

(19)



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets



(11)

**EP 0 670 946 B1**

(12)

**EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:  
**14.10.1998 Patentblatt 1998/42**

(51) Int Cl.6: **E04G 21/04**

(21) Anmeldenummer: **94926895.7**

(86) Internationale Anmeldenummer:  
**PCT/EP94/02836**

(22) Anmeldetag: **26.08.1994**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:  
**WO 95/07399 (16.03.1995 Gazette 1995/12)**

**(54) HYDRAULISCHES DRUCKVERSORGUNGS- UND STEUERAGGREGAT FÜR EINE AUTOBETONPUMPE**

HYDRAULIC PRESSURE-SUPPLY AND CONTROL UNIT FOR A TRUCK-MOUNTED CONCRETE PUMP

SYSTEME HYDRAULIQUE DE COMMANDE ET D'ALIMENTATION EN PRESSION POUR POMPE A BETON POUR CHANTIER AUTOROUTIER

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**DE ES FR GB IT**

- **MÜNZENMAIER, Werner**  
D-72622 Nürtingen (DE)
- **GALAMBOS, Gabriel**  
D-72631 Aichtal (DE)

(30) Priorität: **07.09.1993 DE 4330137**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**13.09.1995 Patentblatt 1995/37**

(74) Vertreter: **Wolf, Eckhard, Dr.-Ing. et al**  
**Patentanwälte Wolf & Lutz**  
**Hauptmannsreute 93**  
**70193 Stuttgart (DE)**

(73) Patentinhaber: **PUTZMEISTER**  
**Aktiengesellschaft**  
**72631 Aichtal (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:  
• **O+P OLHYDRAULIK UND PNEUMATIK, Bd.36,**  
**Nr.4, April 1992, MAINZ ,DE Seiten 242 - 251**  
**HARTMUT BENCKERT,HANS RENZ**  
**'ENTWICKLUNG DER ANTRIEBSHYDRAULIK**  
**FÜR MOBILE BETONVERTEILERMASTE'**

(72) Erfinder:  
• **BENCKERT, Hartmut**  
D-70794 Filderstadt (DE)  
• **RENZ, Hans**  
D-70794 Filderstadt (DE)

**EP 0 670 946 B1**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein hydraulisches Druckversorgungs- und Steueraggregat für eine Autobetonpumpe, die einen mehrarmigen, insgesamt drehbar auf einem Fahrzeug angeordneten Verteilermast mit einem hydraulischen Drehantrieb und den Armen des Masts einzeln zugeordneten hydraulischen Elevationsantrieben, einerseits, sowie eine hydraulische Abstützevorrichtung, mittels derer das Fahrzeug außerhalb der Fahrzeuggrundfläche in Eckpunkten einer größeren Fläche kippstabil abstützbar ist, andererseits, als hydraulische Verbraucher umfaßt, zu deren Druckversorgung ein einziges als lastsensierende Pumpe ausgebildetes Druckversorgungsaggregat vorgesehen ist, dessen Druckausgang mittels eines Betriebsart-Vorwahl-Ventils alternativ an eine hydraulische Steuereinheit der Abstützevorrichtung oder an eine hydraulische Steuereinheit des Verteilermasts anschließbar ist, damit - aus Sicherheitsgründen - die Abstützevorrichtung und der Mast nicht gleichzeitig angesteuert - "bewegt" werden können, gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Ein derartiges hydraulisches Druckversorgungs- und Steueraggregat ist im Rahmen einer Autobetonpumpe auf der einschlägigen Fachmesse "BAUMA", April 1992, vorgestellt worden und ist auch aus dem Dokument Ö+P Ölhydraulik und Pneumatik, Bd. 36, Nr 4, April 1992, Mainz, DE SEITEN 242-251 'Entwicklung der Antriebe hydraulik für mobile Betonverteilmaste' bekannt. Bei dem bekannten Druckversorgungs- und Steueraggregat umfaßt die hydraulische Steuereinheit des Verteilermasts dem Drehantrieb und den Elevationsantrieben des Masts einzeln zugeordnete, elektrohydraulisch oder elektropneumatisch vorgesteuerte, hydraulisch betätigte Steuerventile sowie druckgesteuerte, auf die in den jeweiligen Teilverbrauchern des Masts herrschenden Drücke ansprechende Last-Vergleichsventile, welche insgesamt in hydraulischer Längsverkettung miteinander verbunden und mechanisch zu einem Steuerventilblock zusammengefaßt sind, wobei die durch je ein Steuerventil und ein Vergleichsventil gebildeten Ventilgruppen, die je einem der Mast-Antriebe zugeordnet sind, räumlich einander benachbart angeordnet sind. Hierbei sind die Vergleichsventile über Kanäle, die Abschnitte einer Last-Rückmeldeleitung bilden, seriell miteinander verbindbar. Diese Kanäle führen von einem Vergleichsausgang des jeweiligen Vergleichsventils zu einem Last-Vergleichsanschluß desjenigen benachbarten Vergleichsventils, das, von dem Vergleichsausgang des erstgenannten Ventils aus gesehen, versorgungsaggregatseitig angeordnet ist. Diese Vergleichsventile sind durch relativ höheren Druck an einem Lastanschluß, an dem der im angeschlossenen Teilverbraucher wirksame Druck ansteht, als an ihrem Lastvergleichseingang in eine den Last-Anschluß mit dem Vergleichsausgang verbindende und gegen den Last-Vergleichseingang sperrende und durch relativ höheren Druck am Last-Vergleichsein-

gang als am Last-Anschluß in eine den Last-Vergleichseingang mit dem LastVergleichsausgang verbindende und diesen gegen den Lastanschluß absperrende Funktionsstellung gesteuert, wodurch erreicht wird, daß jeweils der höchste, in einem der Teilverbraucher herrschende Druck auf das Druckversorgungsaggregat zurückgemeldet und dort zur bedarfsgerechten Anpassung der Fördermenge der Pumpe des Druckversorgungsaggregats sensiert werden kann. Die zu dem Ventilblock zusammengefügte Ventile haben scheibenförmig ausgebildete Gehäuse, die in einem Sockelteil in einem definierten Bohrungsbild angeordnete, durchgehende Bohrungen haben, die mit je einem Versorgungsanschluß oder einem Steueranschluß des jeweiligen Ventils kommunizierend verbunden sind. Desweiteren haben die Ventilgehäuse durchgehende Bohrungen, durch die Zuganker hindurchsteckbar sind, mittels derer die Ventile derart aneinander befestigbar sind, daß die mit hydraulischen Anschlüssen der Ventile kommunizierenden Bohrungen durchgehende Versorgungskanäle bilden, die im Bereich der Anschlußebenen, an denen die Gehäuse benachbarter Ventile aneinander anliegen, durch die Mündungsöffnungen der Bohrungen umgebende O-Ringe nach außen dicht abgeschlossen sind.

Durch diese Bauweise ist, in Richtung der miteinander fluchtenden Gehäusebohrungen gesehen, ohne nennenswerten Verrohrungsaufwand eine hydraulische Längsverkettung der im Block zusammengefaßten Ventile realisierbar und auch auf einfache Weise eine individuelle Auslegung des Ventilblocks auf die spezielle Gestaltung der Autobetonpumpe hinsichtlich der Zahl der bewegbaren Arme des Verteilermasts möglich.

Ein Druckversorgungs- und Steueraggregat dieser Art ist jedoch auch mit einer Reihe von Nachteilen behaftet: Die zahlreichen, durch den "Sandwich"-Aufbau des Ventilblocks sich ergebenden Dichtungsstellen haben, bedingt durch unvermeidbare Alterungserscheinungen an den Dichtringen zwangsläufig zur Folge, daß an den Trennstellen des Ventilblocks, zumindest nach einiger Zeit des Gebrauchs, in erhöhtem Maße Lecköl austreten kann, was auch in kleinen Mengen nicht hinnehmbar ist. Es müssen daher relativ häufig Dichtringe ausgewechselt werden, was in praxi einen Ausbau des Ventilblocks aus dem Fahrzeug erfordert, um die relativ langen Zuganker lösen zu können. Dasselbe gilt sinngemäß für das Auswechseln eines schadhaften Ventils. Derartige Wartungsarbeiten sind sehr zeitraubend und mit hohen Kosten verknüpft, sowohl hinsichtlich des Wartungs- und Reparaturaufwandes als auch wegen der hohen Ausfallzeit der Autobetonpumpe selbst.

Aufgabe der Erfindung ist es daher, ein Druckversorgungs- und Steueraggregat der eingangs genannten Art dahingehend zu verbessern, daß es weniger stör anfällig ist und im Falle eines Dichtungs- oder Ventilschadens mit wesentlich geringerem Zeit- und Kostenaufwand reparierbar ist.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die im

kennzeichnenden Teil des Patentanspruchs 1 genannten Merkmale gelöst.

Hiernach ist als hydraulisches Verkettungselement, das auch als mechanischer Träger für die Steuerventile der Mast-Steuereinheit, deren Betriebsart-Vorwahlventil und gegebenenfalls von Beschaltungselementen des Druckversorgungsaggregats dient ein als einstückiger Block aus Stahl oder Aluminium ausgebildeter Anschlußblock vorgesehen, in welchem eine mit sämtlichen Hochdruck-Anschlüssen der Steuerventile verbundene P-Leitung, eine mit sämtlichen Rücklauf-Anschlüssen der Steuerventile verbundene Tank-Leitung, mindestens eine Steuerdruck für die Betätigung der Ventile führende Steuerleitung und mindestens eine weitere Rücklaufleitung über die der Steuerkreis der druckbetätigten Ventile zum Tank des Druckversorgungsaggregats hin geschlossen ist, als in Längsrichtung des Anschlußblockes - der Verkettungsrichtung - sich erstreckende, einachsige Bohrungen ausgebildet sind, von denen Anschlußkanäle ausgehen, deren ventiltseitige Mündungsöffnungen innerhalb von Anschlußfeldern der Ventile im Bohrungsbild von Proportionalventilen angeordnet sind.

Desweiteren sind die über die Vergleichsventile seriell miteinander verbindbaren Abschnitte der Last-Rückmeldeleitung durch je eine vom freien Ende des Anschlußblockes her in diesen eingebrachte und an diesem freien Ende abgestopfte Längsbohrungen sowie diese je einzeln mit dem Lastvergleichsausgang eines der Vergleichsventile und mit dem Lastvergleichseingang des versorgungsseitig benachbarten Vergleichsventils verbindende Querkanäle gebildet.

Hierdurch im Hinblick auf Funktionszuverlässigkeit und Wartungsfreundlichkeit des erfindungsgemäßen Druckversorgungs- und Steueraggregats erzielte Vorteile sind zumindest die folgenden:

1. Die Anfälligkeit gegen ein Auftreten von Leckagen ist geringer, da die einstückige Ausbildung des Anschlußblockes, dessen Abstopfungen einem nennenswerten Verschleiß nicht unterworfen sind, die Vermeidung einer Vielzahl von Dichtstellen ermöglicht, wodurch die statistische Wahrscheinlichkeit für Beschädigungen solcher Dichtungen erheblich reduziert ist.

2. Ein Ventil oder eine Dichtung zwischen dem Gehäuse eines Ventils und dem Anschlußblock kann ausgewechselt werden, ohne daß der Anschlußblock aus dem Fahrzeug ausgebaut werden muß. Die zur Durchführung von Reparatur oder Wartungsarbeiten erforderlichen Zeiten, die auch Ausfallzeiten der Autobetonpumpe sind, werden, verglichen mit bekannten Druckversorgungs- und Steueraggregaten auf einen kleinen Bruchteil reduziert.

3. Es können Ventile verwendet werden, die einen

einfacheren Gehäuse-Aufbau haben und daher entsprechend billiger sind.

4. Da der Anschlußblock, gefertigt für eine Bestückung mit Proportionalventilen, auch für eine Bestückung mit einfacheren "Schwarz-Weiß-Ventilen" geeignet ist, kann eine Entscheidung darüber, mit welcher Art von Ventilen die Steuerung erfolgen soll, zu einem relativ späten Zeitpunkt getroffen werden, zu dem der Anschlußblock schon in das Fahrzeug eingebaut und verrohrt sein kann, was für den Hersteller der Autobetonpumpe den Vorteil einer wesentlich flexibleren Produktions-Planung und -Durchführung hat. Auch die Erstmontage des Druckversorgungs- und Steueraggregats wird erheblich rationalisiert.

Die gemäß Anspruch 2 vorgesehene Gestaltung des Anschlußblockes ergibt eine raumsparende Anordnung der Längsbohrungen und Querkanäle, die auch herstellungstechnisch einfach realisierbar ist. Dasselbe gilt sinngemäß für die gemäß Anspruch 3 vorgesehene Anordnung der den Anschluß des Vergleichsventils des Betriebsart-Vorwahlventils mit dem Last-Sensierungseingang des Druckversorgungsaggregats verbindenden Last-Rückmeldeleitung.

Zu einer weitestmöglichen Ausnutzung des durch den Anschlußblock vermittelten Montagevorteils ist es günstig, wenn dieser, wie in bevorzugter Gestaltung vorgesehen, auch ein Anschlußfeld für eine zur Lastsensierung vorgesehene Druckwaage oder Drosselanordnung und/ oder ein Druckbegrenzungsventil oder weitere hydraulische Beschaltungselemente des Druckversorgungsaggregats hat.

Die den Teilverbrauchern zugeordneten Vergleichsventile sind bevorzugt als Wechsel-Rückschlagventile ausgebildet, die in die Steuerventile selbst integriert sein können.

Zur Erzielung eines definierten Vergleichsdruckes ist der Vergleichseingang des "letzten", Vergleichsventils der über die einzelnen Leitungsabschnitte der Last-Rückmeldeleitung in Reihe geschalteten Vergleichsventile, das entfernt vom Druckversorgungsaggregat angeordnet ist, mit dessen Tank verbunden.

Durch die gemäß den Ansprüchen 7 und 8 vorgesehene Auslegung des Druckversorgungs- und Steueraggregats mit Proportionalventilen und diesen einzelnen zugeordneten Druckwaagen ist eine besonders feinfühligere Steuerung der Mastbewegungen erzielbar, wobei in Kombination hiermit durch die Merkmale des Anspruchs 9 eine schaltungstechnisch vorteilhafte Gestaltung der Steuerventile im Hinblick auf die Rückkopplung des Verbraucherdruckes auf die Druckwaagen angegeben ist. Für die durch die Merkmale des Anspruchs 10 angegebene Ausführung des Druckversorgungs- und Steueraggregats mit einer Verstellpumpe als Druckquelle ist die durch die Merkmale des Anspruchs 11 angegebene Gestaltung des Förderstrom-Steuerglieds und dessen

Ansteuerung besonders zweckmäßig, durch die auf einfache Weise erreicht wird, daß der Ausgangsdruck der Pumpe stets um einen definierten Betrag höher ist als der höchste in einem der Verbraucher oder Teilverbraucher herrschende Betriebsdruck.

In Kombination hiermit ist durch die Merkmale des Anspruchs 12 eine vorteilhaft einfache Leitungsführung für das über das Proportionalventil abströmende Hydraulikum angegeben.

Wenn, zweckmäßigerweise die Pumpe des Druckversorgungsaggregats als Konstant-Pumpe mit Druckwaage als lastsensierendem Element vorausgesetzt, die Steuerventile für die Bewegungssteuerung des Masts als sogenannte "Schwarz-Weiß-Ventile" ausgebildet sind, so ist es besonders vorteilhaft, wenn, wie gemäß Anspruch 15 vorgesehen, innerhalb der Anschlußfelder mündende Steuer- und Anschlußkanäle mittels der Ventilgehäuse dichtend abdeckbar - "verstopfbar" - sind.

Die gemäß Anspruch 16 vorgesehene Gestaltung solcher "Schwarz-Weiß-Ventile" ist zweckmäßig, um eine sensible MastEinstellung, jedoch ein relativ sanftes Anfahren des Masts bei Drehbewegungen zu erzielen.

Durch gemäß Anspruch 17 vorgesehene Last-Halteschaltungen wird sichergestellt, daß sowohl die Abstützvorrichtung als auch der Mast eine durch Ansteuerung erreichte Position auch nach Aufhebung der Ansteuerung beibehalten.

Durch die gemäß Anspruch 18 vorgesehene Art der Ansteuerung des Betriebsart-Vorwahlventils wird zusätzliche Sicherheit gegen eine Auslösung von Mastbewegungen erreicht, die aus fehlfunktionsbedingten Schaltstellungen der Mast-Steuerventile resultieren könnten, ohne daß diese angesteuert sind.

In Kombination mit den die Ansteuerung des Betriebsart-Vorwahl-ventils in dessen für den Einstellbetrieb der Abstützvorrichtung geeignete Funktionsstellung betreffenden Merkmalen des Anspruchs 19, die schaltungstechnisch einfach realisierbar sind, gilt dies zwar nur für die Steuerung der Mastbewegungen, in bevorzugter Kombination mit den Merkmalen des Anspruchs 20, die mit einem relativ geringen technischen Mehraufwand realisierbar sind, jedoch auch für die Steuerung der Einstellung der Abstützvorrichtung.

Die hierfür erforderlichen elektronisch-schaltungstechnischen Verknüpfungen sind - bei Kenntnis der Zwecke - für einen einschlägig vorgebildeten Fachmann der elektrohydraulischen Steuerungs- und Regelungstechnik ohne weiteres realisierbar.

Hierbei kann es im Sinne einer schnellen Betätigbarkeit der jeweiligen Mast- oder Abstützvorrichtungsteuerventile vorteilhaft sein, wenn durch eine erstmalige Betätigung eines derartigen Steuerventils auch die Vorwahlschaltstufe entsprechend betätigt wird.

Wenn, wie gemäß Anspruch 22 vorgesehen, eine gleichsinnige Betätigung zweier Abstützylinder, die an einander diagonal gegenüberliegenden Ecken des Abstützbereiches angeordnet sind, ausgeschlossen ist, so

ist schaltungstechnisch eine weitgehende Sicherung dagegen erzielt, daß durch eine unsachgemäße Betätigung der Abstützylinder der Abstützvorrichtung ein Abkippen des Fahrzeuges um eine Diagonale der Abstützfläche provoziert werden kann.

Die Erfindung wird nachfolgend anhand in der Zeichnung dargestellter Ausführungsbeispiele hinsichtlich baulicher und funktioneller Einzelheiten näher erläutert. Es zeigen:

- 10 Fig. 1a eine Seitenansicht einer Autopumpe mit hydraulisch bewegbarem Verteilermast und hydraulisch betätigbarer Abstützvorrichtung, beide in ihren Transportkonfigurationen;
- 15 Fig. 1b die Abstützvorrichtung der Autopumpe gemäß Fig. 1a in ihrer das Fahrzeug kippsicher abstützenden - betätigten - Konfiguration;
- 20 Fig. 2 ein vereinfachtes Hydraulik-Schaltbild der Antriebs- und Steuereinrichtungen des Verteilermasts und der Abstützvorrichtung der Autopumpe gemäß den Fig. 1a und 1b;
- 25 Fig. 3 ein Hydraulikschaltbild zur Erläuterung eines ersten Ausführungsbeispiels eines zur Bewegungssteuerung des Masts vorgesehenen Druckversorgungs- und Steueraggregats mit Konstantpumpe und Proportionalventilen;
- 30 Fig. 4 ein weiteres Ausführungsbeispiels eines zur Steuerung der Mast-Bewegungen geeigneten Druckversorgungs- und Steueraggregats mit einer Verstellpumpe als Druckquelle;
- 35 Fig. 5a Bohrungsbilder von Anschlußfeldern eines Anschlußblocks, auf dem die Steuerventile der Druckversorgungs- und Steueraggregate gemäß den Fig. 3 und 4 in hydraulischer Längsverkettung montierbar sind;
- 40 Fig. 5b das Hydraulik-Schaltbild des Anschlußblocks gemäß Fig. 5a;
- 45 Fig. 5c Details der Gestaltung von Abschnitten einer Last-Rückmeldeleitung des Anschlußblocks gemäß den Fig. 5a und 5b und
- 50 Fig. 6 ein weiteres Ausführungsbeispiel eines zur Steuerung der Mastbewegungen vorgesehenen Druckversorgungs- und Steueraggregats, bei dem die Steuerventile als "Schwarz-Weiß-Ventile" ausgebildet sind.

Die in den Fig. 1a und 1b dargestellte, insgesamt

mit 10 bezeichnete Autobetonpumpe umfaßt, auf einem Transportfahrzeug 11 montiert, eine Beton-Förderpumpe 12, einen um eine vertikale, fahrzeugfeste Achse 13 drehbaren, insgesamt mit 14 bezeichneten Verteilermast mit insgesamt vier Gelenkarmen 16,17,18,19, die mittels hydraulischer Linearzylinder 21,22,23,24 um - horizontale - Gelenkachsen 26,27,28 und 29 schwenkbar sind, und eine insgesamt mit 30 bezeichnete Abstützvorrichtung, welche vier vertikale hydraulische Stützzylinder 31 bis 34 hat, die an den freien Enden von horizontalen Auslegern 36 bis 39 angeordnet sind, die ihrerseits mittels horizontal angreifender Schwenkzylinder 41 bis 44 um fahrzeugfeste vertikale Achsen 51 bis 54 aus einer zu zentralen Fahrgestell-Längsträgern parallelen Position in z.B. die in der Fig. 1b dargestellten Positionen ausschwenkbar sind, in denen die Betonpumpe 10 weit außerhalb der Aufstandsflächen der Fahrzeugräder durch Ausfahren der Stützzylinder 31 bis 34 kippstabil abstützbar ist. Auch die um die vertikale Achse 13 drehbare Drehsäule 56 des Verteilermasts 14 ist mit einem hydraulischen Drehantrieb 57 versehen, der, wie der Detaildarstellung der Fig. 2, auf deren Einzelheiten nunmehr ebenfalls Bezug genommen sei, entnehmbar, mittels zweier doppelt wirkender "paralleler" Hydrozylinder 58 und 59 realisiert ist, mittels derer je eine Zahnstange 61 bzw. 62 gegensinnig antreibbar ist, die mit einem außen verzahnten, mit der Drehsäule 56 fest verbundenen Zahnkranz 64 an einander gegenüberliegenden Seiten desselben in kämmendem Eingriff stehen.

Die für die Elevations-Bewegungen der Gelenkarme 16 bis 19 des Verteilermasts 14 vorgesehenen Linearzylinder sind, wie in der Fig. 2 beispielhaft nur für einen derselben, z.B. den "untersten" Linearzylinder 21 dargestellt, als doppelt wirkende Hydrozylinder ausgebildet, deren Kolben 63 bodenseitig auf ihrer gesamten Querschnittsfläche und stangenseitig auf einer um die Querschnittsfläche der Kolbenstange verminderten Ringfläche mit Antriebsdruck beaufschlagbar sind.

Die entsprechend ausgebildeten Stützzylinder 31 bis 34 der Abstützvorrichtung 30 sind so angeordnet, daß sie im Abstützbetrieb auf der größeren Fläche ihrer Kolben 63 mit dem Ausgangsdruck der Betriebsdruckquelle beaufschlagt sind. Die doppelt wirkenden Linearzylinder 58 und 59 des Drehantriebs 57 sind mit der für die Elevationsantriebe 21 bis 24 vorgesehenen, "symmetrisch" ausgebildeten und haben beidseits aus dem Zylindergehäuse heraustretende Kolbenstangen, deren Enden durch die seitlich am Gehäuse vorbeitretenden Zahnstangen miteinander verbunden sind.

Die Stützzylinder 31 bis 34 der Abstützvorrichtung 30 und deren zum Ausfahren der die Stützzylinder tragenden horizontalen Ausleger 36 bis 39 vorgesehene Schwenkzylinder 41 bis 44, von denen in der Fig. 2, der Einfachheit der Darstellung halber nur jeweils einer, z. B. der linke vordere Stützzylinder 31 und der für dessen Ausleger 26 vorgesehene Schwenkzylinder 41 dargestellt sind, sind über je ein Abstütz-Steuerventil 66 bzw.

ein Schwenk-Steuerventil 67 betätigbar, die die Grundfunktion von 4/3-Wegeventilen vermitteln, die zwei alternative Durchflußstellungen I und II haben, die dem "Vorwärts"- und dem "Rückwärts"-Betrieb des jeweiligen Stütz- bzw. Schwenkzylinders zugeordnet sind, sowie eine neutrale Grundstellung Null, in der der Kolben 63 des jeweiligen Stütz- bzw. Schwenkzylinders in seiner momentan eingenommenen Position verharrt.

Die zur Einstellung der Elevation der einzelnen Gelenkarme 16 bis 19 und des Verteilermasts 14 insgesamt vorgesehenen Linearzylinder 21 bis 24, von denen in der Fig. 2 wiederum der Einfachheit halber lediglich der an der Drehsäule 56 einseitig angelenkte Linearzylinder 21 dargestellt ist und der die gemeinsam ansteuerbaren Linearzylinder 58 und 59 umfassende Drehantrieb 57 des Verteilermasts 14 sind über je ein lediglich schematisch durch ein 4/3-Wegeventilsymbol angedeutetes Steuerventil 68 bis 71 bzw. 72 steuerbar, die wiederum zwei alternative Durchflußstellungen I und II haben, die alternativen Bewegungsrichtungen der Schwenkarme 16 bis 19 bzw. Drehbewegungen des Verteilermasts 14 insgesamt zugeordnet sind, sowie eine neutrale Grundstellung Null, in welcher der/die Kolben des jeweils angeschlossenen Elevations-Steuerszylinders bzw. der Linearzylinder 58 und 59 des Drehantriebs 57 in seiner/ihrer jeweiligen Momentanstellung (en) bleibt/bleiben.

Das Steuerventil 72 für die Drehbewegungen des Verteilermasts 14 um die Hochachse 13 seiner Drehsäule 56 und die Elevations-Steuerventile 68 bis 71 für die Elevations-Schwenkantriebe 21 bis 24 des ersten Gelenkarmes 16, der an der Drehsäule 56 angelenkt ist, des zweiten Gelenkarmes, der an dem ersten Gelenkarm 16 angelenkt ist, des dritten Gelenkarmes 18, der an dem zweiten Gelenkarm angelenkt ist und des vierten Gelenkarmes 19, der an dem dritten Gelenkarm 18 angelenkt ist, sind, in dieser Reihenfolge, im Sinne einer Längsverkettung dieser Ventile 72,68 bis 71, auf einem gemeinsamen, insgesamt mit 73 bezeichneten Anschlußblock montiert, auf dem, in Verkettungsrichtung gesehen, "vor" dem Steuerventil 72 für die Drehbewegungen des Verteilermasts 14 ein Betriebsart-Vorwahlventil 74 montiert ist, das, seiner Grundfunktion nach, ein 8/3-Wegeventil ist, das eine neutrale Grundstellung 0 hat, in der weder die Abstützvorrichtung 30 noch der Verteilermast 14 betätigbar ist und zwei alternative Durchflußstellungen I und II hat, in deren einer - der Durchflußstellung I - nur die Abstützvorrichtung 30 mit Systemdruck versorgt ist, und in deren zweiter Funktionsstellung II lediglich die Hydraulikantriebe 58 und 59 bzw. 21 bis 24 des Verteilermasts 14 mit Antriebsdruck beaufschlagbar sind.

Durch die insoweit erläuterte Funktion des Betriebsart-Vorwahlventils 74 wird sichergestellt, daß der Verteilermast 14 während der Einstellung der Abstützvorrichtung 30 nicht bewegt werden kann, und daß diese ihrerseits nicht betätigt werden kann, wenn der Verteilermast bewegt wird.

Der Verteilermast 14 und die Abstützvorrichtung 30 bilden im Rahmen des gesamten hydraulischen Versorgungs- und Steueraggregats zwei hydraulische Verbraucher, die nicht gemeinsam, sondern nur je einzeln betätigt werden können, wodurch eine hohe Betriebssicherheit der Autobetonpumpe 10 erzielt wird.

Diese Sicherheit ist mit nicht eigens dargestellten steuerungstechnischen Mitteln dadurch noch erhöht, daß, wann immer mindestens eines der Steuerventile 68 bis 72 des Verteilermasts 14 betätigt wird/werden, gleichzeitig hiermit und nur so lange dies der Fall ist - das Betriebsart-Vorwahlventil 74 in die für die Druckversorgung der Verteilermast-Antriebe 57 sowie 21 bis 24 vorgesehene Funktionsstellung II umgeschaltet wird.

Desgleichen erfolgt eine Umschaltung des Betriebsart-Vorwahlventils 74 in seine für die Druckversorgung der Stützzyylinder 31 bis 34 und der Schwenkzyylinder 41 bis 44 der Stützvorrichtung 30 auch nur dann und so lange wie mindestens eines der Steuerventile 66 und/oder 67 der Abstützvorrichtung 30 betätigt wird/werden. Ansonsten nimmt das Betriebsart-Vorwahlventil seine Grundstellung 0 ein, in welcher die Hydraulikpumpe 76 des insgesamt mit 77 bezeichneten Druckversorgungsaggregats auf Umlaufbetrieb, oder, falls die Pumpe 76 als Verstellpumpe ausgebildet ist, auf maximale Fördermenge eingestellt ist, wobei das Hydraulikmedium gekühlt wird.

Damit, wenn sich das Betriebsart-Vorwahlventil 74 in seiner Grundstellung 0 befindet, der Verteilermast 14 nicht "zusammenklappt" - seine Arme 16 bis 19 in den eingenommenen Elevations-Stellungen verharren und der Mast 14 sich auch nicht dreht, sind für dessen, zur Einstellung der Elevation der einzelnen Gelenkarme 16 bis 19 vorgesehene hydraulische Linearzylinder 21 bis 24 sowie für den Drehantrieb 57 des Verteilermasts 14 diesen je einzeln zugeordnete, insgesamt mit 78 bzw. 79 bezeichnete hydraulische Last-Halteschaltungen mit den aus der Fig. 2 ersichtlichen hydraulisch-schaltungstechnischen Einzelheiten vorgesehen, wobei, der Einfachheit der Darstellung halber nur eine der Halteschaltungen 78 für die Elevations-Zylinder dargestellt ist, die mit demselben Aufbau auch für die anderen Elevationszylinder realisiert ist sowie die Last-Halteschaltung 79 für den Drehantrieb 57.

Die Last-Halteschaltungen 78 bzw. 79 für die einzelnen Mastarm-Antriebe 21 bis 34 bzw. den Drehantrieb 57 des Verteilermasts 14 umfassen je zwei druckgesteuerte Auslaßventile 81 und 82, die je einzeln zwischen die A- und B-Verbraucheranschlüsse 83 und 84 des jeweiligen Antriebszylinders bzw. des Drehantriebes 57 und den entsprechend als A-Anschluß 86 und B-Anschluß 87 der den Linearantrieben 21 bis 24 bzw. dem Drehantrieb 57 des Verteilermasts 14 zugeordneten Steuerventile 68 bis 72 geschaltet sind. Diese Auslaßventile 81 und 82 sind als 2/2-Ventile mit federzentrierter, sperrender Grundstellung 0 ausgebildet, die durch Druckbeaufschlagung ihrer Steuerkammern 85 in eine Durchlaß-Stellung I umschaltbar sind. Zu den Auslaßventilen 81

und 82 ist je ein Eingangs-Rückschlagventil 88 bzw. 89 parallel geschaltet, das durch relativ höheren Druck am zugeordneten A-oder B-Ausgang des jeweiligen Steuerventils als im angeschlossenen Druckraum, z.B. dem stangenseitigen Druckraum 91 und dem bodenseitigen Druckraum 92 eines der Linearzylinder 21 bis 24 in Öffnungsrichtung beaufschlagt und sonst gesperrt ist. Die Steuerkammer 88 des dem A-Verbraucheranschluß 83 vorgeschalteten Auslaßventils 81 ist mit dem B-Eingang 87' der Last-Halteschaltung 78 bzw. 79 verbunden, der seinerseits mit dem B-Anschluß 87 des jeweiligen Steuerventils verbunden ist, desgleichen die Steuerkammer 88 des dem B-Verbraucheranschluß 84 vorgeschalteten Auslaßventils 82 mit dem A-Eingang 86' der Last-Halteschaltung 78 bzw. 79. Die Last-Halteschaltungen 78 und 79 sind unmittelbar an die Linearzylinder 21 bis 24 bzw. den Drehantrieb 57 montiert, während die diesbezüglichen Steuerventile 68 bis 72 an dem entfernt angeordneten Anschlußblock 73 montiert sind. Bei dieser Gestaltung der Last-Halteschaltungen 78 und 79 wird durch den Druck, der in demjenigen Antriebsdruckraum 91 oder 92 herrscht, in den Hydraulikflüssigkeit hineinverdrängt wird, das Auslaßventil des anderen Druckraumes 92 bzw. 91 geöffnet, so daß aus diesem Hydraulikflüssigkeit abströmen kann.

Funktionell den Last-Halteschaltungen 78 und 79 entsprechende hydraulische Verriegelungen sind zweckmäßigerweise auch für die Abstützzyylinder und die Schwenkzyylinder der Abstützvorrichtung 30 vorgesehen und in der Fig. 2 lediglich als entsperrbare Rückschlagventile angedeutet.

Unterschiede zwischen den Last-Halteschaltungen 78 der Elevations-Antriebe 21 bis 24 des Verteilermasts 14 und der Last-Halteschaltung 79 seines Drehantriebes 57 bestehen insoweit, als zwischen die A- und B-Verbraucheranschlüsse 83 und 88 und eine zum Tank 93 des Druckversorgungsaggregats 77 zurückführende Rücklaufleitung 94 geschaltete Druckbegrenzungsventile bei dem Drehantrieb auf denselben Höchst-Druckwert ausgelegt sind, bei den als Elevationsantriebe ausgenutzten Linearzylindern 21 bis 24 jedoch auf unterschiedliche Werte, wobei der höhere Wert für den bodenseitigen Antriebsdruckraum 92 der Linearzylinder 21 bis 24 gilt, der im Aufrichtbetrieb des Verteilermasts 14 jeweils mit dem hohen Ausgangsdruck der Druckversorgungsquelle 77 beaufschlagt wird. Demgemäß ist auch bei den Elevations-Antriebszylindern 21 bis 24 ein weiterer Druckbegrenzer vorgesehen, der den dem stangenseitigen Antriebsdruckraum 91 zuführbaren Druck auf einen niedrigeren Wert begrenzt als den Maximalwert des Ausgangsdruckes der Hydraulikpumpe 76.

Zu einer detaillierteren Erläuterung des die Hydraulikpumpe 76, eine insgesamt mit 96 bezeichnete Druck-Regleinrichtung, das Betriebsart-Vorwahlventil 74 und die Steuerventile 68 bis 72 für die Mast-Bewegungen umfassenden, insgesamt mit 97 bezeichneten Druckversorgungs- und Steueraggregats sei nunmehr zu-

nächst auf die Fig. 3 Bezug genommen.

Für das in der Fig. 3 dargestellte Druckversorgungs- und Steueraggregat 97 ist vorausgesetzt, daß die als Primär-Druckquelle vorgesehene Hydraulikpumpe 76 als Konstantpumpe ausgebildet ist, die mit zeitlich konstanter Fördermenge Q betreibbar ist und im Rahmen des die Druckregleinrichtung 96 mit umfassenden Druckversorgungsaggregats 77 als last-sensierende Pumpe arbeitet, derart, daß der am Druck-Ausgang 98 des Druckversorgungsaggregats 77 bereitgestellte Versorgungs-Hochdruck mit der durch den jeweiligen hydraulischen Verbrauchern - Abstützvorrückung 30 oder Verteilermast 14 - bedingten Last bedarfsgerecht variiert.

Die diesbezügliche Regelung vermittelt eine zwischen den Druckausgang 98 und den Tank 93 des Druckversorgungsaggregats 77 geschaltete 3-Wege-Druckwaage 99, die in der Art eines druckgesteuerten 2/2-Wege-Proportionalventils ausgebildet ist, das durch eine vorgespannte Ventillfeder 101 sowie den über dem jeweils angeschlossenen Verbraucher abfallenden Druck, der über eine insgesamt mit 102 bezeichnete Last-Rückmeldeleitung der Druckwaage 99 wirkt, im Sinne einer Vergrößerung des Strömungswiderstandes der durch die Druckwaage 99 gebildeten Verstelldrossel beaufschlagt ist und durch den am Druckausgang 98 des Druckversorgungsaggregats 77 anstehenden Druck, der auf die gegenüberliegende Stirnseite 104 des Kolbens der Druckwaage 99 wirkt, im Sinne einer Verringerung des Strömungswiderstandes der durch die Druckwaage 99 gebildeten Drossel beaufschlagt ist.

Der über die Last-Rückmeldeleitung 102 auf die eine Stirnseite 103 der Druckwaage 99 wirkende Druck entspricht, wenn gleichzeitig mehrere der Antriebe 21 bis 24 und/oder 57 des Verteilermasts 14 betätigt sind, dem jeweils höchsten Druck, der über einem dieser jeweils durch ihr Steuerventil repräsentierten Teilverbraucher abfällt.

Das Druckversorgungsaggregat 77 umfaßt weiter ein Druckbegrenzungsventil 106, das den am Hochdruck-Ausgang 98 abgegebenen Druck auf einen Maximalwert von z.B. 400 bar begrenzt, sowie ein Druckminderventil 107, das an einem Steuerdruck-Ausgang 108 des Druckversorgungsaggregats 77 einen - relativ niedrigen - als Steuerdruck für die Steuerventile 68 bis 72 sowie für das Betriebsart-Vorwahl-Ventil 74 ausnutzbaren Druck um 25 bar bereitstellt.

Das im Sinne der Längsverkettung dem Druckversorgungsaggregat 77 unmittelbar nachgeschaltete Betriebsart-Vorwahl-Ventil 74, das diesem in der Verkettung folgende Steuerventil 72 für den Drehantrieb 57 des Verteilermasts 14 und die den einzelnen Mastarm-Antrieben 21 bis 24 je einzeln zugeordneten Steuerventile 68 bis 71, von denen in der Fig. 3, der Einfachheit der Darstellung halber, lediglich das "erste", dem einseitig an der Drehsäule 56 des Verteilermasts 14 angeordneten Linearzylinder 21 zugeordnete Steuerventil 68 dargestellt ist, mit dem die weiteren Steuerventile 69 bis

71 identisch sind, sind als Proportionalventile ausgebildet, die innerhalb ihrer aus Grundstellungen 0 heraus anfahrbaren, alternativen Funktionszuständen zugeordneten, verschiedenen Durchflußstellungen I und II stetige Veränderungen der Durchflußquerschnitte der jeweils freigegebenen Durchflußpfade und insoweit eine feinfühligke Ansteuerung der einzelnen Antriebe ermöglichen.

In der die Druckversorgung der Abstützvorrückung 30 vermittelnden Funktionsstellung I des Betriebsart-Vorwahl-Ventils 74 ist der Druckausgang 98 des Druckversorgungsaggregats 77 über einen ersten Durchflußpfad 109 des Betriebsart-Vorwahlventils 74 mit einer zur Abstützvorrückung 30 führenden Hochdruck-Versorgungsleitung 111 verbunden und diese über einen in der Funktionsstellung I ebenfalls freigegebenen, zweiten Durchflußpfad 112 mit einem Last-Anschluß 113 eines als Wechsel-Rückschlagventil dargestellten Vergleichsventils 114 verbunden, das hierdurch in eine Funktionsstellung geschaltet ist, in welcher die Hochdruck-Versorgungsleitung 111 der Abstützvorrückung 30 mit der zu der einen Stirnseite 103 des Kolbens der Druckwaage 99 des Druckversorgungsaggregats 77 führenden Rückmeldeleitung 102 verbunden, diese jedoch gegen einen an einen Last-Vergleichsanschluß 116 des Vergleichsventils 114 angeschlossenen Abschnitt 102' der insgesamt zur Druckwaage 99 zurückführenden Last-Rückmeldeleitung abgesperrt ist, der vom Vergleichsausgang 117 eines dem Steuerventil 72 für den Drehantrieb 57 des Verteilermasts 14 zugeordneten, bau- und funktionsanalogen Vergleichsventils 114 ausgeht.

In der der Hochdruck-Versorgung der Abstützvorrückung 30 zugeordneten Funktionsstellung I des Betriebsart-Vorwahlventils 34 ist über einen in dieser Funktionsstellung I weiter freigegebenen Durchflußpfad 118 eine von dem Betriebsart-Vorwahl-Ventil 74 ausgehende Hochdruck-Versorgungsleitung 119 für die Mastarm-Antriebe 57 sowie 21 bis 24 vorgesehene Hochdruck-Versorgungsleitung 119 mit dem Tank 93 des Druckversorgungsaggregats 77 verbunden, so daß die Verteilermast-Antriebe nicht aktiviert werden können.

In der dem Einstellbetrieb des Verteilermasts 14 zugeordneten Funktionsstellung II des Betriebsart-Vorwahl-Ventils ist über einen ersten, in dieser Funktionsstellung II freigegebenen Durchflußpfad 121 der Druckausgang 98 des Druckversorgungsaggregats 77 mit der Hochdruck-Versorgungsleitung 119 für die Mastantriebe verbunden, während die für die Abstützvorrückung 30 vorgesehene Hochdruck-Versorgungsleitung 111 über einen in der Funktionsstellung II freigegebenen zweiten Durchflußpfad 122 mit dem Tank 93 des Druckversorgungsaggregats 77 verbunden und daher drucklos gehalten ist, so daß in der Funktionsstellung II des Betriebsart-Vorwahl-Ventils 74 die Abstützvorrückung 30 nicht betätigbar ist.

In der - federzentrierten - Grundstellung 0 des Betriebsart-Vorwahlventils 74 ist lediglich ein

Durchflußpfad 123 freigegeben, über den der Lastanschluß 113 des dem Betriebsart-Vorwahl-Ventils 74 zugeordneten Vergleichsventils 114 mit dem Tank 93 des Druckversorgungsaggregats 77 verbunden ist, so daß dieses Vergleichsventil 114, wenn über den Rückmel-

5 dungs-Leitungsabschnitt 102' Druck an den Last-Vergleichsanschluß 116 gelangt, in diejenige seiner alternativen Funktionsstellungen übergeht, in welcher der Lastanschluß 113 abgesperrt ist und dafür der Rückmel-

10 dungs-Leitungsabschnitt 102' mit der zur Druckwaage 99 führenden Last-Rückmeldeleitung 102 verbunden ist.  
Das dem Drehantrieb 57 des Verteilermasts 14 zugeordnete Steuerventil 72 hat eine Funktionsstellung I, die einer Drehung des Verteilermasts im Gegenuhrzeigersinn zugeordnet ist und eine Funktionsstellung II, die der Drehung des Verteilermasts 14 im Uhrzeigersinn zugeordnet ist. In der Grundstellung 0 dieses Steuerventils 72 ist der Drehantrieb 57 des Verteilermasts 14 mittels seiner Last-Halteschaltung 79 in der jeweils eingenommenen azimutalen Position festgehalten.

15 In der Funktionsstellung I ist die Versorgungsleitung 124, die von dem ventiltseitigen A-Anschluß 86 zum verbraucherseitigen A-Eingang 86' des Drehantriebes 57 führt, über einen ersten, in dieser Funktionsstellung I freigegebenen Strömungspfad 126 mit dem Druckaus-

20 gang 127 einer 2-Wege-Druckwaage 128 verbunden, die zwischen das Steuerventil 72 und den Druckausgang 98 des Druckversorgungsaggregats 77 geschaltet ist. Die zweite, vom B-Anschluß 87 des Steuerventils 72 ausgehende, zum verbraucherseitigen B-Eingang 87' des Drehantriebes 57 führende Versorgungsleitung 129 ist über einen zweiten, in der Funktionsstellung I des Steuerventils 72 freigegebenen Durchflußpfad 131 mit der zum Tank 93 des Druckversorgungsaggregats 77 zurückführenden Rücklaufleitung 132 verbunden.

25 In der Funktionsstellung II des Drehantriebs-Steuerventils 72, die im Uhrzeigersinn erfolgenden Drehbewegungen des Verteilermasts 14 zugeordnet ist, ist "umgekehrt" die vom B-Anschluß 87 des Steuerventils 72 zum B-Eingang 87' führende Versorgungsleitung 129 über einen ersten in dieser Funktionsstellung II freigegebenen Strömungspfad 133 mit dem Hochdruck-Aus-

30 gang 127 der Druckwaage 128 verbunden und die andere, vom A-Anschluß 86 des Steuerventils 72 ausgehende, zum A-Eingang 86' führende Versorgungsleitung 124 über einen zweiten Durchflußpfad 134 mit dem drucklosen Tank 93 des Druckversorgungsaggregats 77 verbunden.  
Sowohl in der Funktionsstellung I als auch in der Funktionsstellung II des Drehantriebs-Steuerventils 72 ist jeweils noch ein dritter Durchflußpfad 136 bzw. 137 freigegeben, über den der verbraucherseitig herrschende Druck einerseits am Lastanschluß 113 des dem Drehantrieb 57 zugeordneten Vergleichsventils 114 ansteht und andererseits auch am Vergleichseingang 138 der mit dem Drehantriebs-Steuerventil 72 hydraulisch in Reihe geschalteten Druckwaage 128, deren Referen-

35 zeingang 139 mit ihrem Druckausgang 127 verbunden ist. Diese Druckwaage 128, die wiederum als Drossel mit veränderbarem Strömungswiderstand ausgebildet ist, die durch die Kraft einer vorgespannten Ventillfeder 141 und durch die mit dieser gleichgerichteten Kraft, die aus dem am Vergleichseingang 138 anstehenden Last-Druck resultiert, im Sinne einer Verringerung und durch ihren Ausgangsdruck, der auch an ihrem Referenzeingang 139 ansteht, im Sinne einer Vergrößerung ihres Strömungswiderstandes beaufschlagt ist, hat die Wirkung, daß in den Funktionsstellungen I und II des Drehantriebs-Steuerventils 72 denen, je nachdem wie schnell die Mast-Drehung erfolgen soll, verschiedene Durchflußquerschnitte der Strömungspfade 126 und 131 bzw. 133 und 134 entsprechen können, der Druckabfall über dem Drehantriebs-Steuerventil 72 konstant bleibt.

40 In der Grundstellung 0 des Drehantriebs-Steuerventils 72 sind dessen A-Anschluß 86 und dessen B-Anschluß 87 über eine gemeinsame Abflußleitung 142 mit der Rücklaufleitung 132 und dadurch mit dem drucklosen Tank 93 des Druckversorgungsaggregats 77 verbunden. Desweiteren sind über einen in dieser Grundstellung 0 zusätzlich freigegebenen Strömungspfad 143 der Lastanschluß 113 des dem Drehantriebs-Steuerventil 72 zugeordneten Vergleichsventils 114 und der Vergleichsanschluß 138 der dem Drehantrieb 57 zugeordneten Druckwaage 128 mit der Rücklaufleitung 132 bzw. dem Tank 93 verbunden.

45 Der Druckausgang 127 dieser Druckwaage 128 ist in der Grundstellung 0 des Drehantriebs-Steuerventils 72 gegen den an dieses angeschlossenen Teilverbraucher - den Drehantrieb 57 - abgesperrt.  
Die den weiteren "Teilverbrauchern" des Verteilermasts 14 - den als Antriebe für die Mastarme 16 bis 19 vorgesehenen linearen Antriebszylindern 21 bis 24 - zugeordneten Elevations-Steuerventile 68 bis 71 sind zusammen mit je einem Vergleichsventil 114 und einer Druckwaage 128 auf genau dieselbe Weise in das Verkettungssystem des Druckversorgungs- und Steueraggregats 97 eingefügt wie anhand des Drehantriebs-Steuerventils 72 erläutert, worauf insoweit Bezug genommen werden kann. Unterschiedlich gegenüber dem Drehantriebs-Steuerventil 72 ist bei den Elevationssteuerventilen 68 bis 71 lediglich, daß in deren Grundstellung 0 die von dem jeweiligen Steuerventil ausgehenden Versorgungsleitungen 124 und 129 auch gegen den Tank 93 des Druckversorgungsaggregats 77 abgesperrt sind, so daß diese Versorgungsleitungen 124 und 129 ständig mit dem Hydraulik-Arbeitsmedium befüllt bleiben.

50 Durch die Vergleichsventile 114, deren Last-Vergleichsanschluß 116 jeweils mit dem Vergleichsausgang 117 des in der Verkettung folgenden Vergleichsventils verbunden ist, wobei der Vergleichsausgang 117 des "ersten" dem Betriebsart-Vorwahl-Ventil 74 zugeordneten Vergleichsventils 114 mit der einen Stirnseite 103 des Kolbens der Druckwaage 99 des Druckversor-

gungsaggregats 77 verbunden ist und der Last-Vergleichsanschluß 116 des "letzten" Elevations-Steuerventils 71, das auf dem Anschlußblock 73 gleichsam entfernt von dem Betriebsart-Vorwahlventil 74 angeordnet ist, mit dem Tank 93 verbunden ist, wird erreicht, daß über die Last-Rückmeldeleitung 102 jeweils der höchste Wert des Druckes auf die Druckwaage 99 zurückgemeldet wird, mit dem einer der Teilverbraucher des Verteilermasts 14 betrieben wird, da durch diesen Betriebsdruck das Vergleichsventil 114 des zugeordneten Steuerventils in die seinen Last-Vergleichsanschluß 116 gegen das nächste Vergleichsventil sperrende Funktionsstellung gelangt und der an seinem Vergleichsausgang 117 anstehende Verbraucher-Betriebsdruck die zwischen "seinem" Vergleichsventil und der Druckwaage 99 angeordneten Vergleichsventile 114 in deren den Last-Vergleichseingang 116 freigebenden und ihren Lastanschluß 113 gegen den Teilverbraucher sperrenden Funktionsstellung hält. Dadurch wird im Ergebnis erreicht, daß das Druckversorgungsaggregat 77 - geregelt durch die Druckwaage 99 - stets einen dem Bedarf entsprechenden Ausgangs-Hochdruck erzeugt.

Das Betriebsart-Vorwahl-Ventil 74 und die zur Antriebssteuerung vorgesehenen Steuerventile 68 bis 72 des Druckversorgungs- und Steueraggregats 97 gemäß Fig. 3 sind als hydraulisch betätigbare Proportionalventile mit federzentrierter Grundstellung 0 ausgebildet, bei denen der Steuerdruck zu dem jeweils die Auslenkungen ihrer Schieber bezüglich der Grundstellung und damit die Strömungsquerschnitte der jeweils freigebenen Strömungspfade proportional sind, durch elektro-hydraulische oder elektro-pneumatische, gegebenenfalls auch im Sinne einer Notbetätigung von Hand betätigbare, nicht eigens dargestellte Vorsteuerventile einstellbar ist.

Auch bei dem in der Fig. 4, auf deren Einzelheiten nunmehr verwiesen sei, dargestellten, weiteren Ausführungsbeispiel eines Druckversorgungs- und Steueraggregats 97' einer Autobetonpumpe 10 haben deren Betriebsart-Vorwahlventil 74 und die Steuerventile 68 bis 72 die anhand der Fig. 3 geschilderte Ausbildung und Funktion und sind einschließlich ihnen einzeln zugeordneter Vergleichsventile 114 und Druckwaagen 128 in derselben Weise "längs"-verkettet auf einem gemeinsamen Anschlußblock montiert, auf dem auch die hydraulischen Beschaltungs-Elemente der Pumpe 76' angeordnet sind, nämlich das Druckbegrenzungsventil 106, das Druckminderventil 107 und ein 2/2-Wege-Ventil 154, das "lokal" in derselben Weise angeordnet ist wie die Druckwaage 99 des Druckversorgungs- und Steueraggregats 97 gemäß Fig. 3, im Rahmen der Einrichtung 97' gemäß Fig. 4 jedoch eine andere Funktion erfüllt.

Im weiteren Unterschied zum Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 3 ist die Pumpe 76' des Druckversorgungsaggregats 77' als Verstellpumpe ausgebildet, deren Ausgangs-Volumenstrom bedarfsgerecht regelbar ist. Eine geeignete Pumpe dieser Art ist z.B. eine Schwenk-

scheibenpumpe, deren in der Fig. 4 durch den Pfeil 146 schematisch repräsentierte Schwenkscheibe durch eine vorgespannte Feder 147, so lange keine weiteren Kräfte an der Schwenkscheibe 146 angreifen, in eine Position gedrängt ist, die maximaler Fördermenge der Pumpe 76' des Druckversorgungsaggregats 77' entspricht.

An der Schwenkscheibe 146 greift die Kolbenstange 148 eines als doppelt wirkender Linearzylinder ausgebildeten Schwenkzylinders 149 an, dessen bodenseitiger Antriebsdruckraum 151 mit dem am Druckausgang 98 der Verstellpumpe 76' anstehenden Ausgangsdruck beaufschlagt ist und dessen stangenseitiger Antriebsdruckraum 155 an die Last-Rückmeldeleitung 102 des Druckversorgungs- und Steueraggregats 97' angeschlossen ist, die vom Vergleichsausgang 117 des dem Betriebsart-Vorwahl-Ventil 74 zugeordneten Vergleichsventils 114 ausgeht.

Das 2/2-Wege-Ventil 154 ist zu der Verstellpumpe 76' parallel zwischen deren Druckausgang 98 und dem Tank 93 geschaltet und wird durch eine vorgespannte Ventilfeder 156 in seine sperrende Grundstellung 0 gedrängt.

An dem Druckausgang 98 der Verstellpumpe 76' ist über eine Drossel 150 ein Entlastungs-Strömungspfad 152 angeschlossen, der lediglich in der Grundstellung 0 des Betriebsart-Vorwahlventils 74 über einen in dieser Grundstellung freigegebenen Strömungspfad 153 mit dem Tank 93 des Druckversorgungsaggregats 77' verbunden, in den Funktionsstellungen I und II des Betriebsart-Vorwahlventils jedoch gesperrt ist, so daß sich in diesen Funktionsstellungen I und II in dem Entlastungs-Strömungspfad ein hoher Druck aufbauen kann, mit dem der Kolben des Ventils 154 federseitig beaufschlagt und dadurch einer zusätzlichen, mit der Rückstellkraft der Feder 156 gleichsinnig gerichteten, das 2/2-Wege-Ventil in dessen Sperrstellung drängenden Kraft ausgesetzt ist. Auf der der Federseite gegenüberliegenden Stirnseite 157 des Kolbens des 2/2-Wegeventils ist dieser dem Ausgangsdruck der Verstellpumpe 76' und dadurch einer zu diesem proportionalen Kraft ausgesetzt, die das 2/2-Wege-Ventil in dessen Durchflußstellung I drängt und, wenn der Entlastungs-Strömungspfad 152 über das Betriebsart-Vorwahlventil 74 druckentlastet ist, auch in dieser Durchflußstellung I - gegen die Rückstellkraft der Feder 156 - hält.

Die Ventilfeder 156 des 2/2-Wege-Ventils, das mit einem der Druckwaage 99 des Ausführungsbeispiels gemäß Fig. 3 entsprechenden Aufbau realisiert sein kann, ist so ausgelegt, daß das Ventil 154 durch einen relativ niedrigen Steuerdruck - Überdruck an der der Federseite gegenüberliegenden Stirnseite 157 seines Kolbens - von z.B. 10 bar in seine Durchflußstellung I gelangt.

Die Feder 147, durch welche die Schwenkscheibe 146 der Verstellpumpe 76' in ihre maximaler Fördermenge der Verstellpumpe 76' entsprechende Position gedrängt wird, ist so ausgelegt, daß sie die Schwenk-

scheibe 146 in dieser Position hält, so lange die Differenz der Drücke zwischen dem bodenseitigen Antriebsdruckraum 151 und dem stangenseitigen Antriebsdruckraum 155 des Schwenkzylinders 149 kleiner ist als ein Schwellenwert von etwa 20 bar.

Das insoweit hinsichtlich seiner gegenüber dem Druckversorgungs- und Steueraggregat 97 gemäß Fig. 3 gegebenen baulichen Unterschiede erläuterte Druckversorgungs- und Steueraggregat 97' arbeitet wie folgt:

Solange ein Verbraucher an den Druckausgang 98 des Druckversorgungsaggregats 77' nicht angeschlossen ist, d.h. das Betriebsart-Vorwahl-Ventil sich in seiner Grundstellung 0 befindet, arbeitet die Verstellpumpe 76' im Umlaufbetrieb, da das 2/2-Wege-Ventil 154 durch den an seinem Eingang 158 sich aufbauenden Staudruck, der auf die der Federseite des Ventilkolbens gegenüberliegende Kolben-Stirnseite 157 wirkt, in seine Durchflußstellung I gelangt und dadurch Druckmittel über das 2/2-Wege-Ventil 154 zum Tank 93 hin abströmen kann. Der über dem 2/2-Wege-Ventil 154 abfallende Druck hat im Umlaufbetrieb der Pumpe 76' den zur Rückstellkraft der Ventillfeder 156 äquivalenten Betrag von ca. 10 bar. Dieser Druck, der auch in die bodenseitige Antriebskammer 151 des Schwenkzylinders 149 eingekoppelt ist, reicht nicht aus, den Schwenkzylinder 149 gegen die Rückstellkraft der "in entgegengesetzter Richtung angreifenden" Feder 147 zu betätigen und die Schwenkscheibe 146 zu drehen, die somit durch die Feder 147 in der maximaler Fördermenge der Verstellpumpe 76' entsprechenden Position gehalten bleibt. Die Hydraulikflüssigkeit wird, solange ein Verbraucher - Mast 14 oder Abstützvorrichtung 30 - nicht betätigt wird, mit dem Betrage nach großem Volumenstrom ständig im Umlaufbetrieb umgewälzt und kann hierbei wirksam gekühlt werden.

Wird durch Ansteuerung des Betriebsart-Vorwahl-Ventils 74 ein Verbraucher zugeschaltet, so steigt der Druck am Druckausgang 98 des Druckversorgungsaggregats 77', da nunmehr das Betriebsart-Vorwahl-Ventil 74 den Rücklauf-Strömungspfad 152 gegen den Tank 93 abspermt, an, da über das 2/2-Wege-Ventil 154 Druckmittel nicht mehr abfließen kann. Durch den Ausgangsdruck der Verstellpumpe 76', der in die bodenseitige Antriebskammer 151 des Schwenkzylinders 149 eingekoppelt ist, kann deren Schwenkscheibe 146 nunmehr im Sinne einer Verringerung der Fördermenge der Verstellpumpe 76' geschwenkt werden. Der diesbezüglichen Verstellkraft entgegen und gleichsinnig mit der Kraft der vorgespannten Feder 147 wirkt die Kraft, die durch Druckbeaufschlagung des stangenseitigen Antriebsdruckraums 155 des Schwenkzylinders 149 mit dem über die Last-Rückmeldeleitung 102 in diesen Antriebsdruckraum 155 eingekoppelten Druck resultiert. Das Ergebnis dieser Ansteuerung des Schwenkzylinders 149 ist, daß der Ausgangsdruck, den die Verstellpumpe 76' unter Last erzeugt, den im Verbraucher genutzten Druck stets um einen Betrag übersteigt, welcher der Rückstellkraft der Feder 147 äquivalent ist,

beim gewählten Erläuterungsbeispiel somit um 20 bar.

Zur Erläuterung des Anschlußblocks 73, auf dem im Falle des Ausführungsbeispiels gemäß Fig. 3 die Druckwaage 99, im Falle des Ausführungsbeispiels gemäß Fig. 4 das 2/2-Wegeventil 154, diesem benachbart das Betriebsart-Vorwahl-Ventil 74, auf dieses folgend das Steuerventil 72 für den Drehantrieb 57 des Verteilermasts 14 und an dieses anschließend die Steuerventile 68 bis 71, in dieser Reihenfolge in hydraulischer Längsverkettung montiert sind, sei nunmehr auf Einzelheiten der Fig. 5a sowie 5b und 5c Bezug genommen.

Der Anschlußblock 73 ist als einstückiger, langgestreckt-quaderförmiger Block aus Stahl oder Aluminium ausgebildet, auf dem, in Längsrichtung gesehen, ein Anschlußfeld 161 für Funktionselemente des Druckversorgungsaggregats 77 bzw. 77', ein Anschlußfeld 162 für die Montage des Betriebs-Vorwahl-Ventils 74, ein Anschlußfeld 163 für die Montage des Steuerventils 72 für den Drehantrieb 57 des Verteilermasts 14 sowie die Anschlußfelder 163', 163'', 163''' und 163<sup>IV</sup> für die Elevations-Steuerventile 68 bis 71 vorgesehen sind, innerhalb derer diese Funktionselemente und Ventile montierbar und dadurch druckdicht mit Versorgungs- und Steuerleitungen verbindbar sind, die als in Längsrichtung des Anschlußblockes 73 sich erstreckende durchgehende oder sich über einen größeren Teil der Länge des Anschlußblockes 73 erstreckende Tiefbohrungen ausgeführt sind.

Derartige Längsbohrungen, die von der vom Anschlußfeld 161 für die Druckversorgung und -regelung entfernt angeordneten Stirnseite 164 des Anschlußblockes 73 her in diesen eingebracht sind, sind zwei mit dem Tank 93 des Druckversorgungsaggregats 77 bzw. 77' verbundene Rücklaufleitungen 132 und 132', die, hydraulisch gesehen, eine einzige Tank-Verbindung bilden, die sich bis in den Anschlußbereich 162 des Betriebsart-Vorwahl-Ventils 74 erstreckende Hochdruck-Versorgungsleitung 119, eine sich bis in den Anschlußbereich 161 des Druckversorgungsaggregats 77 bzw. 77' erstreckende Steuerleitung 166, die an den Steuerdruck-Ausgang 108 des Druckminderventils 107 angeschlossen ist, sowie zwei Bohrungen 167 und 168, die sich bis in den Anschlußbereich 162 des Betriebsart-Vorwahl-Ventils 74 erstrecken und als Steuer- bzw. als Leckölleitungen ausgenutzt sind, die ihrerseits mit dem Tank 93 des Druckversorgungsaggregats 77 bzw. 77' verbunden sind.

Mit diesen Längskanälen 132, 132', 119 sowie 166, 167 und 168 kommunizieren Stichbohrungen 169, 171 und 172 sowie 173, 174 und 176, die innerhalb der Anschlußfelder 163 und 163' bis 163<sup>IV</sup> mit identischem, in der Fig. 5a dargestelltem Bohrungsbild an der Anschlußseite der Steuerventile 72 sowie 68 bis 71 der Verteilermast-Bewegungen münden.

Innerhalb dieser Anschlußfelder 163 sowie 163' bis 163<sup>IV</sup> sind auch die ventillseitigen Mündungsöffnungen 177 und 178 den Anschlußblock 73 rechtwinklig zum Verlauf der Längsbohrungen durchquerender An-

schlußbohrungen 179 und 181 angeordnet, deren verbrauchenseitige Öffnungen den A- bzw. B-Anschluß 86 bzw. 87 des jeweiligen Steuerventils bilden.

In den Ecken der Anschlußfelder 161 bis 163<sup>IV</sup> angeordnete Gewindebohrungen 182, die zur Befestigung der Ventilgehäuse an dem Anschlußblock 73 vorgesehen sind, sind als Sackbohrungen ausgebildet, die sich nur über einen kleinen Teil der Dicke des Anschlußblockes 73 erstrecken, so daß in den durch die zentralen Achsen der Gewindebohrungen markierten Längsebenen 180 und 185 Längskanäle wie die Steuerleitung 167 verlaufen können.

Innerhalb der einheitlichen - genormten - Bohrungsbildern entsprechenden Anschlußfelder 163 bis 163<sup>IV</sup> entsprechen den Last-Vergleichsanschlüssen 116 der Vergleichsventile 114 Mündungsöffnungen 116' von senkrecht zur Ebene der Mündungsöffnungen der verschiedenen Anschlußbohrungen des Anschlußblockes verlaufenden Stichbohrungen 183 sowie 183' bis 183<sup>IV</sup> und den Vergleichsausgängen 117 der Vergleichsventile 114 die Mündungsöffnungen 117' von Stichbohrungen 184 sowie 184' bis 184<sup>IV</sup>, deren zentrale Achse in derselben Längsebene 186 des Anschlußblockes 73 liegen wie die zentralen Achsen 187 der durchgehenden Querbohrungen 179, die als A-Anschlußkanäle ausgenutzt sind. Jedem der Vergleichseingänge 116 der Vergleichsventile 114 ist eine von der Endstirnfläche 164 des Anschlußblockes 73 her in diesen eingebrachte Längsbohrung (Fig. 5c) 188 sowie 188' bis 188<sup>IV</sup> zugeordnet, die sich bis in die rechtwinklig zu den Längskanten 189 des Anschlußblockes 73 verlaufende Ebene 191 bzw. 191' bis 191<sup>IV</sup>, von denen in der Fig. 5c nur die Ebenen 191 bis 191" dargestellt sind, erstreckt, in der die Achse der senkrechten Stichbohrung 183 bzw. 183' bis 183<sup>IV</sup> liegt, deren Mündungsöffnung 116' den Vergleichseingang des jeweiligen Vergleichsventils 114 bildet. Die jeweilige Längsbohrung 188 bzw. 188' bis 188<sup>IV</sup> ist über eine transversale Stichbohrung 192 bzw. 192' bis 192<sup>IV</sup>, die von einer Längsseite des Anschlußblockes 73 her eingebracht und dort dicht abgestopft ist, mit der Stichbohrung 183 bzw. 183' bis 183<sup>IV</sup> verbunden, deren Mündungsöffnung 116' den Last-Vergleichsanschluß des jeweiligen Vergleichsventils 114 bildet und über eine weitere transversale Stichbohrung 193 bzw. 193' bis 193<sup>IV</sup> mit der Stichbohrung 184 bzw. 184' bis 184<sup>IV</sup> verbunden ist, deren Mündungsöffnung 117' den Vergleichsausgang des benachbarten Vergleichsventils 114 bildet, das, in Verkettungsrichtung gesehen zu dem nachfolgenden Steuerventil gehört, das jedoch, in Rückmelderichtung gesehen das "vorausgehende" Vergleichsventil 114 ist.

Diese Längsbohrungen 188 bzw. 188' bis 188<sup>IV</sup>, über die jeweils nur ein Vergleichseingang 116 eines der Vergleichsventile 114 mit dem Vergleichsausgang 117 eines benachbarten Vergleichsventils 114 kommunizierend verbunden ist, sind an der Endstirnseite 164 des Anschlußblockes 73 durch Stopfen dicht verschlossen, wobei der Vergleichseingang 116' des in Verkettungs-

richtung gesehen letzten von dem Anschlußfeld 161 des Druckversorgungsaggregats 77 bzw. 77' entfernt angeordneten Vergleichsventils 114 intern mit einer zum Tank 93 des Druckversorgungsaggregates führenden Leitung verbunden ist.

Die über je eine der Längsbohrungen 188 bzw. 188' bis 188<sup>IV</sup> über je eine der Stichleitungen 192 und 193 bzw. 192' bis 192<sup>IV</sup> und 193' bis 193<sup>IV</sup> kommunizierenden Stichleitung 183 und 184 bzw. 183' bis 183<sup>IV</sup> und 184' bis 184<sup>IV</sup> bilden die jeweils zwei Steuer- bzw. Vergleichsventile miteinander verbindenden Abschnitte 102' der insgesamt mit 102 bezeichneten Last-Rückmeldeleitung, deren erster, zum Druckversorgungsaggregat 77 bzw. 77' führender Abschnitt zweckmäßigerweise durch eine von der Aggregatseite her in den Anschlußblock 73 eingebrachte - nicht dargestellte - Bohrung gebildet ist, die mit dem Vergleichsausgang 117 des Vergleichsventils 114 des Betriebsart-Vorwählventils 74 verbunden ist.

Der anhand der Fig. 5a bis 5c in Einzelheiten erläuterte Anschlußblock 73 ist auch zum Aufbau des als weiteres Ausführungsbeispiel in der Fig. 6 dargestellten Druckversorgungs- und Steueraggregats 97" geeignet, das sich von dem in der Fig. 3 dargestellten Druckversorgungs- und Steueraggregat 97 im wesentlichen dadurch unterscheidet, daß das Steuerventil 72' für den Drehantrieb 57 des Masts und die Steuerventile 68' bis 71' für die Elevationsbewegungen der Mastarme als sogenannte Schwarz-Weiß-Ventile, d.h. als Ventile, deren in den verschiedenen Funktionsstellungen 0 sowie I und II freigegebene Strömungspfade einen definierten Strömungsquerschnitt haben. Bei der Druckversorgungs- und -steuereinrichtung 97" gemäß Fig. 6 sind die Anschlußblock-seitigen Anschlußöffnungen 117' und 116' durch das jeweilige Ventilgehäuse innerhalb der Anschlußfelder 163 sowie 163' bis 163<sup>IV</sup> dicht abgeschlossen, da funktionell den Vergleichsventilen 114 entsprechende Ventile nicht benötigt werden und demgemäß auch den Bewegungs-Steuerventilen 68' bis 72' zugeordnete Druckwaagen nicht vorgesehen sind. Im Umfang des Druckversorgungsaggregats 77 und der Gestaltung des Betriebsart-Vorwähl-Ventils 74 und dessen hydraulischer Beschaltung ist die Druck-Versorgungs- und -steuereinrichtung 97" gemäß Fig. 6 mit derjenigen gemäß Fig. 3 identisch, so daß die Angabe der entsprechenden Bezugszeichen in Fig. 6 als Verweis auf die diesbezügliche, anhand des Ausführungsbeispiels gemäß Fig. 3 gegebene Beschreibung genügt.

Bei der Einrichtung 97" gemäß Fig. 6 kann der Vergleichseingang 116 des Vergleichsventils 114 des Betriebsart-Vorwählventils 74 mit dem Tank 93 des Druckversorgungsaggregats 77 verbunden sein.

Die anhand der Fig. 1 - 6 erläuterten Druckversorgungs- und Steueraggregate sind auch bei Fahrzeugen mit einer Abstützvorrichtung 30 und einem Knickmast 14 einsetzbar, bei denen am Ende des Masts 14 ein Gerät angeordnet ist, das entlang weiträumig verlaufender Bewegungsbahnen verfahrbar sein muß wie beispiels-

weise ein Reinigungsgerät für Flugzeuge.

### Patentansprüche

1. Hydraulisches Druckversorgungs- und Steueraggregat für eine Auto-Betonpumpe (12), die einen mehrarmigen, insgesamt drehbar auf einem Fahrzeug angeordneten Verteilermast (14) kmit einem hydraulischen Drehantrieb (57) und den Armen des Masts einzeln zugeordneten hydraulischen Elevationsantrieben, sowie eine hydraulische Abstützvorrückung (30), mittels derer das Fahrzeug außerhalb der Fahrzeuggrundfläche in Eckpunkten einer größeren Flächen kippstabil abstützbar ist, als hydraulische Verbraucher umfaßt, zu deren Druckversorgung ein einziges lastsensierendes Druckversorgungsaggregat (77;77') vorgesehen ist, dessen Druckausgang mittels eines Betriebsart-Vorwahl-Ventils (74) alternativ an eine hydraulische Steuereinheit der Abstützvorrückung oder eine hydraulische Steuereinheit des Verteilermasts anschließbar ist, welche dem Drehantrieb (57) und den Elevationsantrieben des Masts (14) einzeln zugeordnete, elektrohydraulisch oder elektropneumatisch vorgesteuerte, hydraulisch betätigte Steuerventile (68-72) sowie druckgesteuerte, auf die in den jeweiligen Teilverbrauchen des Masts herrschenden Drücke ansprechende Last-Vergleichsventile (114) umfaßt, welche in hydraulischer Längsverkettung miteinander verbunden und mechanisch zu einem Steuerventilblock (73) zusammengefaßt sind, auf dem die durch je ein Steuerventil und ein Vergleichsventil (114) gebildeten Ventilgruppen räumlich einander benachbart angeordnet sind, wobei die Vergleichsventile über, Abschnitte einer Last-Rückmeldeleitung (102) bildende Kanäle seriell miteinander verbindbar sind, die von einem Vergleichsausgang des jeweiligen Vergleichsventils zu einem Last-Vergleichsanschluß desjenigen benachbarten Vergleichsventils (114) führen, das versorgungsaggregatseitig angeordnet ist und die Vergleichsventile durch relativ höheren Druck an einem Last-Anschluß, an dem der im angeschlossenen Teilverbraucher wirksame Druck ansteht, als an ihren Last-Vergleichseingang in eine den Last-Anschluß mit dem Vergleichsausgang verbindende und gegen den Last-Vergleichseingang sperrende und durch relativ höheren Druck am Last-Vergleichseingang als am Last-Anschluß in eine den Last-Vergleichseingang mit dem Last-Vergleichsausgang verbindende und diese gegen den Last-Anschluß absperrende Funktionsstellung gesteuert sind, **dadurch gekennzeichnet**, daß als hydraulisches Verkettungselement sowie als mechanischer Träger für die Steuerventile (68 bis 72) der Mast-Steuereinheit, das Betriebsart-Vorwahl-Ventil (74) und gegebenenfalls von Beschaltungselementen des Druckver-

sorgungsaggregats (77;77') ein als einstückiger Block aus Stahl oder Aluminium ausgebildeter Anschlußblock (73) vorgesehen ist, in welchem

- 5 a) eine mit sämtlichen Hochdruck-Anschlüssen der Steuerventile (68 bis 72) verbundene P-Leitung (119),
- 10 b) eine mit sämtlichen Rücklauf-Anschlüssen der Steuerventile verbundene Tank-Leitung (132),
- 15 c) mindestens eine Steuerdruck für die Betätigung der Ventile (68 bis 72 und 74) führende Steuerleitung (166) und
- 20 d) mindestens eine weitere Rücklaufleitung (167, 168), über die der Steuerkreis der druckbetätigten Ventile zum Tank (93) des Druckversorgungsaggregats (77;77') hin geschlossen ist,

als in Längsrichtung des Anschlußblockes (73) - der Verkettungsrichtung - sich erstreckende, einachsige Bohrungen ausgebildet sind, von denen Anschlußkanäle ausgehen, deren ventileitige Mündungsöffnungen innerhalb von Anschlußfeldern (163,163' bis 163<sup>IV</sup>) der Ventile im Bohrungsbild von Proportionalventilen angeordnet sind, und daß die über die Vergleichsventile (114) seriell miteinander verbindbaren Abschnitte (102') der Last-Rückmeldeleitung (102) durch je eine vom freien Ende (164) dieses Anschlußblockes (74) her in diesen eingebrachte und dort abgestopfte Längsbohrungen (188,188' bis 188<sup>IV</sup>) sowie diese je einzeln mit dem Lastvergleichsausgang (117) eines der Vergleichsventile (114) sowie mit dem Lastvergleichseingang (116) des versorgungsseitig benachbarten Vergleichsventils verbindende Querkanäle (192,192' bis 192<sup>IV</sup>, 183,183' bis 183<sup>IV</sup>, 193,193' bis 193<sup>IV</sup> und 184,184' bis 184<sup>IV</sup>) gebildet sind.

2. Druckversorgungs- und Steueraggregat nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß die mit je einer der abgestopften Längsbohrungen (188,188' bis 188<sup>IV</sup>) in kommunizierender Verbindung stehender Querkanäle durch je eine Stichbohrung (192,192' bis 192<sup>IV</sup>, 193, 193' bis 193<sup>IV</sup>), die von einem rechtwinklig zur Anschlußfläche der Ventile verlaufenden Längsfläche her in den Anschlußblock (73) eingebracht ist, durch die Längsbohrung hindurchtritt und an dieser Längsfläche abgestopft ist und eine in diese Querbohrung mündende, von der Anschlußseite her in den Anschlußblock (73) eingebrachte, sich senkrecht zur Anschlußfläche erstreckende Stichbohrung (183,183' bis 183<sup>IV</sup>, 184,184<sup>IV</sup>) gebildet sind.

3. Druckversorgungs- und Steueraggregat nach Anspruch 1 oder Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß die von dem Vergleichsventil (114) des Betriebsart-Vorwahl-Ventils (74) zum Lastsensierungs-Eingang des Druckversorgungsaggregats (77) führende Last-Rückmeldeleitung (102) durch eine vom versorgungsseitigen Ende des Anschlußblocks (73) her in diesen eingebrachte Längsbohrung gebildet ist.
4. Druckversorgungs- und Steueraggregat nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, daß auf dem Anschlußblock (73) auch ein Anschlußfeld (61) für eine zur Lastsensierung vorgesehene Druckwaage (99) oder Drosselanordnung (154) und/oder ein Druckbegrenzungsventil (106) und/oder ein zur Ableitung von Steuerdruck ausge nutztes Druckminderventil (107) des Druckversorgungsaggregats (77;77') vorgesehen ist.
5. Druckversorgungs- und Steueraggregat nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Vergleichsventile (114) als Wechsel-Rückschlagventile ausgebildet sind.
6. Druckversorgungs- und Steueraggregat nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Vergleichseingang (116) des von dem Druckversorgungsaggregat (77;77') entfernt angeordneten Vergleichsventils (114) mit dem Tank (93) des Druckversorgungsaggregats verbunden ist.
7. Druckversorgungs- und Steueraggregat nach einem der Ansprüche 1 bis 6, wobei die Steuerventile für die Dreh- und die Elevations-Antriebe des Masts als Proportionalventile ausgebildet sind, **dadurch gekennzeichnet**, daß den Steuerventilen einzeln zugeordnete Druckwaagen (128) vorgesehen sind, die den über das jeweilige Steuerventil fließenden Druckmittelstrom auf konstanten Druckabfall über dem jeweiligen Steuerventil regeln.
8. Druckversorgungs- und Steueraggregat nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet**, daß die den Steuerventilen (68 bis 72) einzeln zugeordneten Druckwaagen (128) als 2-Wege-Stromregelventile ausgebildet sind, die mit dem jeweiligen Steuerventil hydraulisch in Reihe geschaltet sind.
9. Druckversorgungs- und Steueraggregat nach Anspruch 7 oder Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Steuerventile (68 bis 72) zusätzliche in den alternativen Durchflußstellungen (I und II) freigegebene, in der Grundstellung (0) gesperrte Durchflußpfade (136,137) haben, über die der Verbraucher-Druck an dem Vergleichseingang (138) der jeweiligen Druckwaage (128) ansteht, an deren Referenzeingang der Ausgangsdruck des Druckversorgungsaggregats als Referenzdruck angelegt ist.
10. Druckversorgungs- und Steueraggregat nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Pumpe (76') des Druckversorgungsaggregats (77') als regelbare Pumpe, z.B. als Schwenkscheibenpumpe, mit druckgesteuertem Förderstrom-Steuerglied (149) ausgebildet ist, dem als Steuerdruck, durch den es im Sinne einer Vergrößerung des Förderstromes der Pumpe beaufschlagt wird, der Ausgangsdruck des Vergleichsventils (114) des Betriebsart-Vorwahlventils (74) zugeleitet ist.
11. Druckversorgungs- und Steueraggregat nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet**, daß als Förderstrom-Steuerglied (149) der regelbaren Pumpe (76') ein doppelt-wirkender hydraulischer Linearzylinder vorgesehen ist, dessen am Fördermengen-Stellglied (146) der Pumpe (76') angreifender Kolben durch Druckbeaufschlagung des bodenseitigen Antriebsdruckraumes (51) des Förderstrom-Steuerglieds (149) mit dem Ausgangsdruck der Pumpe gegen die Wirkung des in seinen stangenseitigen Antriebsdruckraum (155) eingekoppelten Ausgangsdruckes des Vergleichsventils (114) des Betriebsart-Vorwahl-ventils (74) und gegen die Rückstellkraft einer vorgespannten Feder (147) im Sinne einer Verringerung der Fördermenge der Pumpe (76') verschiebbar ist und daß zu der Verstellpumpe (76') ein als druckgesteuertes Proportionalventil ausgebildetes 2/2-Wege-Ventil (154) parallel geschaltet ist, das durch die Wirkung einer vorgespannten Ventiltfeder (156) und gegebenenfalls beidseitiger Druckbeaufschlagung seines Ventilkolbens auf dessen federseitiger Stirnfläche und auf der dieser gegenüberliegenden Stirnseite (157) derselben mit dem Ausgangsdruck der Pumpe (76') in seine sperrende Grundstellung (0) und durch Beaufschlagung lediglich der der Federseite gegenüberliegenden Stirnseite (157) des Ventilkolbens mit dem Ausgangsdruck der Pumpe (76') in seine Durchflußstellung (I) mit auslenkungsproportionalem Strömungsquerschnitt des Durchflußpfades gelangt, und daß die Vorspannung der Ventiltfeder (156) deutlich kleiner ist als diejenige der Rückstellfeder (147) des Fördermengen-Stellgliedes (146) der Pumpe (76') und etwa der Hälfte derselben entspricht.
12. Druckversorgungs- und Steueraggregat nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet**, daß die federseitige Stirnfläche des Kolbens des 2/2-Wege-Proportionalventils (154) über einen nur in der Grundstellung (0) des Betriebsart-Vorwahl-Ventils (74) freigegebenen Strömungspfad (153) desselben zum Tank (93) des Druckversorgungsaggre-

gats (77') hin druckentlastbar ist.

13. Druckversorgungs- und Steueraggregat nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Pumpe (76) des Druckversorgungsaggregats (77) als Konstant-Pumpe mit 3-Wege-Druckwaage (99) als lastsensierendem Element ausgebildet ist. 5
14. Druckversorgungs- und Steueraggregat nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Steuerventile (68 bis 72) für die Bewegungssteuerung des Masts (16) als Umschaltventile ausgebildet sind, die in ihren verschiedenen, alternativen Bewegungsrichtungen der Mastantriebe zugeordneten Funktionsstellungen (I und II) Strömungspfade mit definierten Werten des Durchflußquerschnitts freigeben. 10
15. Druckversorgungs- und Steueraggregat nach Anspruch 14, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Mündungsöffnungen (116' und 177') des Anschlußblocks (73), mit denen die Leitungsabschnitte (102') der Rückmeldeleitung (102) innerhalb der Anschlußfelder (163,163' bis 163<sup>IV</sup>) der Steuerventile (68 bis 71) an der Anschlußseite des Anschlußblocks (73) münden und die anschlußseitigen Mündungsöffnungen der von der Steuerleitung (166) ausgehenden Stichbohrung (173) sowie der von zusätzlichen Rücklaufleitungen (167, 168) ausgehenden Stichbohrungen (174,176) innerhalb der Anschlußfelder (163, 163' bis 163<sup>IV</sup>) münden, mittels der Ventilgehäuse der Steuerventile (68 bis 71) in deren montiertem Zustand dicht verschlossen sind. 20
16. Druckversorgungs- und Steueraggregat nach Anspruch 14 oder 15, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Steuerventile (68 bis 71) für die Elevationsantriebe des Masts (14) als 4/3-Wegeventile mit sperrender Grundstellung (0) ausgebildet sind und das Steuerventil (74) für den Drehantrieb des Masts als 4/3-Wegeventil ausgebildet ist, das in seiner Grundstellung (0) beide Versorgungsanschlüsse des Drehantriebes mit dem Tank (93) des Druckversorgungsaggregats (77) verbindet. 25
17. Druckversorgungs- und Steueraggregat nach einem der Ansprüche 1 bis 16, **dadurch gekennzeichnet**, daß verbraucherseitig angeordnete Last-Halte-Schaltungen (78,79) vorgesehen sind, die im nicht betätigten Zustand (0) des Betriebsart-Vorwahl-ventils (74) die Rücklaufleitungen der einzelnen Teilverbraucher der Abstützvorrichtung (30) und des Masts (14) abgesperrt halten. 30
18. Druckversorgungs- und Steueraggregat nach einem der Ansprüche 1 bis 17, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Betriebsart-Vorwahlventil (74) nur dann in seine dem Mast-Steuerbetrieb zugeordnete Funktionsstellung II gelangt, wenn 35
- a) eine Vorwahlschaltstufe betätigt ist, durch die der Mast (14) als hydraulischer Verbraucher ausgewählt ist und
- b) mindestens eines der Steuerventile des Masts (14) angesteuert ist,
- und ansonsten in seiner Grundstellung (0) verharrt.
19. Druckversorgungs- und Steueraggregat nach Anspruch 18, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Betriebsart-Vorwahlventil (74) durch eine Betätigung der Vorwahl-Schaltstufe, durch die die Abstützvorrichtung (30) als hydraulischer Verbraucher ausgewählt wird in seine der Einstellbetätigung der Abstützvorrichtung (30) zugeordnete Funktionsstellung gelangt und in dieser bleibt, solange die Abstützvorrichtung (30) als hydraulischer Verbraucher ausgewählt ist. 40
20. Druckversorgungs- und Steueraggregat nach Anspruch 18, **dadurch gekennzeichnet**, daß auch das Betriebsart-Vorwahlventil (74) nur dann in seine dem Einstellbetrieb der Abstützvorrichtung (30) zugeordnete Funktionsstellung (I) gelangt, wenn 45
- a) die Vorwahlschaltstufe im Sinne der Auswahl der Abstützvorrichtung (30) als hydraulischer Verbraucher betätigt ist und
- b) mindestens eines der Steuerventile (67,68) der Abstützvorrichtung (30) angesteuert ist,
- und ansonsten in seiner Grundstellung (0) verharrt.
21. Druckversorgungs- und Steueraggregat nach einem der Ansprüche 18 bis 20, **dadurch gekennzeichnet**, daß durch eine erstmalige Betätigung eines Steuerventils des Masts (14) oder der Abstützvorrichtung (30) auch die Vorwahl-Schaltstufe betätigt wird. 50
22. Druckversorgungs- und Steueraggregat nach einem der Ansprüche 1 bis 21, **dadurch gekennzeichnet**, daß eine gleichsinnige Betätigung zweier Abstützzyylinder (Aus- bzw. Einfahren), die an einander diagonal gegenüberliegenden Ecken des Abstützbereiches der Autobetonpumpe (10) angeordnet sind, ausgeschlossen ist.
23. Druckversorgungs- und Steueraggregat, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 22, **gekennzeichnet durch** seinen Einsatz an einem Fahrzeug mit hydraulischer Abstützvorrichtung (30) und ei- 55

nem hydraulisch angetriebenen Ausleger, an dessen Ende ein Arbeitsgerät weiträumig verfahrbar angeordnet ist.

## Claims

1. A hydraulic pressure supply- and control-device for a mobile concrete pump (12), comprising a multi-armed distributing boom (14) positioned pivotably on a vehicle and having a hydraulic pivot drive (57) and hydraulic elevation drives individually assigned to the arms of the boom, as well as a hydraulic support device (30) by which the vehicle is supported at corners of a larger area outside the vehicle base area against tipping over, as hydraulic consumers for whose pressure supply a single load-sensing pressure supply device (77;77') is provided, whose pressure output is connectable alternatively to a hydraulic control unit of the support device or a hydraulic control unit of the distributing boom by way of an operating mode selector valve (74), further comprising electro-hydraulically or electro-pneumatically controlled, hydraulically actuated control valves which are individually assigned to the pivot drive (57) and the elevation drives of the boom (14), as well as pressure controlled load-comparative valves (68-72) which react to the pressures prevailing in the respective partial consumers of the boom, which are connected to each other in a hydraulic longitudinal chain and mechanically combined in the form of a control valve block (73), on which the valve groups formed by a control valve and a comparative valve (114) are positioned spacially adjacent to each other, wherein the comparative valves are connectable in series to each other by channels forming sections of a load feedback line (102), which lead from a comparative output of the respective comparative valve to a load-comparative terminal of that adjacent comparative valve, which is positioned at the supply device side, and wherein the comparative valve are driven by relatively higher pressure present at a load connection, at which the pressure acting in the connected partial consumer prevails, than at their load-comparative input, into a functional position connecting the load connection with the comparative output and blocking it with respect to the load-comparative input, and by relatively higher pressure at the load-comparative input than at the load connection into a functional position connecting the load-comparative input with the load-comparative output and blocking it with respect to the load connection, **characterized in that** a one-piece block made of steel or aluminum is provided as a hydraulic linking element as well as a mechanical carrier of the control valves (68 to 72) of the boom control unit, of the operating mode selector valve (74), and possibly of switching ele-

ments of the pressure supply device (77;77'), in which

a) a P-line (119) connected to all high-pressure terminals of the control valves (68 to 72),

b) a reservoir line (132) connected to all return terminals of the control valves,

c) at least one control line (166) transmitting control pressure for the actuation of the valves (68 to 72 and 74), and

d) at least one further return line (167,168), by which the control circuit of the pressure-actuated valves is completed to the reservoir (93) of the pressure supply device (77;77'), are designed as single-axis bores extending in a lengthwise direction of the terminal block (73) - the direction of linking -, from which connection channels originate whose valve-sided ports are positioned within terminal arrays (163,163' to 163<sup>IV</sup>) of the valves in the bore layout of proportional valves, and that the sections (102') of the load feedback line (102), which are serially connectable to each other by the comparative valves (114), are formed by individual longitudinal bores (188,188' to 188<sup>IV</sup>) introduced into the terminal block (73) from its free end (164) and plugged there, as well as by cross channels (192,192' to 192<sup>IV</sup>, 183,183' to 183<sup>IV</sup>, 193,193' to 193<sup>IV</sup>, and 184,184' to 184<sup>IV</sup>) connecting these longitudinal bores (188,188' to 188<sup>IV</sup>) individually to the load-comparative output (117) of one of the comparative valves (114) as well as to the load-comparative input (116) of the supply-sided adjacent comparative valve.

2. The pressure supply- and control-device of claim 1, **characterized in that** the cross channels communicating with each of the plugged longitudinal bores (188,188' to 188<sup>IV</sup>) are formed by a first cross bore (192,192' to 192<sup>IV</sup>, 193,193' to 193<sup>IV</sup>), which is introduced into the terminal block (73) originating at a longitudinal plane extending perpendicularly with respect to the terminal plane of the valves, penetrates through the longitudinal bore, and is plugged at this longitudinal plane, and by a second cross bore (183,183' to 183<sup>IV</sup>, 184,184' to 184<sup>IV</sup>) leading to said first cross-bore, being introduced into the terminal block (73) from the connection side, and extending perpendicularly with respect to the terminal plane.

3. A pressure supply- and control-device of claim 1 or claim 2, **characterized in that** the load feedback line (102) leading from the comparative valve (114) of the operating mode selector valve (74) to the load

sensing input of the pressure supply device is formed by a longitudinal bore introduced into the terminal block (73) originating at its supply side.

4. The pressure supply- and control-device of one of claims 1 to 3, **characterized in that** a terminal array (161) for a pressure balance (99) or restrictor arrangement (154), provided for the load sensing, and/or a pressure limiting valve (106) and/or a pressure reducing valve (107) of the pressure supply device (77,77'), used for the dissipation of control pressure, is also provided on the terminal block (73). 5
5. The pressure supply- and control-device of one of claims 1 to 4, **characterized in that** the comparative valves (114) are designed as shuttle check valves. 10
6. The pressure supply- and control-device of one of claims 1 to 5, **characterized in that** the comparative input (116) of the comparative valve (114) which is positioned remotely with respect to the pressure supply device (77;77') is connected with the reservoir (93) of the pressure supply device. 15
7. The pressure supply- and control-device of one of claims 1 to 6, wherein the control valves for the pivot and elevation drives of the boom are designed as proportional valves, **characterized in that** pressure balances (128) individually assigned to the control valves are provided, which control the pressure medium flow through the respective control valve to a constant pressure drop over the respective control valve. 20
8. The pressure supply- and control-device of claim 7, **characterized in that** the pressure balances (128) individually assigned to the control valves (68 to 72) are designed as 2-way flow control valves which are hydraulically connected in series with the respective control valve. 25
9. The pressure supply- and control-device of claim 7 or 8, **characterized in that** the control valves (68 to 72) have additional flowpaths (136,137) which are open in the alternative flow positions (I and II) and blocked in the neutral position (0), by way of which the consumer pressure prevails at the comparative input (138) of the respective pressure balance (128), whose reference input is subjected to the output pressure of the pressure supply device as a reference pressure. 30
10. The pressure supply- and control-device according to one of claims 1 to 9, **characterized in that** the pump (76') of the pressure supply device (77') is designed as a controllable pump, e.g. a pivot disc pump, having a pressure-controlled flow rate control element (149), which is supplied with the output pressure of the comparative valve (114) of the operating mode selector valve (74) as control pressure, to which it is subjected in the sense of enlarging the flowrate of the pump. 35
11. The hydraulic pressure supply- and control-device of claim 10, **characterized in that** a double-acting hydraulic linear cylinder is provided as the flow rate control element (149) of the controllable pump (76'), whose piston, which acts upon the flow rate setting element (146) of the pump (76), is moveable in the sense of decreasing the flow rate of the pump (76') by subjecting the bottom drive-pressure space (151) of the flow rate setting element (149) to the output pressure of the pump against the action of the output pressure of the comparative valve (114) of the operating mode selector valve (74) introduced into its rod-sided drive pressure space (155) and against the restoring force of a pre-stressed spring (147), that a 2/2-way valve (154) designed as a pressure controlled proportional valve is connected parallel to the pump (76'), which attains its blocking neutral position (0) by the action of a pre-stressed valve spring (156) and possibly bilateral pressure subjection of its valve piston on its spring-sided face and the opposing face (157) to the output pressure of the pump (76') and its flow position (I) having a flow cross section of the flowpath proportional to the excursion by subjection of only the face (157) of the valve piston opposing the spring side to the output pressure of the pump (76'), and that the prestressing of the valve spring (156) is significantly smaller than that of the return spring (147) of the flow rate setting element (146) of the pump (76') and corresponds to approximately half that value. 40
12. The hydraulic pressure supply- and control-device of claim 11, **characterized in that** the spring-sided face of the piston of the 2/2-way proportional valve (154) is suited to be relieved of its pressure towards the reservoir (93) of the pressure supply device (77 ) by way of a flowpath (153) opened only in the neutral position (0) of the operating mode selector valve (74). 45
13. The hydraulic pressure supply- and control-device of one of claims 1 to 9, **characterized in that** the pump (76) of the pressure supply device (77) is designed to be a fixed displacement pump having a 3-way pressure balance (99) as a load-sensing element. 50
14. The hydraulic pressure supply- and control-device of claim 13, **characterized in that** the control valves (68 to 72) for the motion control of the boom (14) are designed to be switching valves, which 55

open flowpaths having defined flow cross sections in their different functional positions (I and II) assigned to alternative directions of motion of the boom drives.

15. The hydraulic pressure supply- and control-device of claim 14, **characterized in that** the ports (177' and 178') of the terminal block (73), by way of which the line sections (102') of the load feedback line (102) open to the terminal side of the terminal block (73) within the terminal arrays (163, 163' to 163<sup>IV</sup>) of the control valves (68 to 71) and the terminal-sided ports of the cross bore (173) originating at the control line (166) as well as the cross bores (174, 176) originating at additional return lines (167, 168) open within the terminal arrays (163, 163' to 163<sup>IV</sup>), are tightly blocked in their mounted state by way of the valve bodies of the control valves (68 to 71).

16. The hydraulic pressure supply- and control-device of claim 14 or 15, **characterized in that** the control valves (68 to 71) for the elevation drives of the boom (14) are designed as 4/3-way valves having a blocking neutral position (0), and the control valve (74) for the pivot drive of the boom is designed as a 4/3-way valve which connects both consumer terminals of the pivot drive to the reservoir (93) of the pressure supply device (77) in its neutral position (0).

17. The hydraulic pressure supply- and control-device according to one of claims 1 to 16, **characterized in that** load maintaining circuits (78, 79) positioned at the consumer side are provided, which keep the return lines of the individual partial consumers of the support device (30) and the boom (14) blocked in the non-actuated state (0) of the operating mode selector valve (74).

18. The hydraulic pressure supply- and control-device of one of claims 1 to 17, **characterized in that** the operating mode selector valve (74) attains its functional position (II) assigned to the boom control operation only when

a) a preselector control stage is actuated by which the boom (14) is selected as a hydraulic consumer and

b) at least one of the control valves of the boom (14) is selected,

and remains in its neutral position (0) otherwise.

19. The hydraulic pressure supply- and control-device of claim 18, **characterized in that** the operating mode selector valve (74) attains its functional position assigned to the setting operation of the support

device (30) by an actuation of the preselector control stage, by which the support device (30) is selected as a hydraulic consumer, and remains there as long as the support device (30) is kept selected as a hydraulic consumer.

20. The hydraulic pressure supply- and control-device of claim 18, **characterized in that** the operating mode selector valve (74), too, attains its functional position (I) assigned to the setting operation of the support device (30) when

a) the preselector control stage is actuated in the sense of selecting the support device (30) as a hydraulic consumer and

b) at least one of the control valves (67, 68) of the support device (30) is selected,

and remains in its neutral position (0) otherwise.

21. The hydraulic pressure supply- and control-device of one of claims 18 to 20, **characterized in that** the preselector control stage is actuated by a first actuation of one control valve of the boom (14) or the support device (30).

22. The hydraulic pressure supply- and control-device of one of claims 1 to 21, **characterized in that** an actuation in the same sense (extension or retraction) of two support cylinders which are arranged at diagonally opposing corners of the support area of the mobile concrete pump (10) is not possible.

23. A pressure supply- and control-device, especially according to one of claims 1 to 22, **characterized by** its use on a vehicle having a hydraulic support device (30) and a hydraulically-driven boom, at the end of which a work device is arranged moveable over a large range.

## Revendications

1. Système hydraulique de commande et d'alimentation en pression pour une pompe à béton (12) auto-tractionnée comprenant, en tant que consommateurs hydrauliques, un mât de distribution (14) à plusieurs bras, pouvant tourner dans son ensemble sur un véhicule et muni d'un entraînement hydraulique en rotation (57) et d'entraînements hydrauliques de levage affectés individuellement aux bras du mât, ainsi qu'un dispositif hydraulique d'appui (30) au moyen duquel le véhicule peut prendre appui sans risque de basculement dans des coins d'une grande superficie, en dehors de la surface de base dudit véhicule, consommateurs pour l'alimentation en pression desquels est prévu un unique groupe (77) ;

77') d'alimentation en pression, à fonction de détection de charge, dont la sortie de pression peut être alternativement raccordée, au moyen d'un distributeur (74) de présélection de modes opératoires, à une unité de commande hydraulique du dispositif d'appui ou à une unité de commande hydraulique du mât de distribution, laquelle comprend des distributeurs de commande (68-72) actionnés hydrauliquement, pilotés électrohydrauliquement ou électropneumatiquement et affectés individuellement à l'entraînement en rotation (57) et aux entraînements de levage du mât (14), ainsi que des valves témoins de charge (114) pilotées par pression et répondant aux pressions régnant dans les consommateurs partiels respectifs du mât, qui sont reliés les uns aux autres en un enchaînement longitudinal hydraulique et sont regroupés, mécaniquement, en un bloc (73) de distributeurs de commande sur lequel les groupes distributeurs, formés chacun par un distributeur de commande et par une valve témoin (114), sont agencés au voisinage les uns des autres dans l'espace ; système dans lequel les valves témoins peuvent être reliées en série les unes aux autres par l'intermédiaire de canaux formant des segments d'un conduit (102) de rétrosignalisation de charge, et s'étendant d'une sortie comparatrice de la valve témoin considérée, jusqu'à un raccord de comparaison de charge de la valve témoin (114) voisine, disposée côté groupe d'alimentation ; et les valves témoins sont commandées, par une pression relativement plus forte, sur un raccord de charge auquel est appliquée la pression agissant dans le consommateur partiel raccordé, que sur leur entrée comparatrice de charge, à une position fonctionnelle qui relie le raccord de charge à la sortie comparatrice et l'isole vis-à-vis de l'entrée comparatrice de charge, et sont commandées, par une pression relativement plus forte, à l'entrée comparatrice de charge, que sur le raccord de charge, à une position fonctionnelle reliant l'entrée comparatrice de charge à la sortie comparatrice de charge, et isolant ces dernières vis-à-vis du raccord de charge, caractérisé par le fait qu'il est prévu, en tant qu'élément d'enchaînement hydraulique ainsi qu'en tant que support mécanique pour les distributeurs de commande (68 à 72) de l'unité de commande du mât, pour le distributeur (74) de présélection de modes opératoires et, éventuellement, pour des éléments de branchement du groupe (77 ; 77') d'alimentation en pression, un bloc de raccordement (73) qui se présente comme un bloc d'un seul tenant en acier ou en aluminium, dans lequel

a) un conduit P (119), relié à tous les raccords de haute pression des distributeurs de commande (68 à 72),

b) un conduit (132) de réservoir, relié à tous les raccords de retour des distributeurs de com-

mande,

c) au moins un conduit de commande (166), guidant une pression de commande en vue de l'actionnement des distributeurs (68 à 72 et 74), et

d) au moins un autre conduit de retour (167, 168), par l'intermédiaire duquel le circuit de commande des distributeurs actionnés par pression est fermé vers le réservoir (93) du groupe (77 ; 77') d'alimentation en pression sont réalisés sous la forme d'alésages monoaxiaux s'étendant dans la direction longitudinale du bloc de raccordement (73) - la direction de l'enchaînement -, et dont partent des canaux de raccordement dont les orifices d'embouchure, situés côté distributeurs, sont agencés selon la configuration de forage de valves proportionnelles, à l'intérieur de zones de raccordement (163, 163' à 163<sup>IV</sup>) des distributeurs ; et par le fait que les segments (102') du conduit (102) de rétrosignalisation de charge, pouvant être reliés en série les uns aux autres par l'intermédiaire des valves témoins (114), sont formés à chaque fois par des alésages longitudinaux (188, 188' à 188<sup>IV</sup>) pratiqués dans le bloc de raccordement (74) à partir de l'extrémité libre (164) de ce dernier, et rendus étanches par des bouchons dans cette zone, ainsi que par des canaux transversaux (192, 192' à 192<sup>IV</sup>, 183, 183' à 183<sup>IV</sup>, 193, 193' à 193<sup>IV</sup> et 184, 184' à 184<sup>IV</sup>) reliant individuellement chacun desdits alésages à la sortie (117) comparatrice de charge de l'une des valves témoins (114), ainsi qu'à l'entrée (116) comparatrice de charge de la valve témoin occupant une position voisine côté alimentation.

2. Système de commande et d'alimentation en pression selon la revendication 1, caractérisé par le fait que les canaux transversaux, en liaison communicante avec l'un considéré des alésages longitudinaux (188, 188' à 188<sup>IV</sup>) rendus étanches par des bouchons, sont formés à chaque fois par un perçage calibré (192, 192' à 192<sup>IV</sup>, 193, 193' à 193<sup>IV</sup>) qui est pratiqué dans le bloc de raccordement (73) à partir d'une surface longitudinale s'étendant à angle droit par rapport à la surface de raccordement des distributeurs, traverse l'alésage longitudinal et est rendu étanche par un bouchon sur ladite surface longitudinale, et par un perçage calibré (183, 183' à 183<sup>IV</sup>, 184, 184<sup>IV</sup>) qui débouche dans ce perçage transversal, est pratiqué dans le bloc de raccordement (73) à partir du côté raccordement, et s'étend perpendiculairement à la surface de raccordement.
3. Système de commande et d'alimentation en pression selon la revendication 1 ou 2, caractérisé par le fait que le conduit (102) de rétrosignalisation de

- charge, partant de la valve témoin (114) du distributeur (74) de présélection de modes opératoires et gagnant l'entrée détectrice de charge du groupe (77) d'alimentation en pression, est formé par un alésage longitudinal pratiqué dans le bloc de raccordement (73), à partir de l'extrémité de ce dernier qui est située côté alimentation.
4. Système de commande et d'alimentation en pression selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisé par le fait qu'il est également prévu, sur le bloc de raccordement (73), une zone de raccordement (61) destinée à une balance de pression (99) ou à un ensemble d'étranglement (154) conçu(e) pour la détection de charge, et/ou un limiteur de pression (106), et/ou un réducteur de pression (107) du groupe (77 ; 77') d'alimentation en pression, utilisé pour la dérivation d'une pression de commande.
  5. Système de commande et d'alimentation en pression selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisé par le fait que les valves témoins (114) sont réalisées sous la forme de clapets antiretour à fonctionnement alternatif.
  6. Système de commande et d'alimentation en pression selon l'une des revendications 1 à 5, caractérisé par le fait que l'entrée comparatrice (116) de la valve témoin (114) éloignée du groupe (77 ; 77') d'alimentation en pression est reliée au réservoir (93) dudit groupe d'alimentation en pression.
  7. Système de commande et d'alimentation en pression selon l'une des revendications 1 à 6, dans lequel les distributeurs de commande, assignés aux entraînements en rotation et aux entraînements de levage du mât, sont réalisés sous la forme de valves proportionnelles, caractérisé par le fait qu'il est prévu des balances de pression (128) qui sont affectées individuellement aux distributeurs de commande et qui régulent le flux de fluide pressurisé, circulant par le distributeur de commande considéré, sur une chute de pression constante au dessus du distributeur de commande considéré.
  8. Système de commande et d'alimentation en pression selon la revendication 7, caractérisé par le fait que les balances de pression (128), affectées individuellement aux distributeurs de commande (68 à 72), sont réalisées sous la forme de valves de régulation de débit à deux voies, branchées hydrauliquement en série avec le distributeur de commande considéré.
  9. Système de commande et d'alimentation en pression selon la revendication 7 ou la revendication 8, caractérisé par le fait que les distributeurs de commande (68 à 72) présentent des trajets supplémentaires de circulation (136, 137) qui sont dégagés dans les positions alternatives d'écoulement (I et II), sont isolés dans la position neutre (0), et par l'intermédiaire desquels la pression de consommateur est appliquée à l'entrée comparatrice (138) de la balance de pression (128) considérée, à l'entrée de référence de laquelle la pression de sortie du groupe d'alimentation en pression est appliquée en tant que pression de référence.
  10. Système de commande et d'alimentation en pression selon l'une des revendications 1 à 9, caractérisé par le fait que la pompe (76') du groupe (77') d'alimentation en pression est réalisée sous la forme d'une pompe réglable, par exemple sous la forme d'une pompe à disque oscillant présentant un organe (149) de commande du débit refoulé, piloté par pression, auquel la pression de sortie de la valve témoin (114) du distributeur (74) de présélection de modes opératoires est délivrée en tant que pression de commande, par laquelle ledit organe est sollicité dans le sens d'un accroissement du débit refoulé par la pompe.
  11. Système de commande et d'alimentation en pression selon la revendication 10, caractérisé par le fait qu'il est prévu, en tant qu'organe (149) de commande du débit refoulé par la pompe réglable (76'), un vérin hydraulique linéaire à double action dont le piston, venant en prise avec l'organe (146) de réglage de quantités refoulées par la pompe (76'), peut être animé de coulissements par sollicitation de la chambre (51) de pression d'entraînement de l'organe (149) de commande du débit refoulé, située côté fond, par la pression de sortie de la pompe, en s'opposant à l'action de la pression de sortie de la valve témoin (114) du distributeur (74) de présélection de modes opératoires, admise dans sa chambre (155) de pression d'entraînement située côté tige, et en s'opposant à la force de rappel d'un ressort préchargé (147), dans le sens d'une diminution de la quantité refoulée par la pompe (76') ; par le fait qu'un distributeur (154) du type 2/2, conçu comme une valve proportionnelle pilotée par pression et branché en parallèle avec la pompe (76') à cylindrée variable, parvient à sa position neutre bloquante (0) sous l'action d'un ressort obturateur préchargé (156) et, le cas échéant, par sollicitation de part et d'autre de son piston obturateur par la pression de sortie de ladite pompe (76'), sur la surface extrême du piston qui est située côté ressort, et sur la face frontale (157) dudit piston qui est tournée à l'opposé de ladite surface, et parvient, lorsque la pression de sortie de la pompe (76') sollicite uniquement la face frontale (157) du piston obturateur tournée à l'opposé du côté ressort, à sa position d'écoulement (I) à section transversale d'écoulement du trajet de circulation proportionnelle à la

- déviation ; et par le fait que la précharge du ressort obturateur (156) est-nettement inférieure à celle du ressort de rappel (147) de l'organe (146) de réglage de quantités refoulées par la pompe (76'), et correspond sensiblement à la moitié de ladite précharge.
- 5
12. Système de commande et d'alimentation en pression selon la revendication 11, caractérisé par le fait que la pression de la surface extrême du piston du distributeur proportionnel (154) du type 2/2, située côté ressort, peut être détendue, en direction du réservoir (93) du groupe (77') d'alimentation en pression, par l'intermédiaire d'un trajet de circulation (153) dégagé uniquement dans la position neutre (0) du distributeur (74) de présélection de modes opératoires.
- 10
13. Système de commande et d'alimentation en pression selon l'une des revendications 1 à 9, caractérisé par le fait que la pompe (76) du groupe (77) d'alimentation en pression est réalisée sous la forme d'une pompe à cylindrée constante, munie d'une balance de pression (99) à trois voies en tant qu'élément de détection de charge.
- 15
- 20
- 25
14. Système de commande et d'alimentation en pression selon la revendication 13, caractérisé par le fait que les distributeurs de commande (68 à 72), destinés à la commande des mouvements du mât (16), sont réalisés sous la forme de valves d'inversion qui, dans leurs différentes positions fonctionnelles (I et II) assignées à des directions alternatives de mouvement des entraînements du mât, dégagent des trajets de circulation dont la section transversale d'écoulement présente des valeurs définies.
- 30
- 35
15. Système de commande et d'alimentation en pression selon la revendication 14, caractérisé par le fait que les orifices d'embouchure (116' et 177') du bloc de raccordement (73), par lesquels les segments (102') du conduit (102) de rétrosignalisation de charge débouchent sur le côté raccordement dudit bloc de raccordement (73), à l'intérieur des zones de raccordement (163, 163' à 163<sup>IV</sup>) des distributeurs de commande (68 à 71), et les orifices d'embouchure situés côté raccordement du perçage calibré (173) partant du conduit de commande (166), ainsi que des perçages calibrés (174, 176) partant de conduits supplémentaires de retour (167, 168), débouchent à l'intérieur desdites zones de raccordement (163, 163' à 163<sup>IV</sup>), sont obturés hermétiquement au moyen des carters des distributeurs de commande (68 à 71) à l'état monté de ces derniers.
- 40
- 45
- 50
- 55
16. Système de commande et d'alimentation en pression selon la revendication 14 ou 15, caractérisé par le fait que les distributeurs (68 à 71) de commande des entraînements de levage du mât (14) sont réalisés sous la forme de distributeurs du type 4/3 à position neutre (0) bloquante, et le distributeur (74) de commande de l'entraînement en rotation du mât est réalisé sous la forme d'un distributeur du type 4/3 qui, dans sa position neutre (0), relie les deux raccords d'alimentation de l'entraînement en rotation au réservoir (93) du groupe (77) d'alimentation en pression.
17. Système de commande et d'alimentation en pression selon l'une des revendications 1 à 16, caractérisé par le fait qu'il est prévu des circuits (78, 79) de maintien de charge qui sont disposés côté consommateur et qui, à l'état non actionné (0) du distributeur (74) de présélection de modes opératoires, maintiennent isolés les conduits de retour des consommateurs partiels individuels du dispositif d'appui (30) et du mât (14).
18. Système de commande et d'alimentation en pression selon l'une des revendications 1 à 17, caractérisé par le fait que le distributeur (74) de présélection de modes opératoires ne parvient à sa position fonctionnelle (II), assignée au mode commande du mât, que dans le cas où
- a) est actionné un étage de présélection par lequel le mât (14) est sélectionné en tant que consommateur hydraulique, et
- b) au moins l'un des distributeurs de commande du mât (14) est activé,
- et demeure, sinon, dans sa position neutre (0).
19. Système de commande et d'alimentation en pression selon la revendication 18, caractérisé par le fait que le distributeur (74) de présélection de modes opératoires parvient, suite à un actionnement de l'étage de présélection par lequel le dispositif d'appui (30) est sélectionné en tant que consommateur hydraulique, à sa position fonctionnelle assignée à la manoeuvre de réglage dudit dispositif d'appui (30), et conserve ladite position aussi longtemps que ledit dispositif d'appui (30) est sélectionné en tant que consommateur hydraulique.
20. Système de commande et d'alimentation en pression selon la revendication 18, caractérisé par le fait que le distributeur (74) de présélection de modes opératoires ne parvient également à sa position fonctionnelle (I), assignée au mode réglage du dispositif d'appui (30), que dans le cas où
- a) l'étage de présélection est actionné dans le sens de la sélection du dispositif d'appui (30) en tant que consommateur hydraulique, et
- b) au moins l'un des distributeurs de commande

de (67, 68) du dispositif d'appui (30) est activé,

et demeure, sinon, dans sa position neutre (0).

- 21.** Système de commande et d'alimentation en pression selon l'une des revendications 18 à 20, caractérisé par le fait que l'étage de présélection est actionné également par une manoeuvre initiale d'un distributeur de commande du mât (14) ou du dispositif d'appui (30). 5 10
- 22.** Système de commande et d'alimentation en pression selon l'une des revendications 1 à 21, caractérisé par le fait qu'il est exclu d'actionner, dans le même sens, deux vérins d'appui (déploiement ou, respectivement, rétraction) placés dans des coins, diagonalement opposés, de la zone d'appui de la pompe à béton (10) autotractée. 15
- 23.** Système de commande et d'alimentation en pression, notamment selon l'une des revendications 1 à 22, caractérisé par son utilisation sur un véhicule équipé d'un dispositif hydraulique d'appui (30) et d'une flèche en-porte-à-faux, entraînée hydrauliquement, à l'extrémité de laquelle un appareil de travail est installé avec ample mobilité dans l'espace. 20 25

30

35

40

45

50

55

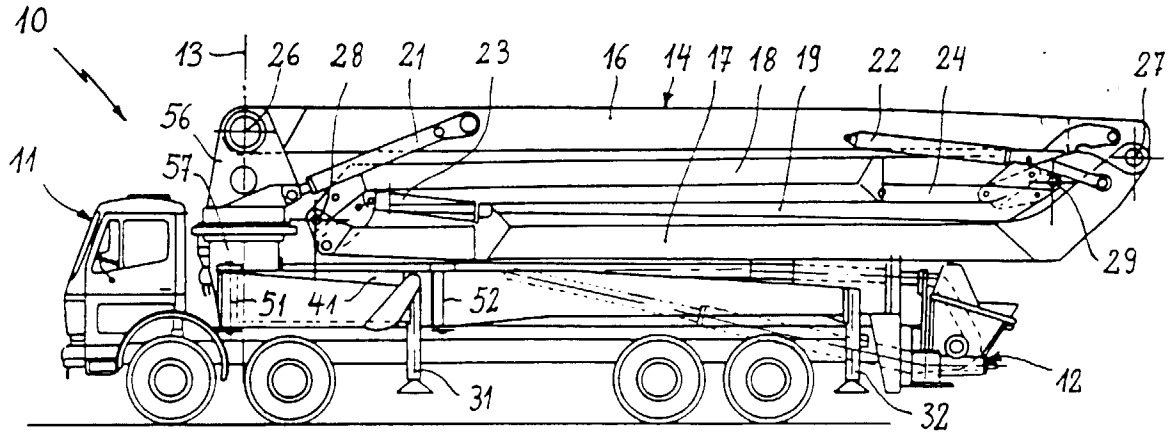


Fig. 1a

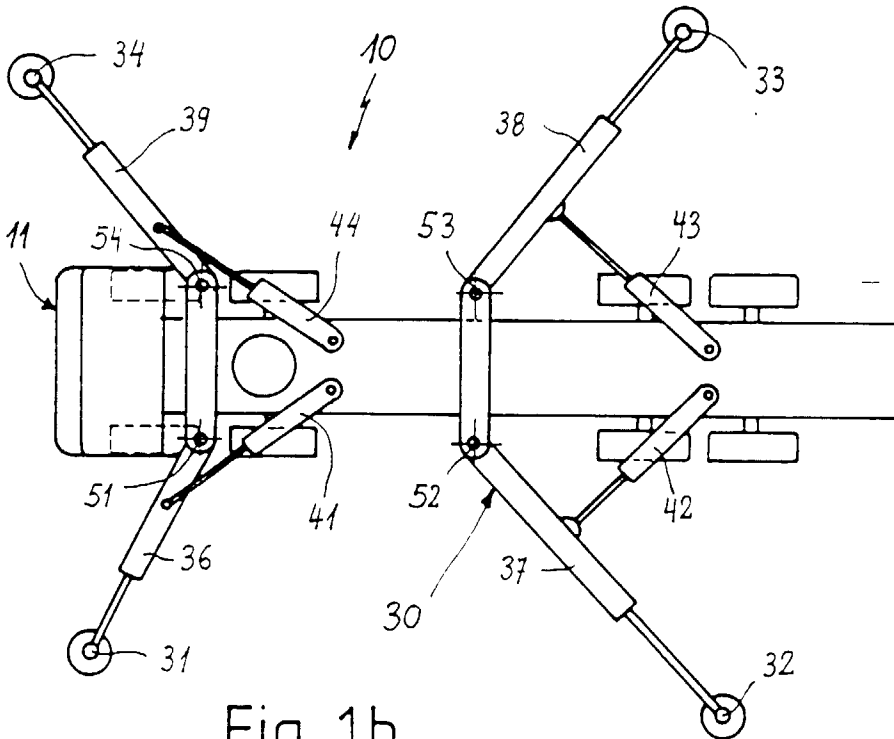


Fig. 1b

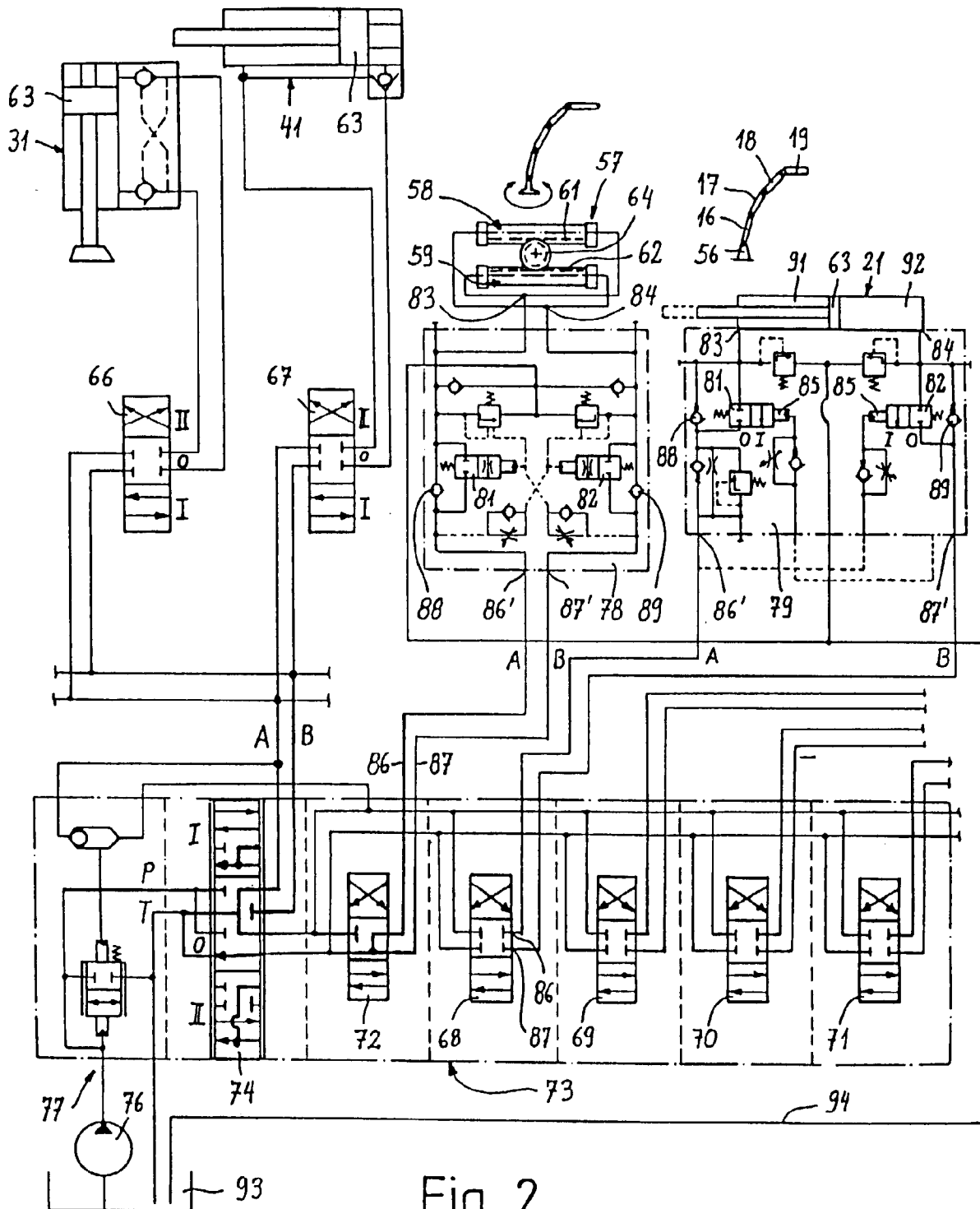


Fig. 2



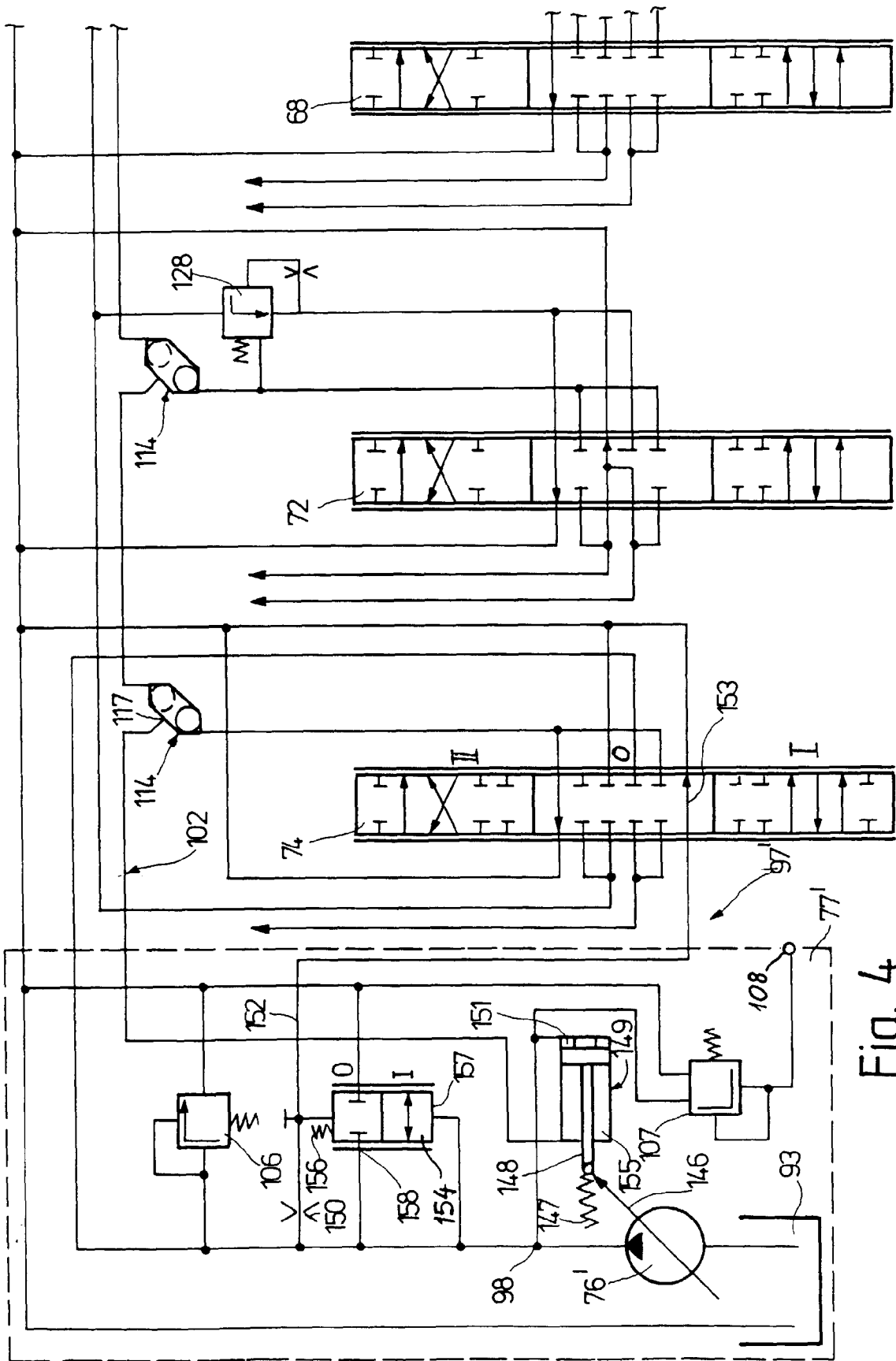


Fig. 4





