabhängigkeit über eine sehr hohe energetische Effizienz, so dass in der Regel weder eine ausgewiesene Ölkühlzeit vorzusehen ist, noch ein Ölkühler benötigt wird. So kann die Antriebseinheit besonders geringe Baumaße aufweisen. Die Geräuschentwicklung ist minimal. Mittels der Ventilsteuerung ist ein Rückhub des Werkzeugs in Arbeitsgeschwindigkeit möglich. Hierdurch sind besonders kurze Zykluszeiten und eine dementsprechend hohe Produktivität möglich. Zusatzfunktionen wie Werkzeugklemmung und Bombierung lassen sich ohne Mehraufwand in die Antriebseinheit integrieren bzw. an diese anbinden. Die Antriebseinheit kommt ohne Druckspeicher und ohne proportionale Wegeventile aus. Ebenso wenig bedarf es zwingend irgend welcher Drucksensoren, wobei solche allerdings bei bestimmten Ausgestaltungen der erfindungsgemäße

Antriebseinheit durchaus mit Vorteil vorgesehen sein können (s. o.). Auch eine Verstellpumpe ist nicht erforderlich. Es lassen sich hochdynamische Maschinenpressen (z. B. Abkantpressen) realisieren mit einer Eilgang-Geschwindigkeit von beispielsweise 200-230mm/sec.

**[0014]** Im Folgenden wird die vorliegende Erfindung anhand zweier in der Zeichnung veranschaulichter bevorzugter Ausführungsbeispiele näher erläutert. Dabei zeigt

Fig. 1 in perspektivischer Ansicht eine elektrohydraulische Antriebseinheit nach einem ersten Ausführungsbeispiel der Erfindung ohne die zugehörige Maschinensteuerung,

Fig. 2 die elektrohydraulische Antriebseinheit nach Fig. 1 bei teilweise geschnittenen Seitenwänden des Tanks zur Veranschaulichung von dessen Einbauten, allerdings ohne die Zylinder-Kolben-Einheit,

Fig. 3 den Hydraulikschaltplan zu der elektrohydraulischen Antriebseinheit nach den Figuren 1 und 2,

Fig. 4 in Form eines Diagramms die Ansteuerung der Schaltventile und des Elektromotors der elektrohydraulischen Antriebseinheit nach den Figuren 1 bis 3 und die sich ergebende Bewegung des Kolbens,

Fig. 5 in perspektivischer Ansicht eine elektrohydraulische Antriebseinheit nach einem zweiten Ausführungsbeispiel der Erfindung ohne die zugehörige Maschinensteuerung,

Fig. 6 den Hydraulikschaltplan zu der elektrohydraulischen Antriebseinheit nach Fig. 5 (ohne die zugehörige Maschinensteuerung) und

Fig. 7 ein die Ansteuerung der Schaltventile und des Elektromotors der elektrohydraulischen Antriebseinheit nach den Figuren 5 und 6 und die sich ergebende Bewegung des Kolbens veranschaulichendes Funktionsdiagramm.

**[0015]** Die in den Figuren 1 und 2 gezeigte elektrohydraulische Antriebseinheit nach einem ersten Ausführungsbeispiel der Erfindung umfasst als Hauptkomponenten eine Zylinder-Kolben-Anordnung 1 mit vertikaler Bewegungsachse Y, einen Hydraulikflüssigkeit bevorratenden Tank 2, ein Hydraulikaggregat 3 mit einem Elektromotor 4 und einer durch diesen angetriebenen Hydraulikpumpe 5 und einen Ventilblock 6 mit mehreren daran angeordneten bzw. darin untergebrachten hydraulisch wirksamen Elementen (insbesondere Ventilen) sowie einem Wechsel-Ölfilter 20. Die Zylinder-Kolben-Anordnung 1 umfasst in als solches bekannter Weise einen in einem Zylinder 7 linear verschiebbaren, mit einer Kolbenstange 8 verbundenen Kolben 9, durch welchen der Innenraum des Zylinders 7 in zwei Arbeitsräume unterteilt wird, nämlich einen ersten hydraulischen Arbeitsraum 10, welcher dergestalt einer ersten Bewegungsrichtung Y1 des Kolbens zugeordnet ist, dass er während

dieser sein Volumen vergrößert, und einen zweiten hydraulischen Arbeitsraum 11, welcher dergestalt einer - der ersten Bewegungsrichtung Y1 entgegengesetzten zweiten Bewegungsrichtung Y2 des Kolbens zugeordnet ist, dass er während dieser sein Volumen vergrößert. Bei der bestehenden Einbaulage entspricht die erste Bewegungsrichtung Y1 der Abwärtsbewegung von Kolben 9 und Kolbenstange 8 und die zweite Bewegungsrichtung Y2 deren Aufwärtsbewegung.

**[0016]** Der Tank 2, der über einen BelüftungsfILTER 12 belüftet ist, so dass in ihm Umgebungsdruck herrscht (sog. "offenes System"), weist eine L-Form auf. Er verfügt somit über eine seitliche Aussparung 13, in welcher der Ventilblock 6 untergebracht ist. An einer der Seitenwände des Tanks 2 ist ein Füllstandssensor 34 angeordnet.

**[0017]** Die Hydraulikpumpe 5 ist innen in dem Tank 2 ("unter Öl") angeordnet. Der ihrem Antrieb dienende Elektromotor 4 befindet sich allerdings außerhalb des Tanks 2, an dessen Boden 14 angeflanscht. Ebenfalls in dem Tank 2 befinden sich ein Nachsaugventil 15 sowie (mit einem überwiegenden Teil seines Volumens) ein Flansch- und Anschlussblock 16. Letzterer ragt allerdings durch entsprechende Öffnungen in der Seitenwand 17 und dem Boden 14 des Tanks 2 aus diesem heraus. An dem durch die Seitenwand 17 des Tanks herausragenden Abschnitt 18 des Flansch- und Anschlussblocks 16 ist eine erste Flanschfläche 19 zur Verbindung mit dem Ventilblock 6 vorgesehen; und an dem durch den Boden 14 des Tanks 2 herausragenden Abschnitt des Flansch- und Anschlussblocks 16 befindet sich eine zweite Flanschfläche 21 zur Verbindung mit dem Zylinder 7 der Zylinder-Kolben-Anordnung 1. An der ersten sowie der zweiten Flanschfläche 19, 21 ist jeweils eine hydraulische Schnittstelle vorgesehen, welche zwei mit den beiden Arbeitsräumen 10, 11 der Zylinder-Kolben-Anordnung 1 kommunizierende Arbeitsanschlüsse A, B umfasst.

**[0018]** Der Flansch- und Anschlussblock 16 weist einen Durchbruch 22 auf, in welchen das Nachsaugventil 15 eingesetzt ist. Dieses verfügt seinerseits über einen Anschlussflansch zur unmittelbaren Verbindung mit dem Zylinder 7 der Zylinder-Kolben-Anordnung 1. Das Nachsaugventil 15 ist hydraulisch entsperrbar, wozu es über eine - innerhalb des Tanks 2 verlegte - Steuerleitung 23 mit einem an dem Flansch- und Anschlussblock 16 vorgesehenen Steueranschluss verbunden ist, welcher seinerseits über einen - den Flansch- und Anschlussblock 16 durchsetzenden - Kanal und eine an der ersten Flanschfläche 19 vorgesehene Steuerfluid-Schnittstelle mit einem Steuerausgang des Ventilblocks 6 kommuniziert.

**[0019]** An der Tankseite der Hydraulikpumpe 5, welche in deren Pumpbetrieb die Saugseite bildet, ist ein bodennah mündender Ansaugstutzen 24 vorgesehen. Die Druckseite der Hydraulikpumpe 5, an der in deren Pumpbetrieb die geförderte Hydraulikflüssigkeit austritt, ist demgegenüber über einen - innerhalb des Tanks 2 verlegten - Druckschlauch 25 mit einem an dem Flansch-

und Anschlussblock 16 vorgesehenen Druckanschluss verbunden, welcher seinerseits über einen den Flansch- und Anschlussblock 16 durchsetzenden Kanal und eine an der ersten Flanschfläche 19 vorgesehene Druckfluid-Schnittstelle mit einem Druckfluid-Anschluss des Ventilblocks 6 kommuniziert.

**[0020]** Die Anordnung und Verschaltung der Schaltventile und sonstigen Komponenten (Nachsaugventil, Drossel, Druckbegrenzungsventile, Filter, etc.) der Hydraulikschaltung ist in Fig. 3 veranschaulicht. (Zur Vermeidung von Missverständnissen ist darauf hinzuweisen, dass in Fig. 3 die den Ventilblock 6 symbolisierende Linie den körperlichen Ventilblock 6 aus Figuren 1 und 2 samt dem körperlichen Flansch- und Anschlussblock 16 umfasst; diese beiden nach den Figuren 1 und 2 baulich getrennten Bauteile könnten durchaus auch zu einem einheitlichen Bauteil zusammengefasst werden.) In besonderer Weise von Bedeutung für die Steuerung der Bewegungsabläufe der Antriebseinheit, d. h. der Abwärts- und Aufwärtsbewegung von Kolben 9 und Kolbenstange 8 sind dabei die insgesamt sechs von der Maschinensteuerung 26 angesteuerten Schaltventile S1 bis S6 sowie der ebenfalls von der Maschinensteuerung 26 angesteuerte, als Servomotor 27 ausgeführte Elektromotor 4 des Hydraulikaggregats 3. Die Ansteuerung der Schaltventile S1 bis S6 sowie des Servomotors 27 in den einzelnen Teilabschnitten und Phasen eines vollständigen Zyklus ist dabei in dem Diagramm nach Fig. 4 veranschaulicht.

**[0021]** Und zwar ist in während des Haltens des Kolbens im oberen Totpunkt (Phase I) der Servomotor 27 im Stillstand (Betriebszustand "0"); und keines der sechs Schaltventile S1 bis S6 ist aktiviert, so dass alle Schaltventile die in Fig. 3 gezeigte Stellung (Schaltstellung "0") einnehmen. In diesem Schaltzustand wird der Kolben 9 redundant durch die Gruppe aus geschlossenem Schaltventil S2 und geschlossenem Druckbegrenzungsventil 30 sowie das ebenfalls geschlossene Schaltventil S3 in dem Sinne gehalten, dass das Gewicht von den mit der Kolbenstange 8 verbundenen Komponenten (z. B. Werkzeugträger und Werkzeug) der jeweiligen Maschine durch die in dem zweiten hydraulischen Arbeitsraum 11 eingespannte Hydraulikflüssigkeit gehalten werden. (Das auf den maximal zulässigen Systemdruck zuzüglich eines Zuschlags eingestellte Sicherheitsventil 28 ist ohnehin im normalen Betrieb stets geschlossen.)

**[0022]** Zur Bewegung Eil-Abwärts von Kolben 9 und Kolbenstange 8 (Phase II) sind mit Ausnahme des Schaltventils S4 sämtliche Schaltventile, d. h. die Schaltventile S1, S2, S3, S5 und S6 aktiviert (Schaltstellung "I"). Der zweite Arbeitsraum 11 (Heben-Arbeitsraum) der Zylinder-KolbenEinheit 7 steht über die (geöffneten) Schaltventile S2 und S3 und das gemäß bP geöffnete Schaltventil S5 mit dem Druckanschluss 29 der Hydraulikpumpe 5 in Verbindung. Der Servomotor 27 dreht im Linkslauf (Betriebszustand L\*), d. h. in seinem Bremsbetrieb, um die durch das Eigengewicht der von der Antriebseinheit angetriebenen, mit der Kolbenstange 8 ver-

bundenen angetriebenen Maschinenkomponente (Werkzeugträger plus Werkzeug) induzierte Abwärtsbewegung des Kolbens 9 gesteuert zu bremsen. Durch das Nachsaugventil 15 wird der erste Arbeitsraum 10 der Zylinder-Kolben-Anordnung 7 direkt aus dem Tank 2 gefüllt. Diese Phase II erstreckt sich bis zu einem - in der Maschinensteuerung hinterlegten - Umschaltpunkt, der frei programmierbar und zweckmäßigerweise nahe dem Aufsetzpunkt des Werkzeugs auf dem Werkstück gewählt ist.

**[0023]** In der Lastwechselphase III befindet sich der Servomotor 27 im Stillstand. Die Schaltventile S2, S4 und S5 werden umgesteuert, d. h. die Schaltventile S2 und S5 werden deaktiviert (Schaltstellung "0"), und das Schaltventil S4 wird aktiviert (Schaltstellung "I"). Auf diese Weise wird der erste Arbeitsraum 10 der Zylinder-Kolben-Anordnung 7 über das Schaltventil S4 mit der Druckseite 29 der Hydraulikpumpe 5 in Strömungsverbindung gebracht. Der zweite Arbeitsraum 11 der Zylinder-Kolben-Anordnung 7 wird demgegenüber über das Druckbegrenzungsventil 30, das Schaltventil S3, den Strömungspfad bT des Schaltventils S5 und den Ölfiler 20 mit der Tankseite in Strömungsverbindung gebracht.

**[0024]** Zum Kraftpressen (Phase IV) wird der Servomotor 27 mit seiner dem Pumpbetrieb der Hydraulikpumpe 5 entsprechenden Drehrichtung (Rechtslauf gemäß Betriebszustand R\*) in Betrieb gesetzt. Dieser Betriebszustand der Schaltventile S1 bis S6 und des Servomotors 27 wird auch über die anschließende Haltephase (Phase V) aufrechterhalten.

**[0025]** Zum Dekomprimieren der in dem ersten Arbeitsraum 10 befindlichen Hydraulikflüssigkeit (Phase VI) wird der Servomotor 27 umgesteuert. Er dreht nun im Linkslauf, d. h. in seinem Bremsbetrieb L\*, so dass Hydraulikflüssigkeit gesteuert aus dem ersten Arbeitsraum 10 über das Schaltventil S4 und die (als Düse ausgeführte) Drossel 31 in den Tank 2 gefördert wird.

**[0026]** Am Ende der Dekompressionsphase werden die Schaltventile S4, S5 und S6 umgesteuert, d. h. die Schaltventile S4 und S6 werden deaktiviert (Schaltzustand "0") und das Schaltventil S5 wird aktiviert (Schaltzustand "I"). Infolge seiner Beaufschlagung mit Steuerdruck über das Schaltventil S6 (Pfad Pb) wird das Nachsaugventil 15 geöffnet (entsperrt). Und der zweite Arbeitsraum 11 der Zylinder-Kolben-Anordnung 7 ist über das Vordruckventil 32 und die beiden Schaltventile S3 und S2 (jeweils durch den mittels des Rückschlagventils abgesicherten Pfad) mit der Druckseite 29 der Hydraulikpumpe 5 verbunden. Durch Umsteuern des Servomotors 27 in Rechtslauf, d. h. Betrieb mit seiner dem Pumpbetrieb der Hydraulikpumpe entsprechenden Drehrichtung (Betriebszustand R\*) wird der Kolben 9 im Eil-Hub angehoben (Phase VII). Bedarfsweise kann das Anheben des Kolbens 9 in zwei Teilphasen unterteilt werden, indem dem Eil-Heben zunächst ein langsames Heben vorgeschaltet ist. Während dieser ersten Teilphase kann, bei noch nicht entsperrtem Nachsaugventil 15, die aus dem ersten Arbeitsraum 10 verdrängte Hydraulikflüssig-

keit über das Schaltventil S4 (Pfad aT) und den Ölfilter 20 in den Tank 2 abfließen.

**[0027]** Bei Erreichen des oberen Totpunktes (OT) geht der Servomotor 27 in Stillstand über; und die Schaltventile S1 und S5 werden umgesteuert, so dass nun wieder sämtliche Schaltventile deaktiviert sind (Haltephase VIII, analog der Haltephase I zu Beginn des Zyklus'; s. o.).

**[0028]** In der Haltephase I, VIII kann die Hydraulikpumpe 5 bedarfsweise in Betrieb genommen werden, um Hydraulikflüssigkeit über das (geöffnete) Schaltventil S1 durch den Ölfilter 20 zu fördern. Optional kann sich an den Ölfilter 20, mit diesem in Reihe geschaltet, ein Ölkühler 33 anschließen.

**[0029]** Zu der in den Figuren 3 und 4 veranschaulichten Steuerung sind, um dies nur der Vollständigkeit halber zu erwähnen, im Rahmen der vorliegenden Erfindung ersichtlich diverse Variationen, Modifikationen und Abwandlungen möglich, ohne die durch die Ansprüche definierte Erfindung zu verlassen. Eine derartige Abwandlung besteht beispielsweise in dem Ersatz von normal-offenen (NO) Ventilen durch normal-geschlossene (NG) Ventile und/oder umgekehrt.

**[0030]** In Fig. 3 ist veranschaulicht, dass die Schaltventile S1, S2, S3, S4 und S6 mit einer Schaltstellungsüberwachung 34 ausgestattet sind. Diese kann - im Falle geringerer Sicherheitsanforderungen - ggf. entfallen, wobei in diesem Fall auch das Schaltventil S3 entfallen kann.

**[0031]** Ist, wie oben erwähnt und in Fig. 3 veranschaulicht, ein optionaler Ölkühler 33 vorgesehen, so ist dieser bevorzugt direkt außen an einer der Seitenwände des Tanks 2 angeordnet. Die Ölzufuhr zum Ölkühler 33 erfolgt dabei über eine - innerhalb des Tanks 2 verlegte Leitung, welche mit einem an dem Flansch- und Anschlussblock 16 vorgesehenen Kühlstromanschluss verbunden ist, welcher seinerseits über einen - den Flansch- und Anschlussblock 16 durchsetzenden - Kanal und eine an der ersten Flanschfläche 19 vorgesehene Kühlstrom-Schnittstelle mit einem Kühlstrom-Anschluss des Ventilblocks 6 kommuniziert.

**[0032]** Das durch die Figuren 5 bis 7 dokumentierte zweite bevorzugte Ausführungsbeispiel der Erfindung erklärt sich - aufgrund der bestehenden Parallelen bzw. Übereinstimmungen - im erheblichen Umfang durch die vorstehenden Erläuterungen zu dem von den Figuren 1 bis 4 betroffenen ersten Ausführungsbeispiel. Zur Vermeidung von Wiederholungen wird insoweit auf letztere verwiesen. Besonders hinzuweisen ist aber auf die maßgeblichen, nachstehend thematisierten Abweichungen wie folgt:

Der Flansch- und Anschlussblock 16' ist nicht in dem Tank angeordnet, sondern vielmehr (vollständig) außerhalb des Tanks 2'. Er befindet sich nämlich unterhalb des Tanks 2', d. h. unterhalb von dessen Boden 14. Anders als nach dem ersten Ausführungsbeispiel, bei dem ein selbständig funktionstüchtiges Nachsaugventil in eine Aussparung bzw. einen Durchbruch des Flansch- und Anschlussblock eingesetzt ist, ist bei dem zweiten Aus-

führungsbeispiel nach den Figuren 5-7 das Nachsaugventil 15' in dem Sinne in den Flansch- und Anschlussblock 16' integriert, als letzterer selbst das funktionsnotwendige Ventilgehäuse bildet. Dies ermöglicht eine besonders kompakte Bauweise. Ferner entfällt die nach dem ersten Ausführungsbeispiel erforderliche doppelte Flanschbindung (einerseits des Flansch- und Anschlussblocks 16 und andererseits des Nachsaugventils 15) von Komponenten an die Zylinder-Kolben-Anordnung.

**[0033]** Weiterhin ist in Fig. 6 erkennbar, dass die bei dem ersten Ausführungsbeispiel in der Dekompressionsphase wirksame, mit der Hydraulikpumpe funktional in Reihe geschaltete Drossel entfallen ist. Hiermit im Zusammenhang steht die (beim zweiten Ausführungsbeispiel vorgesehene) druckabhängige Regelung der Dekompression durch entsprechende Ansteuerung der Hydraulikpumpe 5 im Bremsbetrieb durch die Steuerung, zu welchem Zweck das Signal eines den Hydraulikdruck im ersten hydraulischen Arbeitsraum erfassenden Drucksensors 34 auf die Steuerung geschaltet ist.

**[0034]** Anders gestaltet ist bei dem zweiten Ausführungsbeispiel auch die Filterung der Hydraulikflüssigkeit. Hier ist eine Filtereinheit 35 dergestalt vorgesehen, dass im Pumpbetrieb der Hydraulikpumpe 5 die gesamte von letzterer geförderte Hydraulikflüssigkeit durch den Filter 20' gereinigt wird. Nur bei Verstopfung des Filters 20' strömt die von der Hydraulikpumpe 5' geförderte Hydraulikflüssigkeit über den "kleinen" Bypass 36, in dem das Rückschlagventil 37 wie ein Druckbegrenzungsventil wirkt und bei beladenem bzw. verstopften Filter 20' öffnet, um einem Filterbruch vorzubeugen. Im Bremsbetrieb der Hydraulikpumpe 5' strömt die Hydraulikflüssigkeit über den "großen" Bypass 38 an der Filtereinheit 35 vorbei.

**[0035]** Infolge der vorstehend beschriebenen Ausführung der Filterung der Hydraulikflüssigkeit ist weiterhin teilweise die Funktion des bei dem ersten Ausführungsbeispiel vorgesehenen Schaltventils S1 entfallen; denn es gibt bei dem zweiten Ausführungsbeispiel keinen reinen Umwälz-Filterbetrieb mehr. Damit könnte das zweite Ausführungsbeispiel mit einem Schaltventil weniger auskommen als das erste Ausführungsbeispiel. Allerdings ist, wie Fig. 6 zeigt, aus Sicherheitsgründen ein Absperrventil S7 hinzugekommen. Dieses sperrt in seiner nicht-bestromten Stellung die Hydraulikpumpe 5 von der weiteren Ventilanordnung ab und verhindert auf diese Weise einen unbeabsichtigten Druckaufbau im System.

**[0036]** Hinzuzuweisen ist schließlich auf den Wegfall eines gesonderten Ölkühlers; denn ein solcher ist bei dem dargestellten zweiten Ausführungsbeispiel nicht erforderlich.

## 55 Patentansprüche

1. Elektrohydraulische Antriebseinheit, insbesondere zur Verwendung an einer Maschinenpresse, umfas-

send

- eine Zylinder-Kolben-Anordnung (1) mit einem einer ersten Bewegungsrichtung (Y1) des Kolbens (9) zugeordneten ersten hydraulischen Arbeitsraum (10) und einem einer entgegengesetzten zweiten Bewegungsrichtung (Y2) des Kolbens (9) zugeordneten zweiten hydraulischen Arbeitsraum (11),
  - einen Hydraulikflüssigkeit bevorratenden Tank (2; 2'),
  - eine mittels eines Elektromotors (4) im Pumpbetrieb in genau einer vorgegebenen Drehrichtung drehzahlvariabel angetriebene 2-Quadranten-Hydraulikpumpe (5) mit einem unmittelbar im Tank (2; 2') mündenden Tankanschluss und einem Druckanschluss (29),
  - eine zwischen den Druckanschluss (29) der Hydraulikpumpe (5) und die Zylinder-Kolben-Anordnung (1) geschaltete, mehrere elektrisch ansteuerbare Schaltventile (S1-S6; S2'-S6', S7) umfassende Ventilanordnung,
  - und eine auf die Schaltventile (S1-S6; S2'-S6', S7) und den Elektromotor (4) einwirkende Maschinensteuerung (26), mittels derer die Schaltventile (S1-S6; S2'-S6', S7) zwischen einer Beaufschlagung des ersten hydraulischen Arbeitsraums (10) und des zweiten hydraulischen Arbeitsraums (11) der Zylinder-Kolben-Anordnung (1) im Pumpbetrieb der Hydraulikpumpe (5) aus deren Druckanschluss (29) umsteuerbar sind, wobei die Hydraulikpumpe (5) mittels der Maschinensteuerung (26) in einen Bremsbetrieb mit zum Pumpbetrieb umgekehrter Dreh- und Durchströmungsrichtung umsteuerbar ist.
2. Elektrohydraulische Antriebseinheit nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Zylinder-Kolben-Anordnung (1) mit zumindest im Wesentlichen senkrechter Bewegungsachse (Y) orientiert ist, wobei die erste Bewegungsrichtung (Y1) einer Abwärtsbewegung und die zweite Bewegungsrichtung (Y2) einer Aufwärtsbewegung des Kolbens (9) entspricht.
  3. Elektrohydraulische Antriebseinheit nach Anspruch 1 oder Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Hydraulikpumpe (5) sowohl in einer ersten Bewegungsphase, während eine Strömungsverbindung des zweiten hydraulischen Arbeitsraums (11) der Zylinder-Kolben-Anordnung (1) mit dem Druckanschluss (29) der Hydraulikpumpe (5) besteht, als auch in einer zweiten Bewegungsphase, in der eine Strömungsverbindung des ersten hydraulischen Arbeitsraums (10) der Zylinder-Kolben-Anordnung (1) mit dem Druckanschluss (29) der Hydraulikpumpe (5) besteht, in den Bremsbetrieb umsteuerbar ist.
  4. Elektrohydraulische Antriebseinheit nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** eine Drossel (31) vorgesehen ist, welche im Bremsbetrieb in der zweiten Bewegungsphase in Reihe mit der Hydraulikpumpe (5) geschaltet ist.
  5. Elektrohydraulische Antriebseinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Hydraulikpumpe (5) innen liegend in dem Tank (2; 2') angeordnet ist.
  6. Elektrohydraulische Antriebseinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein Flansch- und Anschlussblock (16) vorgesehen ist mit einer ersten Flanschfläche (19) zur Verbindung mit einem die Schaltventile (S1-S6; S2'-S6', S7) beherbergenden Ventilblock (6) und einer zweiten Flanschfläche (21) zur Verbindung mit dem Zylinder (7) der Zylinder-Kolben-Anordnung (1).
  7. Elektrohydraulische Antriebseinheit nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Flansch- und Anschlussblock (16) zu einem überwiegenden Teil seines Volumens in dem Tank (2) angeordnet ist.
  8. Elektrohydraulische Antriebseinheit nach Anspruch 6 oder Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Ventilblock (6) in einer seitlichen Aussparung (13) des Tanks (2; 2') untergebracht ist.
  9. Elektrohydraulische Antriebseinheit nach einem der Ansprüche 6 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** an der zweiten Flanschfläche (21) eine hydraulische Schnittstelle vorgesehen ist, welche zwei mit den beiden Arbeitsräumen (10, 11) der Zylinder-Kolben-Anordnung (1) kommunizierende Arbeitsanschlüsse (A, B) umfasst.
  10. Elektrohydraulische Antriebseinheit nach einem der Ansprüche 6 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Hydraulikpumpe (5) über eine innerhalb des Tanks (2) verlaufende Druckleitung (25) mit dem Flansch- und Anschlussblock (16) verbunden ist.
  11. Elektrohydraulische Antriebseinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** in dem Tank (2) ein Nachsaugventil (15) mit einem hydraulisch entsperrenbaren Rückschlagventil angeordnet ist.
  12. Elektrohydraulische Antriebseinheit nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Nachsaugventil (15) einen Anschlussflansch zur unmittelbaren Verbindung mit dem Zylinder (7) der Zylinder-Kolben-Anordnung (1) aufweist.
  13. Elektrohydraulische Antriebseinheit nach Anspruch

11 oder Anspruch 12, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Nachsaugventil (15) über eine Steuerleitung (23) mit einem an dem Flansch- und Anschlussblock (16) vorgesehenen Steuerausgang verbunden ist.

14. Elektrohydraulische Antriebseinheit nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Flansch- und Anschlussblock (16') unterhalb des Tanks (2') angeordnet ist.
15. Elektrohydraulische Antriebseinheit nach Anspruch 14, **dadurch gekennzeichnet, dass** in den Flansch- und Anschlussblock (16') ein Nachsaugventil (15') mit einem hydraulisch entsperrenbaren Rückschlagventil angeordnet ist.
16. Elektrohydraulische Antriebseinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 15, **dadurch gekennzeichnet, dass** sie eine Filtereinheit (35) mit einem im Pumpbetrieb der Hydraulikpumpe (5) von der gesamten von der Hydraulikpumpe (5) geförderten Hydraulikflüssigkeit durchströmten Filter (20') umfasst.

#### Claims

1. Electrohydraulic drive unit, in particular for use on a machine press, comprising
- a cylinder-piston arrangement (1) having a first hydraulic working chamber (10) assigned to a first direction of movement (Y1) of the piston (9) and a second hydraulic working chamber (11) assigned to an opposite second direction of movement (Y2) of the piston (9),
  - a tank storing hydraulic fluid (2; 2'),
  - a 2-quadrant hydraulic pump (5) which is driven by means of an electric motor (4) in pumping operation in exactly one predetermined direction of rotation in variable rotational speed and which has a tank connection opening directly into the tank (2; 2') and a pressure connection (29),
  - a valve arrangement which is connected between the pressure connection (29) of the hydraulic pump (5) and the cylinder-piston arrangement (1) and which comprises a plurality of electrically controllable switching valves (S1-S6; S2' -S6', S7),
  - and a machine controller (26) which acts on the switching valves (S1 - S6; S2' - S6' ,S7) and the electric motor (4) and by means of which the switching valves (S1 - S6; S2' - S6' , S7) are switchable between a loading of the first hydraulic working chamber (10) and the second hydraulic working chamber (11) of the cylinder-piston arrangement (1) during the pumping operation of the hydraulic pump (5) from the pressure

connection (29),

wherein the hydraulic pump (5) is switchable by means of the machine controller (26) into a braking operation with the direction of rotation and flow reverse to the pump operation.

2. Electrohydraulic drive unit according to claim 1, **characterized in that** the cylinder-piston arrangement (1) is oriented with an at least substantially perpendicular axis of movement (Y), the first direction of movement (Y1) corresponding to a downward movement and the second direction of movement (Y2) corresponding to an upward movement of the piston (9).
3. Electrohydraulic drive unit according to claim 1 or claim 2, **characterized in that** the hydraulic pump (5) can be switched over into braking operation both in a first movement phase, while a flow connection of the second hydraulic working chamber (11) of the cylinder-piston arrangement (1) with the pressure connection (29) of the hydraulic pump (5) exists, and in a second movement phase, in which a flow connection of the first hydraulic working chamber (10) of the cylinder-piston arrangement (1) with the pressure connection (29) of the hydraulic pump (5) exists, into braking operation.
4. Electrohydraulic drive unit according to claim 3, **characterized in that** a throttle (31) is provided which, in braking operation, is connected in series with the hydraulic pump (5) in the second movement phase.
5. Electrohydraulic drive unit according to one of claims 1 to 4, **characterized in that** the hydraulic pump (5) is disposed on the inside in the tank (2; 2').
6. Electrohydraulic drive unit according to one of claims 1 to 5, **characterized in that** a flange and connection block (16) is provided with a first flange surface (19) for connection to a valve block (6) accommodating the switching valves (S1 - S6; S2' - S6' , S7) and a second flange surface (21) for connection to the cylinder (7) of the cylinder-piston arrangement (1).
7. Electrohydraulic drive unit according to claim 6, **characterized in that** the flange and connection block (16) is arranged in the tank (2) to a predominant part of its volume.
8. Electrohydraulic drive unit according to claim 6 or claim 7, **characterized in that** the valve block (6) is disposed in a lateral recess (13) of the tank (2; 2').
9. Electrohydraulic drive unit according to one of claims 6 to 8, **characterized in that** a hydraulic interface is

provided on the second flange face (21), which comprises two working connections (A, B) communicating with the two working chambers (10, 11) of the cylinder-piston arrangement (1).

10. Electrohydraulic drive unit according to one of claims 6 to 9, **characterized in that** the hydraulic pump (5) is connected to the flange and connection block (16) via a pressure line (25) running inside the tank (2).
11. Electrohydraulic drive unit according to one of claims 1 to 10, **characterized in that** a suction valve (15) with a hydraulically unlockable non-return valve is arranged in the tank (2).
12. Electrohydraulic drive unit according to claim 11, **characterized in that** the suction valve (15) has a connecting flange for direct connection to the cylinder (7) of the cylinder-piston arrangement (1).
13. Electrohydraulic drive unit according to claim 11 or claim 12, **characterized in that** the suction valve (15) is connected via a control line (23) to a control output provided on the flange and connection block (16).
14. Electrohydraulic drive unit according to claim 6, **characterized in that** the flange and connection block (16') is arranged below the tank (2').
15. Electrohydraulic drive unit according to claim 14, **characterized in that** a suction valve (15') with a hydraulically unlockable non-return valve (15') is disposed into the flange and connection block (16').
16. Electrohydraulic drive unit according to one of claims 1 to 15, **characterized in that** it comprises a filter unit (35) with a filter (20') through which the entire hydraulic fluid conveyed by the hydraulic pump (5) flows during pumping operation of the hydraulic pump (5).

## Revendications

1. Unité d'entraînement hydroélectrique, en particulier pour une utilisation sur une presse automatique, comprenant :
  - un ensemble vérin-piston (1) comprenant un premier espace de travail hydraulique (10) associé avec un premier sens de déplacement (Y1) du piston (9) et un deuxième espace de travail hydraulique (11) associé avec un deuxième sens opposé de déplacement (Y2) du piston (9),
  - un réservoir (2; 2') stockant le fluide hydraulique,

- une pompe hydraulique (5) à opération dans 2 quadrants qui, en mode de pompage, est entraînée à vitesse variable dans exactement un sens de rotation prédéterminé par un moteur électrique (4) et qui comporte un raccord de réservoir débouchant directement dans le réservoir (2; 2') et un raccord de refoulement (29),

- un ensemble de valves qui est disposé entre ledit raccord de refoulement (29) de la pompe hydraulique (5) et ledit ensemble vérin-piston (1) et qui comprend des valves de commutation (S1-S6; S2'-S6', S7) à commande électrique, et

- une commande de machine (26) qui agit sur les valves de commutation (S1-S6; S2'-S6', S7) et le moteur électrique (4) et moyennant laquelle les valves de commutation (S1-S6; S2'-S6', S7) sont aptes à être commutées entre une pressurisation dudit premier espace de travail hydraulique (10) et dudit deuxième espace de travail hydraulique (11) dudit ensemble vérin-piston (1) en mode de pompage de la pompe hydraulique (5) par son raccord de refoulement (29),

ladite pompe hydraulique (5) étant apte à être commutée par la commande de machine (26) à un mode de freinage présentant un sens de rotation et d'écoulement inverse au mode de pompage.

2. Unité d'entraînement hydroélectrique selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** ledit ensemble vérin-piston (1) est orienté de telle façon qu'il a un axe de déplacement (Y) sensiblement vertical, ledit premier sens de déplacement (Y1) correspondant à un mouvement descendant et ledit deuxième sens de déplacement (Y2) correspondant à un mouvement ascendant dudit piston (9).
3. Unité d'entraînement hydroélectrique selon la revendication 1 ou la revendication 2, **caractérisée en ce que** la pompe hydraulique (5), non seulement dans une première phase de déplacement pendant laquelle le deuxième espace de travail hydraulique (11) de l'ensemble vérin-piston (1) est en communication fluïdique avec ledit raccord de refoulement (29) de la pompe hydraulique (5), mais encore dans une deuxième phase de déplacement pendant laquelle le premier espace de travail hydraulique (10) de l'ensemble vérin-piston (1) est en communication fluïdique avec ledit raccord de refoulement (29) de la pompe hydraulique (5), est apte à être commutée au mode de freinage.
4. Unité d'entraînement hydroélectrique selon la revendication 3, **caractérisée en ce qu'**un étrangleur (31) est prévu qui, en mode de freinage dans la deuxième phase de déplacement, est raccordé en série avec la pompe hydraulique (5).

5. Unité d'entraînement hydroélectrique selon l'une quelconque des revendications 1 à 4, **caractérisée en ce que** la pompe hydraulique (5) est disposée à l'intérieur dudit réservoir (2; 2').
6. Unité d'entraînement hydroélectrique selon l'une quelconque des revendications 1 à 5, **caractérisée en ce qu'**un bloc de raccordement à bride (16) est prévu qui comprend une première surface de bride (19) reliée avec un bloc de valves (6) logeant les valves de commutation (S1-S6; S2'-S6', S7) et une deuxième surface de bride (21) reliée avec le vérin (7) dudit ensemble vérin-piston (1).
7. Unité d'entraînement hydroélectrique selon la revendication 6, **caractérisée en ce que** la majeure partie du volume dudit bloc de raccordement à bride (16) est disposé dans le réservoir (2).
8. Unité d'entraînement hydroélectrique selon la revendication 6 ou la revendication 7, **caractérisée en ce que** ledit bloc de valves (6) est logé dans un évidement latéral (13) dudit réservoir (2; 2').
9. Unité d'entraînement hydroélectrique selon l'une quelconque des revendications 6 à 8, **caractérisée en ce qu'**une interface hydraulique est prévue sur ladite deuxième surface de bride (21), ladite interface hydraulique comprenant deux raccords de travail (A, B) qui sont en communication avec les deux espaces de travail (10, 11) dudit ensemble vérin-piston (1).
10. Unité d'entraînement hydroélectrique selon l'une quelconque des revendications 6 à 9, **caractérisée en ce que** la pompe hydraulique (5) est raccordée audit bloc de raccordement à bride (16) par l'intermédiaire d'un conduit de refoulement (25) s'étendant à l'intérieur dudit réservoir (2).
11. Unité d'entraînement hydroélectrique selon l'une quelconque des revendications 1 à 10, **caractérisée en ce qu'**un clapet anti-cavitation (15) comprenant un clapet anti-retour hydrauliquement piloté est disposé dans ledit réservoir (2).
12. Unité d'entraînement hydroélectrique selon la revendication 11, **caractérisée en ce que** ledit clapet anti-cavitation (15) comprend une bride de raccordement qui est reliée directement avec le vérin (7) de l'ensemble vérin-piston (1).
13. Unité d'entraînement hydroélectrique selon la revendication 11 ou la revendication 12, **caractérisée en ce que** ledit clapet anti-cavitation (15) est relié, par l'intermédiaire d'un conduit pilote (23), avec une sortie pilote qui est prévue sur ledit bloc de raccordement à bride (16).
14. Unité d'entraînement hydroélectrique selon la revendication 6, **caractérisée en ce que** ledit bloc de raccordement à bride (16') est disposé en dessous dudit réservoir (2').
15. Unité d'entraînement hydroélectrique selon la revendication 14, **caractérisée en ce qu'**un clapet anti-cavitation (15') comprenant un clapet anti-retour hydrauliquement piloté est disposé dans ledit bloc de raccordement à bride (16').
16. Unité d'entraînement hydroélectrique selon l'une quelconque des revendications 1 à 15, **caractérisée en ce qu'**elle comprend une unité de filtration (35) comprenant un filtre (20') destiné à être parcouru, lors du mode de pompage de la pompe hydraulique (5), par la totalité du fluide hydraulique refoulé par la pompe hydraulique (5).



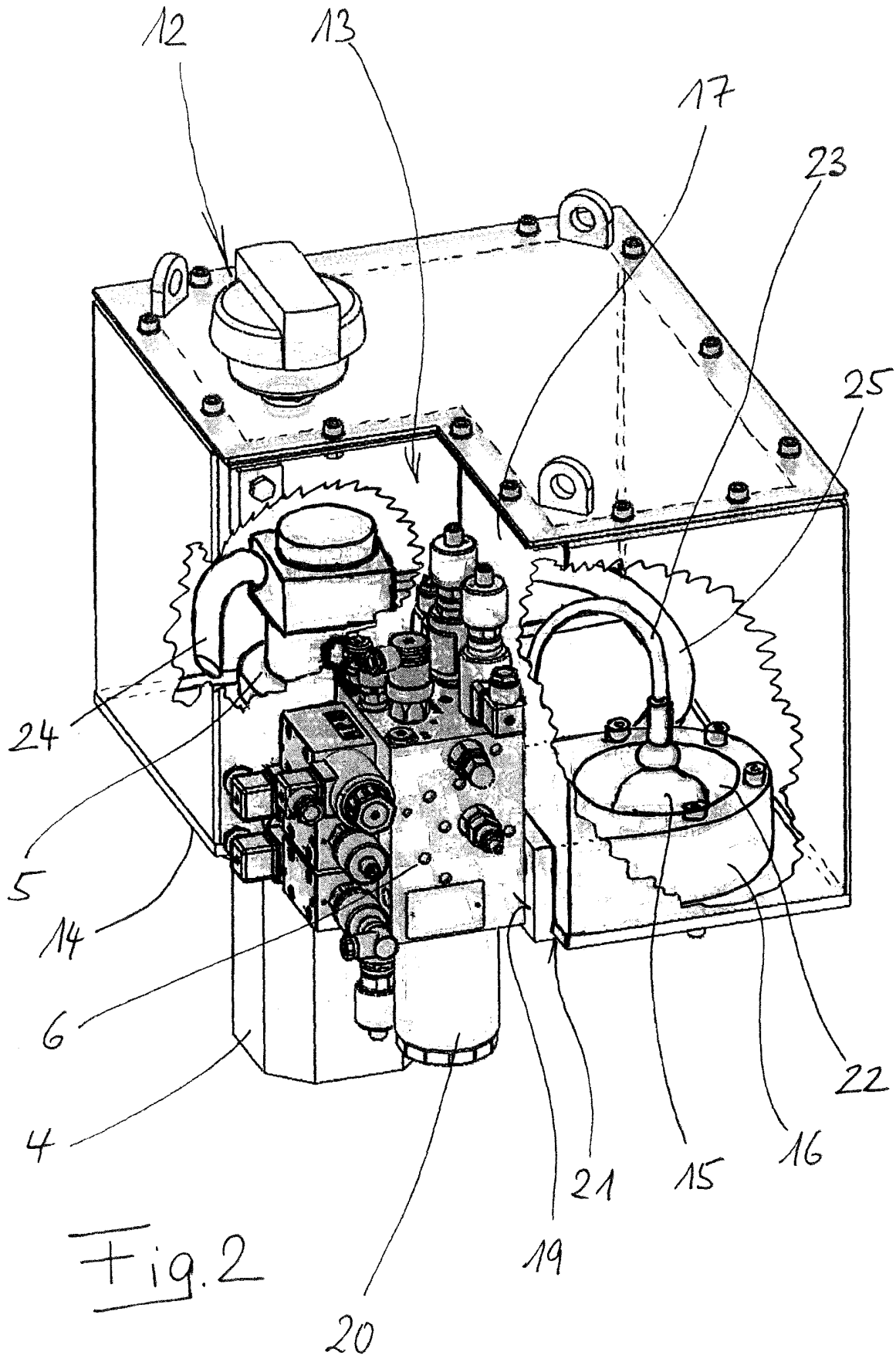


Fig. 2

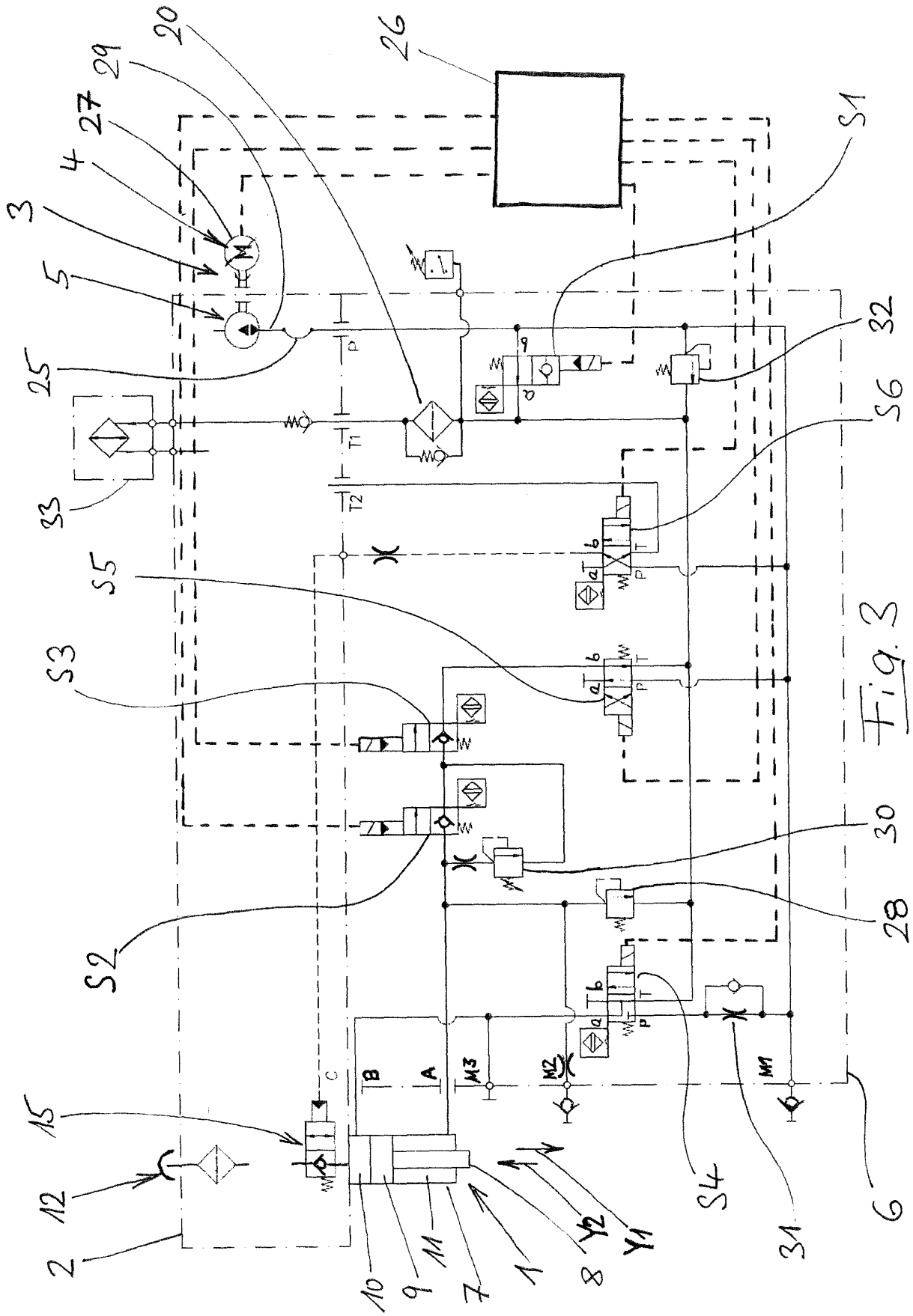


Fig. 3

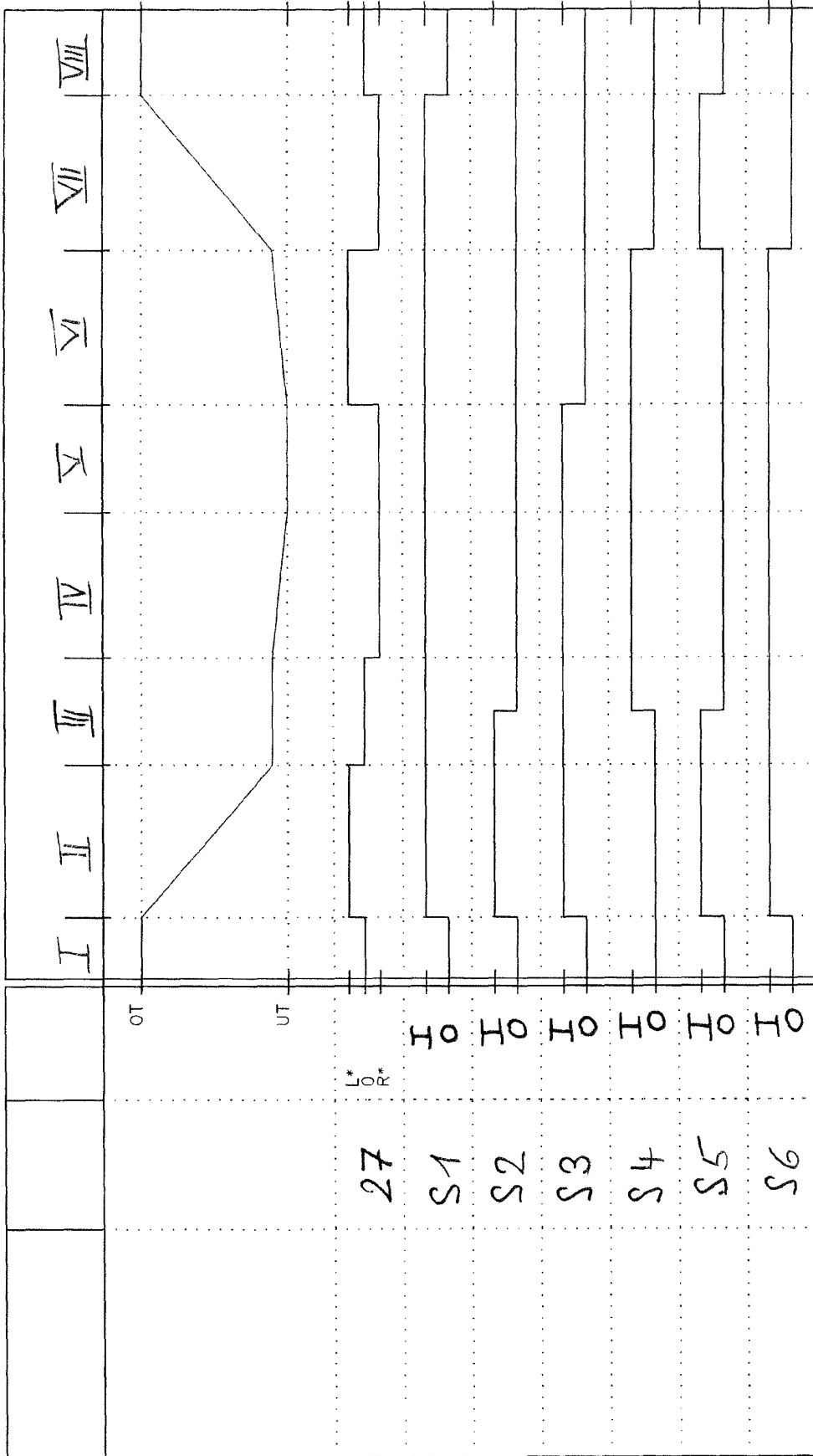


Fig. 4

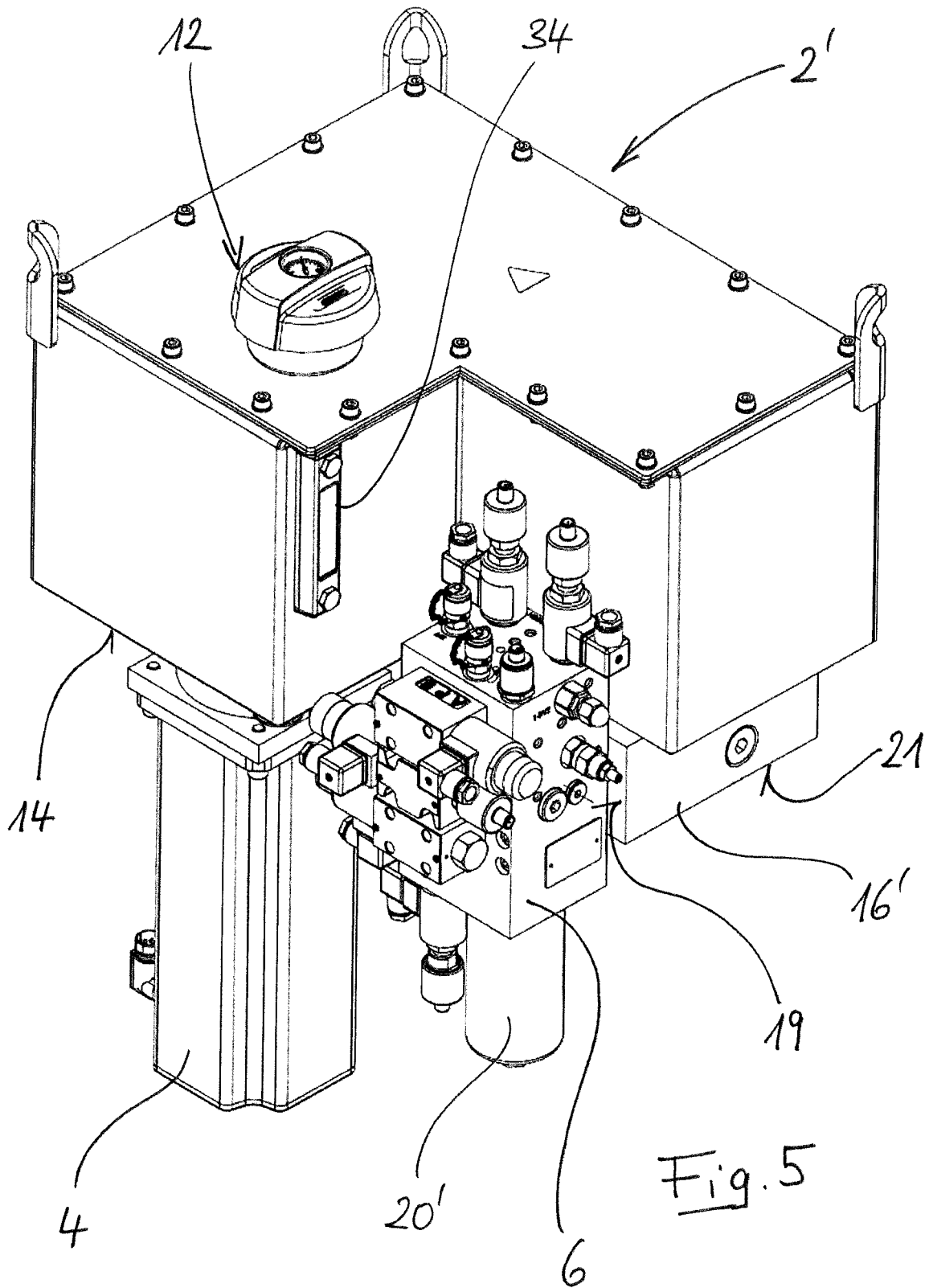


Fig. 5

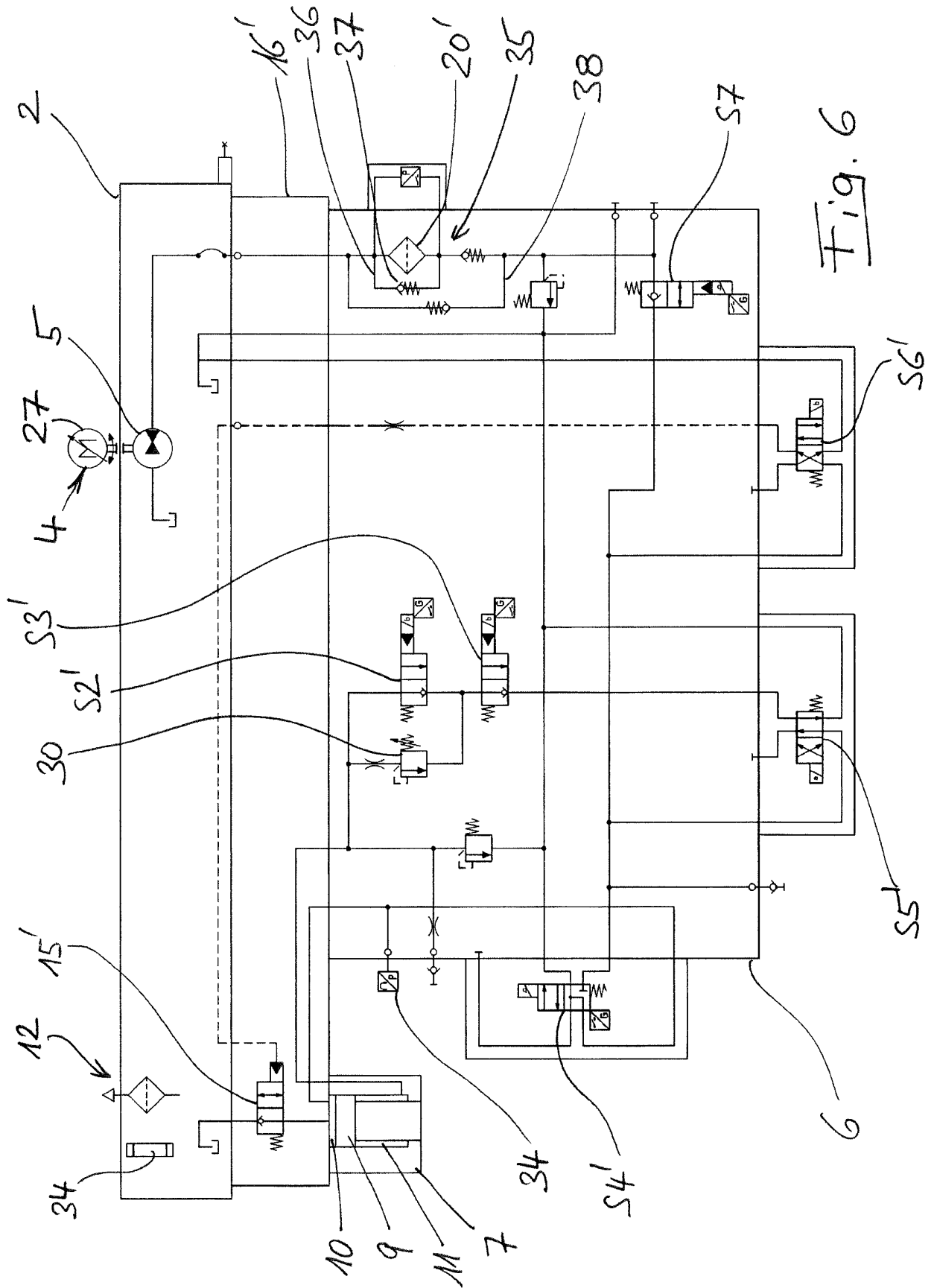
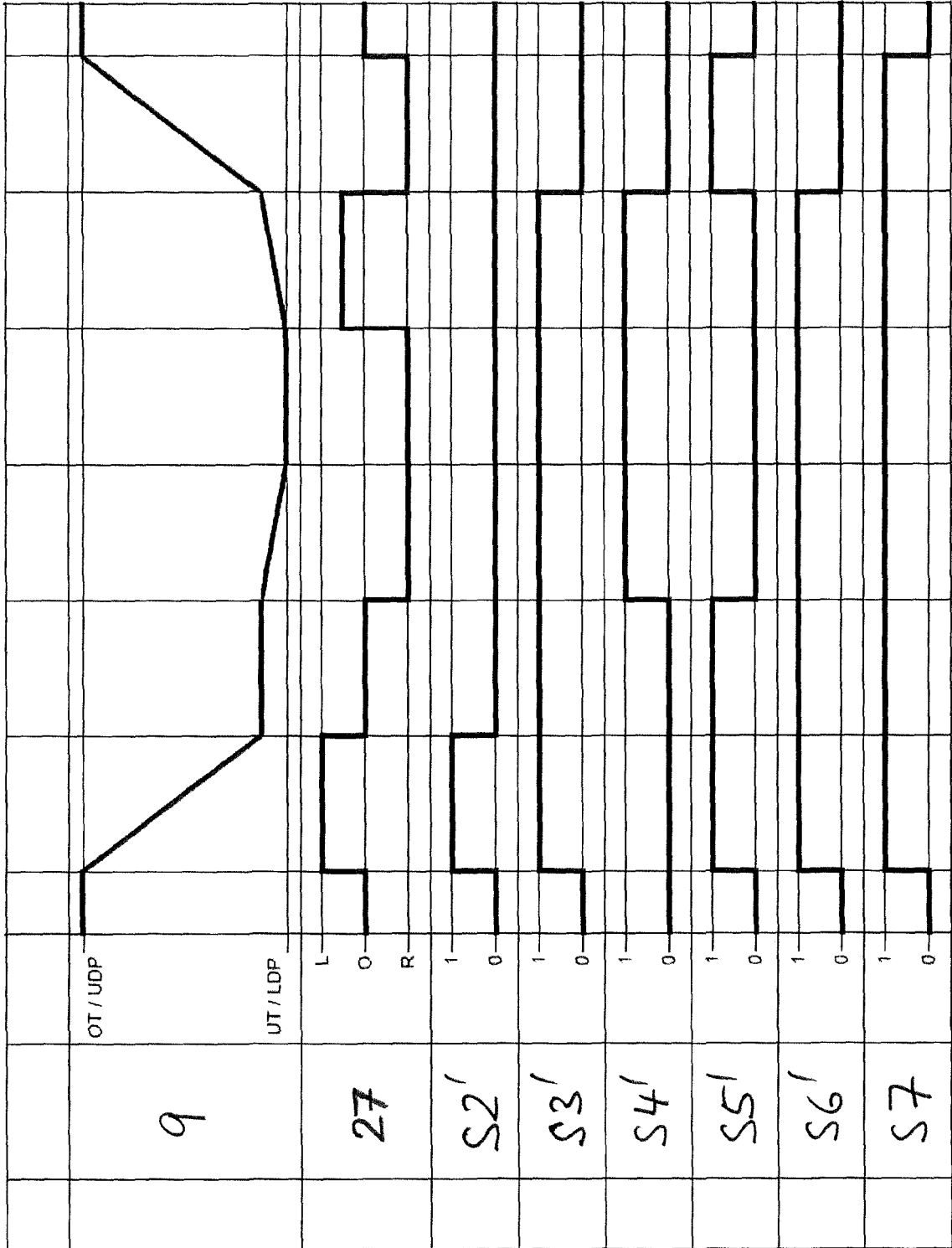


Fig. 6

Fig. 7



**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**

- WO 2011003506 A1 [0002]
- US 20100212521 A1 [0002]
- AT 8633 U1 [0002]
- DE 102012013098 A1 [0002]
- WO 2011021986 A1 [0002]
- EP 103727 A1 [0002]
- DE 102013000725 A1 [0002]