



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



Veröffentlichungsnummer: **0 598 736 B1**

12

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

- 49 Veröffentlichungstag der Patentschrift: **29.11.95** 51 Int. Cl.⁶: **F04B 7/02, F04B 15/02**
- 21 Anmeldenummer: **92911910.5**
- 22 Anmeldetag: **05.06.92**
- 86 Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP92/01259
- 87 Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 93/04282 (04.03.93 93/06)

54 **HYDRAULISCHE STEUERUNGSEINRICHTUNG FÜR EINE DICKSTOFFPUMPE.**

- | | |
|--|--|
| <p>30 Priorität: 17.08.91 DE 4127277</p> <p>43 Veröffentlichungstag der Anmeldung:
01.06.94 Patentblatt 94/22</p> <p>45 Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung:
29.11.95 Patentblatt 95/48</p> <p>84 Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH DE DK ES FR IT LI NL</p> <p>56 Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 283 832
DE-A- 3 833 845
US-A- 3 494 290</p> | <p>73 Patentinhaber: Putzmeister-Werk Maschinen-
fabrik GmbH
Max-Eyth-Strasse 10
Postfach 2152
D-72629 Aichtal (DE)</p> <p>72 Erfinder: BENCKERT, Hartmut
Isolde-Kurz-Weg 3
D-70794 Filderstadt-Sielmingen (DE)
Erfinder: RENTZ, Hans
Katharinenstrasse 13
D-70794 Filderstadt (DE)
Erfinder: MÜNZENMAIER, Werner
Am Lerchenberg 22
D-72622 Nürtingen (DE)</p> <p>74 Vertreter: Wolf, Eckhard, Dr.-Ing. et al
Patentanwälte Wolf & Lutz
Hauptmannsreute 93
D-70193 Stuttgart (DE)</p> |
|--|--|

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).

EP 0 598 736 B1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine hydraulische Steuerungseinrichtung für eine Dickstoffpumpe mit mindestens einem mittels eines Hydrozylinders an-

treibbaren Förderzylinder, gemäß den Merkmalen des Oberbegriffs des Patentanspruchs 1.

Eine derartige hydraulische Steuerungseinrichtung ist durch die DE-A-38 33 845 in Verbindung mit einer Zweizylinder-Dickstoffpumpe bekannt, deren von je einem hydraulischen Linearzylinder angetriebene Förderzylinder im Gegentakt arbeiten, d.h. der eine Zylinder fördert, während der andere - im sogenannten Saughub - mit Fördergut, z.B. Beton, beschickt wird. Die alternierende Öffnung der Förderkammern der beiden Förderzylinder zu dem das Fördergut enthaltenden Vorratsbehälter hin sowie den abwechselnden Anschluß der Förderkammern an eine Förderleitung vermittelt eine Rohrweiche, die insoweit sowohl die Funktion eines Einlaßventils für denjenigen Förderzylinder, der durch eine Umschaltung der Rohrweiche in kommunizierende Verbindung mit dem Vorratsbehälter gelangt, vermittelt als auch die Funktion eines Auslaßventils für den den Förderhub ausführenden Förderzylinder, dessen Förderkammer durch das S-förmige Weichenrohr an die weiterführende Förderleitung angeschlossen ist. Zur Umsteuerung der Rohrweiche auf die beiden alternativen Förderpfade sind in entgegengesetzter Richtung wirkende, hydraulische Linearzylinder vorgesehen, deren Kolben kinematisch formschlüssig über die Rohrweiche miteinander gekoppelt sind, die durch alternierende Druckbeaufschlagung und -entlastung der bodenseitigen Steuerkammern der beiden Linearzylinder umsteuerbar ist.

Die Förderleitung, die über die Rohrweiche alternierend mit den Förderkammern der Förderzylinder verbindbar ist, ist mittels eines ebenfalls die Funktion des Auslaßventils vermittelnden Absperrorgans gegen die Rohrweiche absperrbar, während die Rohrweiche umgesteuert wird. Dieses Absperrorgan ist als Sitzventil ausgebildet, das durch bodenseitige Druckbeaufschlagung eines hydraulischen Steuerzylinders in seine Sperrstellung bringbar ist, in welcher die Förderleitung gegen die Rohrweiche abgesperrt ist. Nach Druckentlastung der bodenseitigen Steuerkammer zum Tank des Druckversorgungsaggregats hin ist dieses Ventil durch den sich im Förderbetrieb im jeweiligen Förderzylinder in dessen Förderkammer entwickelnden Druck in seine die Rohrweiche mit der Förderleitung verbindende Offen-Stellung bringbar. Zur Steuerung des Förderbetriebes der bekannten Dickstoffpumpe ist eine auf hydraulische oder elektrische Ausgangssignale von Endstellungsgebern, welche die Position der Antriebszylinder der Förderzylinder, der Steuerzylinder für die Rohrweiche

und des Steuerzylinders des Absperrorgans überwachen, ansprechende Folgesteuerung vorgesehen, durch die erreicht wird, daß die Förderzylinder erst dann zur Ausführung des Förder- bzw. Beschickungshubes angesteuert werden, nachdem die Rohrweiche in die für den Förder- und Beschickungsbetrieb der beiden Förderzylinder geeignete Funktionsstellung gebracht ist. Der Strömungspfad, über den die Druckbeaufschlagung des Steuerzylinders im Sinne einer Schließbewegung des Absperrorgans erfolgt, führt über ein Rückschlagventil, das durch den hohen Steuerdruck in Öffnungsrichtung beaufschlagt ist; der Entlastungspfad, über den Druckmittel aus der bodenseitigen Antriebskammer des Steuerzylinders abfließen kann, führt über ein Druckbegrenzungsventil, das zu dem Rückschlagventil parallel geschaltet ist. Dieses Druckbegrenzungsventil wird in seine Offen-Stellung gesteuert, sobald der Druck - im Förderbetrieb - einen einstellbar vorgebbaren Wert überschreitet. Hierdurch soll erreicht werden, daß das Absperrorgan erst dann öffnet, wenn der Druck in der Förderkammer des jeweils im Förderbetrieb arbeitenden Förderzylinders etwa dem in der Förderleitung herrschenden Druck entspricht, um in der Förderkammer eine erwünschte Vorkompression des Fördergutes zu erreichen und einen durch Druckunterschiede zwischen der Förderkammer und der Förderleitung bedingten unruhigen Betrieb der Pumpe zu vermeiden.

Diese Art der Umschaltung des Absperrorgans bedingt, daß der Druck in der bodenseitigen Antriebskammer nicht unter den durch die Einstellung des Druckbegrenzungsventils vorgegebenen Druck-Schwellenwert absinken kann. Dies mag so lange nicht von Nachteil sein, wie sich im Verlauf des Pumpbetriebes die Reibungsverhältnisse nicht ändern und der Vorverdichtungsdruck ausreicht, gegen den am Absperrorgan anstehenden Gegen- druck dieses zu öffnen, das hierbei allerdings nicht in eine definierte Offenstellung gelangen wird, sondern in eine Position dynamischen Druck-Gleichgewichts, d.h. in einer Position zwischen seiner Schließstellung und der Stellung maximalen Öffnungsquerschnitts stehen bleiben wird. Diese Stellung wird insbesondere bei üblicher Anordnung der Förderleitung derart, daß diese von der Ventilkammer seitlich abzweigt, durch welche die mit dem Ventilkörper versehene Kolbenstange des Stern- zylinders axial hindurchtritt, eine Position sein, in welcher der Ventilkörper im Bereich der Mündungsöffnung steht, was strömungstechnisch wesentlich ungünstiger ist, als wenn der Kolben in eine Endstellung weitergeschoben werden kann, in der die Mündungsöffnung der Förderleitung vollständig freigegeben ist. Eine nachteilige Folge hiervon ist, daß ein erheblicher Mehrbetrag an Antriebsenergie für die Antriebszylinder der Förderzylinder

der benötigt wird; es kommt hinzu, daß die Position, in welcher der Steuerkolben des Absperrorgans seine Gleichgewichtsstellung erreicht, auch von den Reibungsverhältnissen im Antriebssystem abhängen kann, wodurch eine eindeutige Korrelation zwischen dem notwendigen Vorverdichtungsdruck und dem Druck, der tatsächlich benötigt wird, um das Absperrorgan zu öffnen, nicht gegeben ist, so daß insbesondere dann, wenn die Reibungsverhältnisse sich im Verlauf einer längeren Betriebsdauer ändern, ein zunehmend unruhiger Lauf der Pumpe eintritt. Dem kann zwar durch Herabsetzung des Ansprech-Schwellenwertes des Druckbegrenzungsventils entgegengewirkt werden, was aber umständlich ist.

Wird andererseits eine "aktive" Öffnung des Absperrorgans z.B. dadurch erzielt, daß zum Öffnen des Absperrorgans die stangenseitige Antriebskammer seines Steuerzylinders mit Druck beaufschlagt wird, so ist eine Korrelation zwischen Vorverdichtungsdruck und Öffnungsdruck des Absperrorgans nicht mehr gegeben, und es ist zumindest schwierig eine Abstimmung der Pumpe und ihrer Steuerventile dahingehend zu erzielen, daß das Absperrorgan wenigstens annähernd bei demjenigen Druck öffnet, der in der Förderleitung herrscht, was die wesentliche Bedingung dafür ist, daß Kompressionsschläge oder Dekompressionsschläge beim Umschalten der Zylinder von Förderauf Beschickungsbetrieb vermieden werden können. Es kommt hinzu, daß eine derartige aktive Öffnung des Absperrorgans erheblichen hydraulisch-schaltungstechnischen Mehraufwand erfordert.

Aufgabe der Erfindung ist es daher, eine hydraulische Steuerungseinrichtung der eingangs genannten Art für eine Dickstoffpumpe dahingehend zu verbessern, daß bei gleichwohl einfachem Aufbau der Steuerungseinrichtung ein weitgehend erschütterungsfreier Betrieb der Pumpe erzielbar ist.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß das die Druckentlastung des Antriebsdruckraumes des zur Betätigung des Auslaßventils vorgesehenen Steuerzylinders vermittelnde Ventil der Umschalt-Steuereinrichtung als ein in Abhängigkeit von dem zur Druckbeaufschlagung des Antriebszylinders des Förderzylinders erzeugten Hochdruck gesteuertes, elektrisch oder hydraulisch betätigbares Ventil ausgebildet ist, das ab Erreichen eines einstellbar vorgebbaren Mindestwertes des in den Antriebszylindern eingekoppelten Drucks in seine Durchflußstellung umgeschaltet wird, in welcher Druckmittel aus der Antriebskammer des Steuerzylinders abströmen kann.

Durch diese Art der Umschaltung des Auslaßventils werden Reibungseffekte, die das Öffnen des Ventils beeinflussen könnten, gleichsam eliminiert, und es wird auf einfache Weise erreicht, daß das Auslaßventil bei einem in sehr guter Näherung dem

in der Förderleitung herrschenden Druck entsprechenden Druck in der Förderkammer des Förderzylinders öffnet, was optimal ruhigem Betrieb der Pumpe entspricht, wobei eine einmalige Einstellung des Druck-Mindestwertes bei Betriebsbeginn ausreicht, um bei vorgegebener Beschaffenheit des Fördergutes während des Betriebes die genannten, günstigen Betriebsbedingungen zu erzielen.

Durch die alternativen Gestaltungen des Druckentlastungsventils, zum einen als Durchflußventil, das, wenn es öffnet sofort in seine Stellung größten Durchflußquerschnitts übergeht, oder als Proportionalventil, das mit zunehmendem Steuerdruck einen zunehmend größeren Öffnungsquerschnitt freigibt, wobei zu einem solchen Ventil jeweils ein Rückschlagventil parallel geschaltet ist, das durch höheren Druck an seinem dem Umschaltzylinder abgewandten Anschluß als im Antriebsdruckraum des Steuerzylinders in Öffnungsrichtung und durch relativ höheren Druck im Antriebsdruckraum in Sperrichtung beaufschlagt ist, können verschiedene Umschaltcharakteristiken erzielt werden, die je nach Einsatzzweck der Pumpe im Sinne eines ruhigen Pumpenlaufs ausgenutzt werden können.

Anstelle eines derartigen druckgesteuerten Durchflußventils mit dazu parallel geschaltetem Rückschlagventil kann auch, in bevorzugter Ausgestaltung der erfindungsgemäßen Steuereinrichtung, ein die Funktionen sowohl des Durchflußventils als auch des Rückschlagventils vermittelndes, ferngesteuertes Rückschlagventil vorgesehen sein, das durch relativ höheren Druck im Antriebsdruckraum des Steuerzylinders in Sperrichtung beaufschlagt ist und durch Fern-Ansteuerung mittels des in den Antriebszylinder des Förderzylinders eingekoppelten Druckes in seine maximalem Öffnungsquerschnitt entsprechende Offen-Stellung gelangt.

Wenn der Antriebszylinder des Förderzylinders mit einem ersten Endstellungsgeber versehen ist, der einen Endstellung-Signalimpuls abgibt, wenn der Kolben des Antriebszylinders - in der Endphase des Förderhubes des Förderzylinders - in unmittelbare Nähe seiner diesbezüglichen Endstellung gelangt, sowie mit einem zweiten Endstellungsgeber, der einen Endstellungs-Signalimpuls abgibt, wenn der Kolben des Antriebszylinders - in der Endphase des Beschickungshubes des Förderzylinders - in unmittelbare Nähe seiner diesbezüglichen Endstellung gelangt und mit den Endstellungs-Signalimpulsen der Endstellungsgeber ein Betätigungs-Steuerventil jeweils umschaltbar ist, über das, jeweils im Gegentakt, die Druckbeaufschlagung und -entlastung von Antriebskammern den Einlaß- und den Auslaßventilen als Betätigungselemente zugeordneter Hydrozylinder erfolgt, derart, daß am jeweils einen der beiden Förderzylinder das Einlaßventil schließt, wenn das Auslaßventil öffnet und am jeweils anderen Förderzylinder

die Schließ- und Öffnungsbewegungen seines Einlaß- und seines Auslaßventils in umgekehrter Reihenfolge ablaufen, und wenn mindestens ein Endstellungsgeber vorgesehen ist, der einen Ausgangsimpuls erzeugt, wenn das Einlaßventil in seine Sperrstellung gelangt und ein weiterer Endstellungsgeber, der ein mit der größtmöglichen Öffnungsweite des Einlaßventils korreliertes Ausgangssignal erzeugt sowie die Ausgangssignale dieser den Ventilpositionen zugeordneten Endstellungsgeber die Umschaltung eines Hauptschiebers vermitteln, der die Förder- und Beschickungsphasen des Förderzylinders steuert, wobei in bevorzugter Ausgestaltung der Steuerungseinrichtung der weitere, zur Erfassung einer Ventilposition vorgesehene Endstellungsgeber dem Auslaß-Ventil zugeordnet ist und sein Ausgangssignal erzeugt, wenn der Kolben des zur Schließ- und Öffnungssteuerung des Auslaßventils vorgesehenen Hydrozylinders seine mit dem sperrenden Zustand des Auslaßventils verknüpfte Endstellung erreicht, so ist mittels der Endstellungsgeber auf einfache Weise eine betriebssichere Folgesteuerung der Dickstoffpumpe möglich, die als rein hydraulische Steuerung realisiert sein kann, wenn als Endstellungsgeber hydraulische Impulsgeber verwendet werden und die von diesen gesteuerten Ventile als druckgesteuerte Ventile ausgebildet sind, oder als elektrische Folgesteuerung, wenn die Endstellungsgeber als elektrische oder elektronische Positionssensoren ausgebildet und die mittels dieser ansteuerbaren Ventile als Magnetventile ausgebildet sind.

Die hydraulische Steuerungseinrichtung ist auch für eine als Zweizylinder-Pumpe ausgebildete Dickstoffpumpe mit gesteuert durch Umschaltung eines Hauptschiebers im Gegentakt antreibbaren Förderzylindern geeignet, deren Förderkammern im entsprechenden Gegentakt über je ein Einlaßventil an den Vorratsbehälter und ein Auslaßventil an eine gemeinsame Förderleitung anschließbar sind, wobei die durch die Folgesteuerung mit der Gegentakt-Ansteuerung der Antriebszylinder auch vermittelte Gegentakt-Betätigung der Einlaß- und der Auslaßventile mittels hydraulischer Differentialzylinder als Umschaltzylinder erfolgt, durch deren alternative boden- oder stangenseitige Druckbeaufschlagung diese Ventile in ihre Schließ- bzw. in ihre Öffnungs-Stellungen steuerbar sind, und wobei die diesbezügliche Druckbeaufschlagung dieser Umschalt-Zylinder über zwei an ein Betätigungs-Steuerventil angeschlossene Steuerleitungen erfolgt, die in gleichsam "komplementärer" Schaltungsverknüpfung mit der bodenseitigen Steuerkammer je eines der Steuerzylinder der Einlaßventile und der stangenseitigen Steuerkammer des jeweils anderen der Einlaßventile verbunden sind.

Bei einer solchen Dickstoff-Pumpe ist eine schaltungstechnisch einfache Realisierung der Steuerung der Funktionsabläufe dadurch möglich, daß für die Kommutierung des Betätigungs-Steuerventils erforderliche Ausgangssignale von Endstellungs-Impulsgebern abgegeben werden, die einem der für je einen Förderzylinder vorgesehenen Antriebszylinder zugeordnet sind und je ein Signal abgeben, wenn der Kolben dieses Antriebszylinders seine mit der Endphase des Förderhubes bzw. der Endphase des Beschickungshubes verknüpfte Endstellung erreicht, und zur Umschalt-Steuerung des Hauptschiebers, über den die im Sinne des Gegentaktbetriebes ablaufende Antriebssteuerung der Antriebszylinder der beiden Förderzylinder erfolgt, erforderliche Ansteuersignale von Endstellungsgebern erzeugt werden, die den für die Umschaltung der Einlaßventile vorgesehenen Hydrozylindern zugeordnet sind und einen Endstellungs-Impuls jeweils dann abgeben, wenn die Kolben dieser Hydrozylinder jeweils die mit der geschlossenen Position des jeweiligen Ventils verknüpfte Endstellung erreichen.

Eine für die Zweizylinder-Dickstoffpumpe zweckmäßigerweise vorgesehene Umschalteneinrichtung, mittels derer die Pumpe auf Rückförderbetrieb, bei dem Dickstoff aus der Förderleitung zurück in den Vorratsbehälter gepumpt werden kann, ist auf einfache Weise dadurch realisierbar, daß die Umschalt-Steuereinrichtungen der Auslaßventile jeweils zwischen diejenige Steuerkammer des Steuerzylinders des Auslaßventils, durch deren Druckbeaufschlagung dieses Ventil in die Schließstellung geschaltet wird und diejenige der beiden Steuerleitungen geschaltet sind, durch deren Druckbeaufschlagung das zu demselben Förderzylinder gehörende Einlaßventil in seine Offenstellung gesteuert wird, und daß für die beiden Umschaltzylinder der Auslaßventile je ein Betriebsart-Umschaltventil vorgesehen ist, die in einer dem normalen Förderbetrieb zugeordneten, federzentrierten Grundstellung die stangenseitigen Steuerkammern der Umschaltzylinder der Auslaßventile mit dem Tank des Druckversorgungsaggregats verbinden und in ihrer dazu alternativen Durchflußstellung die stangenseitigen Steuerkammern der Auslaßventile jeweils mit derjenigen der beiden Steuerleitungen verbinden, über die das Einlaßventil desselben Förderzylinders in seine Sperrstellung gesteuert wird.

Um auch bei vergleichsweise niedrigen Förderdrücken sicherzustellen, daß eine zyklusgerechte Umschaltung eines Hauptschiebers erfolgen kann, über den die alternierende Druckbeaufschlagung und -entlastung der beiden Antriebszylinder der Dickstoffpumpe erfolgt, werden zu dessen Ansteuerung ausgenutzte, mit dem Schließen der Einlaßventile ausgelöste Endstellungs-Impulssignale, durch die die Umschaltorgane des Hauptschiebers

betätigbar sind, diesen über Zeitverzögerungsglieder zugeleitet.

Wenn dieser Hauptschieber als druckgesteuertes Ventil ausgebildet ist, das durch alternative Druckbeaufschlagung zweier Steuerkammern zwischen seinen alternativen Funktionsstellungen umschaltbar ist, so können derartige Zeitverzögerungsglieder als einfache Drosselstellen ausgebildet sein, die in den von den Impulsgebern zu den Steuerkammern des Hauptschiebers führenden Impuls-Signalpfaden angeordnet sind. Dabei kann es ausreichend sein, wenn die genannte Zeitverzögerung nur im Rückförderbetrieb der Dickstoffpumpe wirksam ist und demgemäß die Drosselstellen in den für den Rückförderbetrieb ausgenutzten Durchflußpfaden eines Betriebsart-Umschaltventils angeordnet sind, über die im Rückförderbetrieb die Endstellungs-Druckimpulse den Steuerkammern des Hauptschiebers zugeleitet werden.

Vorteilhaft ist es in jedem Fall, wenn alternativ oder zusätzlich zu solchen Drosselstellen eines Betriebsart-Umschaltventils Drosselstellen der Impuls-Signalpfade vorgesehen sind, die durch einstellbare Drosseln gebildet sind, um deren Strömungswiderstände im Hinblick auf eine sichere Umschaltung des Hauptschiebers einstellen zu können.

Bei einer Zweizylinder-Dickstoffpumpe, bei der zum Anschluß des jeweils fördernden Zylinders an eine gemeinsame Förderleitung und Anschluß des anderen Zylinders an den Vorratsbehälter der Pumpe eine S-Rohrweiche vorgesehen ist, deren Ausgangsseite während des Umschaltens der Antriebszylinder und der Weiche selbst mittels eines Absperrorgans gegen die Förderleitung absperrbar ist, zu dessen Antrieb ein Differentialzylinder vorgesehen ist, durch dessen bodenseitige Druckbeaufschlagung das Absperrorgan, das am kolbenfernen Ende der Kolbenstange des Differentialzylinders angeordnet ist, in seine Schließstellung bringbar ist, ist eine besonders einfache Realisierung der zur betriebsgerechten Ansteuerung der Antriebszylinder der Pumpe sowie der Einlaßventile und des Absperrorgans vorgesehenen hydraulischen Folgesteuerung dadurch möglich, daß eine ein Schließsteuer-Ventil und ein Öffnungs-Steuerventil in hydraulischer Reihenschaltung umfassende Ventilkombination vorgesehen ist, die einen ersten Ausgang hat, der an den Steuereingang der Umschalt-Steuereinrichtung angeschlossen ist, über den die Druckbeaufschlagung der bodenseitigen Steuerkammer des Differentialzylinders zum Schließen des Absperrorgans und Druckentlastung dieser Steuerkammer zum Öffnen des Absperrorgans erfolgt, und einen zweiten Ausgang, der über ein dem Absperrorgan zugeordnetes Betriebsart-Umschaltventil mit der stangenseitigen Steuerkammer des Umschaltzylinders des Absperrorgans verbindbar ist, wobei durch individuelle Umschaltung je

eines der beiden Schließ- und Öffnungs-Steuerventile die Drücke an den beiden Ausgängen der Ventilkombination kommutierbar sind.

Mittels eines zweiten, dem Absperrorgan zugeordneten Betriebsart-Umschaltventils, in dessen dem Rückförderbetrieb zugeordneter Funktionsstellung der hohe Steuerdruck permanent am anderen Betriebsart-Umschaltventil des Absperrorgans ansteht, ist gleichsam ein Bypass zu dem Ein- und dem Auslaß-Steuerventil des Absperrorgans geschaffen, über den der Differentialzylinder im Rückförderbetrieb der Pumpe permanent in der der Offen-Stellung des Absperrorgans entsprechenden Druckbeaufschlagung gehalten wird.

Mittels eines Endstellungsgebers, der ein für das Erreichen der Schließposition des Absperrorgans charakteristisches Ausgangssignal erzeugt, mit dem ein Steuerdruck-Versorgungssteuerventil ansteuerbar ist, über das der Steuerdruck den Umschaltzylindern der Rohrweiche zuführbar ist, wird auf einfache Weise gewährleistet, daß die Umschaltung der Rohrweiche sowie der Antriebszylinder erst erfolgt, nachdem das Absperrorgan geschlossen hat. Falls die Pumpe des Druckversorgungsaggregats als last-sensierende Verstellpumpe ausgebildet ist, kann mit dem Ausgangssignal des Endstellungs-Gebers des Absperrorgans auch eine Betriebsphase der Pumpe mit maximaler Förderleistung gesteuert werden. Weitere Einzelheiten und Merkmale der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung spezieller Ausführungsbeispiele anhand der Zeichnung. Es zeigen:

Fig. 1 einen Hydraulikplan einer Einzylinder-Dickstoffpumpe mit einer erfindungsgemäßen hydraulischen Steuerungseinrichtung,

Fig. 1a eine zum Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 1 alternative Gestaltung einer im Rahmen der hydraulischen Steuereinrichtung vorgesehenen Umschalt-Steuereinrichtung für ein Auslaßventil,

Fig. 2 einen Hydraulikplan eines weiteren Ausführungsbeispiels einer erfindungsgemäßen hydraulischen Steuerungseinrichtung für eine Zweizylinder-Dickstoffpumpe, bei der für jeden Förderzylinder je ein Einlaß- und ein Auslaßventil vorgesehen sind und
Fig. 3 einen Hydraulikplan einer erfindungsgemäßen hydraulischen Steuerungseinrichtung für eine Zweizylinder-Dickstoffpumpe mit S-Rohrweiche zur Ankopplung der Förderzylinder an eine gemeinsame Förderleitung.

Die in der Fig. 1 dargestellte, insgesamt mit 10 bezeichnete Dickstoff-Pumpe, z.B. eine Beton-Pumpe ist als Ein-Zylinder-Pumpe ausgebildet, de-

ren Förderzylinder 11 mittels eines - linearen - Antriebszylinders 12 antreibbar ist, dessen Kolben 13 über eine Kolbenstange 14 starr mit dem Kolben 16 des Förderzylinders 11 verbunden ist. Der Kolben 16 des Förderzylinders 11 bildet die einseitig bewegliche Begrenzung einer Förderkammer 17, die mittels eines insgesamt mit 18 bezeichneten Einlaßventils mit einem das Fördergut enthaltenden Vorratsbehälter 19 in kommunizierende Verbindung bringbar oder gegen diesen absperrenbar ist und mittels eines insgesamt mit 21 bezeichneten Auslaßventils in kommunizierende Verbindung mit einer Förderleitung 22 bringbar bzw. gegen diese absperrenbar ist.

Der Antriebszylinder 12 ist als doppelt-wirkender Zylinder ausgebildet, dessen bodenseitiger Antriebsdruckraum 23 und dessen stangenseitiger Antriebsdruckraum 24 alternativ an den Hochdruck (P)-Versorgungsanschluß 26 und den Rücklauf(T)-Anschluß des Druckversorgungsaggregats 28 anschließbar sind, das zur Druckversorgung sowohl des durch den Antriebszylinder 12 gebildeten hydraulischen Lastkreises als auch eines im Sinne einer Folgesteuerung das Öffnen und Schließen des Einlaßventils 18 und des Auslaßventils 21 vermittelnden, insgesamt mit 29 bezeichneten Steuerkreises ausgenutzt ist. Der Rücklauf(T_x)-Anschluß 31 des Steuerkreises und der Rücklaufanschluß 27 des Lastkreises sind unmittelbar mit dem Tank 32 des Druckversorgungsaggregats 28 verbunden. Der Steuerdruck(P_x)-Anschluß 33 des Steuerkreises 29 ist unmittelbar an den Druckausgang 34 der als Verstellpumpe, z.B. als Axialkolben-Schwenkscheibenpumpe vorausgesetzten Hochdruck-Pumpe 36 des Druckversorgungsaggregats 38 angeschlossen. Zwischen den Hochdruckausgang 34 der Hochdruck-Pumpe 36 und den Hochdruck (P)-Versorgungsanschluß 26 des Lastkreises ist eine einstellbare Drossel 37 geschaltet, die einen Lastkreis bewirkt, der mittels der Drossel 37 einstellbar ist.

Zur Bewegungssteuerung des Antriebszylinder-Kolben 13 und des mit diesem starr verbundenen Förderzylinderkolbens 16 im Sinne der mit einer Volumenvergrößerung der Förderkammer 17 verknüpften Beschickungsphasen derselben sowie im Sinne der mit einer Volumenverringerung der Förderkammer 17 verknüpften Förderphasen der je eine Beschickungs- und eine Förderphase umfassenden, periodisch sich wiederholenden Pump-Zyklen ist ein beim dargestellten Ausführungsbeispiel als hydraulisch vorgesteuertes 4/3-Wege-Ventil ausgebildeter Hauptschieber 38 vorgesehen, der eine "mittlere" Grundstellung O hat, in welcher beide Antriebsdruckräume 23 und 24 des Antriebszylinders 12 zum Tank 32 des Druckversorgungsaggregats 28 hin druckentlastet und gegen den Hochdruck-Versorgungsanschluß 26 abgesperrt sind, sowie eine erste, bei Steuerdruck-Beaufschlagung

einer ersten Steuerkammer 39 mit Steuerdruck P_x eingenommene Durchflußstellung I, in welcher der Hochdruck-Versorgungsanschluß 26 des Lastkreises mit dem bodenseitigen Antriebsdruckraum 23 des Antriebszylinders 12 und dessen stangenseitiger Antriebsdruckraum 24 mit dem Tank 32 des Druckversorgungsaggregats 28 verbunden sind, wodurch der Förderzylinder-Kolben 16 im Sinne einer Verminderung des Volumens der Förderkammer 17, d.h. in Richtung des Pfeils 41 angetrieben ist, und eine bei Beaufschlagung einer zweiten Steuerkammer 42 mit Steuerdruck P_x eingenommene, zweite Durchflußstellung II, in welcher der bodenseitige Antriebsdruckraum 23 des Antriebszylinders 12 zum Tank 32 des Druckversorgungsaggregats 28 hin druckentlastet ist und der stangenseitige Antriebsdruckraum 24 des Antriebszylinders 12 mit dem am Hochdruck-Versorgungsanschluß 26 des Lastkreises anstehenden Versorgungsdruck beaufschlagt ist und dadurch der Kolben 16 des Förderzylinders 11 im Sinne einer Vergrößerung des Volumens der Förderkammer 17, d.h. in Richtung des Pfeils 43 angetrieben ist.

Die im Betrieb der Dickstoffpumpe 10 periodisch erfolgende Bewegungsumkehr der Kolben 13 und 16 des Antriebszylinders 12 und des Förderzylinders 11 wird durch Druck-Ausgangsimpulse eines ersten hydraulischen Endstellungs-Gebers 44, der einen Hochdruck-Impuls abgibt, wenn der Kolben 13 des Antriebszylinders 12 seine dem Förderzylinder 11 nahe, gestrichelt angedeutete Endstellung erreicht, sowie eines zweiten hydraulischen Endstellungs-Impulsgebers 46, der einen Hochdruck-Steuerimpuls abgibt, wenn der Kolben 13 des Antriebszylinders 12 seine bodennahe Endstellung erreicht, eingeleitet, wobei durch diese Druck-Ausgangsimpulse der Endstellungs-Impulsgeber 44 und 46 zunächst die bedarfsgerechte Umsteuerung des Einlaßventils 18 und des Auslaßventils 21 ausgelöst wird, und erst nachdem diese Ventile ihre für die jeweilige Phase des Pumpzyklus, die Beschickungs- oder die Förderphase, geeignete Öffnungs- bzw. Schließposition eingenommen haben, der Hauptschieber 38 umgeschaltet wird.

Die Endstellungs-Impulsgeber 44 und 46 sind als druckgesteuerte Einweg-Ventile ausgebildet, die einen von dem Kolben 13 des Antriebszylinders überfahrbaren und in der jeweiligen Endstellung desselben wieder freigebbaren Sensor-Eingang 47 bzw. 48 haben, der von dem Kolben 13 des Antriebszylinders 12 "überfahrbar" ist und in der jeweiligen Endstellung des Kolbens 13 wieder freigegeben ist, sowie einen Referenzeingang 49 bzw. 51, der von dem Kolben 13 nicht überfahrbar ist und bei dem ersten Endstellungs-Impulsgeber 44 förderzylinderseitig und beim zweiten Endstellungs-Impulsgeber 46 bodenseitig an den stangen-

seitigen Druckraum 24 bzw. den bodenseitigen Druckraum 23 des Antriebszylinders 12 angeschlossen ist. Diese Endstellungs-Impulsgeber 44 und 46 geben an ihrem Impuls-Ausgang 50 bzw. 55 einen Druckimpuls nur dann ab, wenn zwischen dem Referenzeingang 49 und dem Sensor-Eingang 47 bzw. dem Referenzeingang 51 und dem Sensor-Eingang 48 eine dem Betriebsdruck P entsprechende Druckdifferenz herrscht.

Das Einlaßventil 18 und das Auslaßventil 21 sind beim dargestellten Ausführungsbeispiel als Teller-Sitz-Ventile ausgebildet, zu deren im Gegenteil erfolgreicher Betätigung je ein als Differentialzylinder ausgebildeter, doppelwirkender Hydrozylinder 52 bzw. 53 vorgesehen ist, zu deren gleichzeitiger Betätigung derart, daß das Einlaßventil 18 in seiner Sperrstellung ist, während das Auslaßventil 21 geöffnet ist und dieses in seine Sperrstellung umgeschaltet ist, während das Einlaßventil 18 geöffnet ist, im Rahmen des Steuerkreises 29 ein durch die Endstellungs-Druckimpulse der End-Impulsgeber 44 und 46 druckgesteuert umschaltbares Betätigungs-Steuerventil 54 vorgesehen ist.

Dieses Betätigungs-Steuerventil 54 ist als 4/2-Wege-Ventil ausgebildet, durch dessen Umschaltung zwischen seinen alternativen Durchflußstellungen I und II die Steueranschlüsse 56 und 57 des Steuerkreises alternativ auf Steuerdruck-Pegel P_x oder Tank-Niveau schaltbar sind. Der eine, gemäß der Darstellung obere Steueranschluß 56 ist über erste Steuerleitung 58 mit der bodenseitigen Steuerkammer 59 des zur Betätigung des Einlaßventils 18 vorgesehenen Differentialzylinders 52 verbunden, durch deren Druckbeaufschlagung das Einlaßventil 18 in seine den Vorratsbehälter 19 gegen die Förderkammer 17 absperrende Schließstellung gelangt, und über einen von der ersten Steuerleitung 58 ausgehenden Steuerleitungszweig 58' an die stangenseitige Steuerkammer 61 des zur Betätigung des Auslaßventils 21 vorgesehenen Differentialzylinders 53 angeschlossen, durch deren Druckbeaufschlagung das Auslaßventil 21 in seine die Förderkammer 17 mit der Förderleitung 22 verbindende Offen-Stellung gelangt.

Der andere Steueranschluß 57 des Steuerkreises 29 ist über eine zweite Steuerleitung 62 mit der stangenseitigen Steuerkammer 63 des zur Betätigung des Einlaßventils 18 vorgesehenen Differentialzylinders 52 verbunden, durch deren Druckbeaufschlagung das Einlaßventil 18 in seine den Vorratsbehälter 19 mit der Förderkammer 17 verbindende Offen-Stellung gelangt, und über eine insgesamt mit 64 bezeichnete Umschalt-Steuereinrichtung mit der bodenseitigen Steuerkammer 66 des zur Betätigung des Auslaßventils 21 vorgesehenen Differentialzylinders 53 verbunden, durch deren Druckbeaufschlagung mit Steuerdruck P_x das Auslaßventil 21 in seine die Förderkammer 17

des Förderzylinders 11 gegen die Förderleitung 22 sperrende Schließ-Stellung gelangt.

Die Umschalt-Steuereinrichtung 64, auf die nachfolgend noch näher eingegangen wird, vermittelt die Funktion, daß zwar die Druck-Einkopplung in die bodenseitige Steuerkammer 66 des Antriebs-Differentialzylinders 53 des Auslaßventils 21 gleichzeitig mit der Druckeinkopplung in die stangenseitige Steuerkammer 63 des Antriebs-Differentialzylinders 52 des Einlaßventils 18 erfolgt, daß jedoch, wenn die Pumpe 10 im Förderbetrieb arbeitet, d.h. der Materialstrom pulsierend vom Vorratsbehälter 19 zur Förderleitung 22 geleitet wird, das Auslaßventil 21 erst dann öffnet, wenn in der Förderkammer 17 ein mindestens annähernd dem in der Förderleitung 22 herrschenden Druck entsprechender Druck aufgebaut ist.

Die Umschaltung des für die Bewegungssteuerung des Antriebszylinders 12 vorgesehenen Hauptschiebers 38 erfolgt durch Endstellungs-Druckimpulse von nach Aufbau und Funktion zu den Endstellungs-Impulsgebern 44 und 46 des Antriebszylinders 12 analogen Endstellungs-Druckimpulsgebern 67 und 68, die gemäß einer Variante beide an dem für die Umschaltung des Einlaßventils 18 vorgesehenen Differentialzylinder 52 angeordnet sind und auf die in dessen Steuerkammern 59 und 63 herrschenden Drücke ansprechen, wobei, wenn die Pumpe 10 im Förderbetrieb arbeitet, der Hauptschieber 38 durch einen Ausgangsimpuls des Endstellungs-Impulsgebers 67, der seinen Ausgangsimpuls erzeugt, wenn das Einlaßventil 18 in seine Sperrstellung gelangt, durch Druckbeaufschlagung seiner ersten Steuerkammer 39 in seine Funktionsstellung I geschaltet wird, in welcher der am Betriebsdruck-Versorgungsanschluß 26 anstehende Druck in den bodenseitigen Antriebsdruckraum 23 des Antriebszylinders 12 eingekoppelt ist und dessen stangenseitiger Druckraum 24 mit dem Tank 32 des Druckversorgungsaggregats verbunden ist, so daß die Kolben 13 und 16 des Antriebszylinders 12 und des Förderzylinders 11 in Förderrichtung 41 beaufschlagt sind. Durch einen Ausgangsimpuls des zweiten Endstellungs-Impulsgebers 68 des zur Umschaltung des Einlaßventils 18 vorgesehenen Differentialzylinders 52 wird - im Förderbetrieb der Pumpe 10 - die zweite Steuerkammer 42 des Hauptschiebers 38 mit Druck beaufschlagt und dieser dadurch in seine Funktionsstellung II umgeschaltet, in welcher der bodenseitige Antriebsdruckraum 23 des Antriebszylinders 12 zum Tank 32 des Druckversorgungsaggregats 28 hin druckentlastet ist und dafür der stangenseitige Antriebsdruckraum 24 des Antriebszylinders 12 mit dem Betriebsdruck P beaufschlagt ist, wodurch die Kolben 13 und 16 des Antriebszylinders 12 und des Förderzylinders 11 in der einer Beschickungsphase der Förderkammer 17 zugeordneten Bewe-

gungsrichtung 43 beaufschlagt sind.

In dieser Bewegungsphase des Förderzylinder-Kolbens 16 ist das Einlaßventil 18 offen und das Auslaßventil 21 geschlossen.

Zur einer mehr in die Einzelheiten gehenden Erläuterung der Funktion der insoweit beschriebenen Dickstoff-Pumpe 10 und ihrer Steuerungseinrichtung sei nunmehr eine dem Förderbetrieb entsprechende Ausgangssituation angenommen, in welcher der Kolben 16 des Förderzylinders 11 einen Förderhub ausführt, d.h. der Kolben 13 des Antriebszylinders 12 über den in seiner Funktionsstellung I befindlichen Hauptschieber 38, der zuvor durch den bei Erreichen der Schließstellung des Einlaßventils 18 von dem Endstellungs-Impulsgeber 67 erzeugten Endstellungs-Druckimpuls in diese Funktionsstellung I umgeschaltet worden war, mit dem stromab von der einstellbaren Drossel 37 anstehenden Betriebsdruck P bodenseitig beaufschlagt ist, während der stangenseitige Antriebsdruckraum 24 des Antriebszylinders 12 druckentlastet ist und daß das Einlaßventil 18 seine in ausgezogenen Linien dargestellte Sperrstellung und das Auslaßventil 21 seine in ausgezogenen Linien dargestellte Offen-Stellung einnehmen, wobei die diesbezüglich erforderliche Steuerdruck-Beaufschlagung der bodenseitigen Steuerkammer 59 und Druckentlastung der stangenseitigen Steuerkammer 63 des Betätigungszyinders 52 des Einlaßventils sowie die Steuerdruck-Beaufschlagung der stangenseitigen Steuerkammer 61 und Druckentlastung der bodenseitigen Steuerkammer 66 des Umschaltzylinders 53 des Auslaßventils durch die beim Durchgang durch die bodenseitige Endstellung des Antriebszylinder-Kolbens 13 erfolgte, durch den Ausgangsimpuls des Endstellung-Impulsgebers 46 ausgelöste Umschaltung des Betätigungs-Steuerventils 54 in dessen Funktionsstellung I erzielt worden war.

Aus dieser, der Darstellung der Fig. 1 entsprechenden Ausgangssituation, die im Verlauf der Förderphase eines Pumpzyklus einem stationären Zustand entspricht, in welchem der Betriebsdruck P und der in der Förderleitung 22 herrschende Druck definierte Werte haben, gelangt der Kolben 13 des Antriebszylinders 12 in die Nähe seiner förderzylinderseitigen Endstellung, wobei, kurz bevor er diese erreicht, der erste Endstellungs-Impulsgeber 44 einen Umschaltimpuls erzeugt, durch den das Betätigungs-Steuerventil 54, das zuvor in seiner Funktionsstellung I eingerastet gewesen war, in seine Funktionsstellung II umgeschaltet wird, in welcher nunmehr der Steuerdruck P_x an dem Steueranschluß 57 ansteht und der Steueranschluß 56 des Steuerkreises 29 zum Tank 32 hin druckentlastet ist. Dadurch werden, während der Antriebszylinder-Kolben 13 sich immer noch weiter in Richtung auf seine förderzylinderseitige Endstellung bewegt,

über die zweite Steuerleitung 62 die stangenseitige Steuerkammer 63 des Umschaltzylinders 52 des Einlaßventils 18 und über die Umschalt-Steuerungseinrichtung 64 die bodenseitige Steuerkammer 66 des Umschaltzylinders 53 des Auslaßventils 21 mit Steuerdruck P_x beaufschlagt und über die erste Steuerleitung 58 die bodenseitige Steuerkammer 59 des Umschaltzylinders 52 des Einlaßventils 18 sowie die stangenseitige Steuerkammer 61 des Umschaltzylinders 53 des Auslaßventils 21 druckentlastet, wodurch das Einlaßventil 18 öffnet und das Auslaßventil 21 schließt, wobei diese Umschaltvorgänge der Ein- und Auslaßventile sich sehr rasch vollziehen.

Mit dem Erreichen der maximalen Öffnungsquerschnitt des Einlaßventils 18 entsprechenden Endstellung des Kolbens 69 des Umschaltzylinders 52 des Einlaßventils 18 wird der Endstellungs-Ausgangsimpuls des bodenseitigen Endstellungs-Impulsgebers 68 erzeugt, durch welchen der Hauptschieber 38 in seine Funktionsstellung II umgeschaltet wird, in welcher nunmehr der bodenseitige Antriebsdruckraum 23 des Antriebszylinders 12 druckentlastet und sein stangenseitiger Antriebsdruckraum 24 mit dem Betriebsdruck P beaufschlagt ist. Der Förderzylinderkolben 16 führt jetzt seinen in Richtung des Pfeils 43 erfolgenden Beschickungshub aus, in welchem Fördergut aus dem Vorratsbehälter 19 in die sich erweiternde Förderkammer 17 einströmt, die wegen des geschlossenen Auslaßventils 21 gegen die Förderleitung 22 abgesperrt ist.

Mit Annäherung des Kolbens 13 des Antriebszylinders 12 an seine bodenseitige Endstellung, d.h. unmittelbar, bevor er diese Endstellung erreicht, erzeugt der zweite Endstellungs-Impulsgeber 46 des Antriebszylinders 12 einen Ausgangsimpuls, durch den das Betätigungs-Steuerventil 54 wieder in seine Funktionsstellung I zurückgeschaltet wird, in welcher der hohe Steuerdruck P_x wieder an dem Steueranschluß 56 ansteht und über die erste Steuerleitung 58 wieder zur bodenseitigen Steuerkammer 59 des Umschaltzylinders des Einlaßventils 18 sowie über den Steuerleitungsweg 58' zur stangenseitigen Steuerkammer 61 des Umschaltzylinders 53 des Auslaßventils 21 gelangt. Da die stangenseitige Steuerkammer 63 des Umschaltzylinders 52 des Einlaßventils 18 über die zweite Steuerleitung 62 und das Betätigungs-Steuerventil 54 wieder direkt mit dem - drucklosen - Tank 32 des Versorgungsaggregats 28 verbunden ist, kann das Einlaßventil 18 sofort wieder in seine den Vorratsbehälter 19 gegen die Förderkammer 17 absperrende Schließstellung übergehen, wobei mit dem Erreichen derselben der stangenseitige Endstellungs-Impulsgeber 67 einen Druck-Ausgangsimpuls erzeugt, durch den der Hauptschieber 38 wieder in die dem Förderbetrieb des Antriebs-

zylinders 13 zugeordnete Funktionsstellung I umgeschaltet wird, wodurch der in Richtung des Pfeils 41 erfolgende Förderhub des Kolbens 16 des Förderzylinders 11 einsetzt.

Im Unterschied zu dem Einlaßventil 18, das praktisch gleichzeitig mit dem Umschalten des Betätigungs-Steuerventils 54 in dessen Funktionsstellung I in seine Sperrstellung gelangt, öffnet das Auslaßventil 21 hiergegen deutlich verzögert, nämlich wegen der Wirkung der Umschalt-Steuereinrichtung 64 erst dann, wenn der Betriebsdruck im bodenseitigen Antriebsdruckraum 23 des Antriebszylinders 12 und damit auch der Druck in der Förderkammer 17 einen Mindestwert erreicht und danach erst aus der bodenseitigen Steuerkammer 66 des Umschaltzylinders 53 des Auslaßventils 21 Druckmedium zum Tank 28 hin abströmen kann.

In der dargestellten Version besteht die Umschalt-Steuereinrichtung 64 aus einem Druckventil 71, das durch eine Ventillfeder 72 mit einstellbarer Vorspannung in seine Sperrstellung gedrängt wird und durch den im bodenseitigen Antriebsdruckraum 23 des Antriebszylinder 12 im Förderbetrieb sich aufbauenden Betriebsdruck P, der beispielsweise an einer Abgriffstelle 79 zwischen dem Hauptschieber 38 und dem Antriebszylinder 12 abgreifbar ist, in Öffnungsrichtung beaufschlagt wird, sowie einem zu dem Druckventil 71 parallel geschalteten Rückschlagventil 73, wobei diese Parallelschaltung zwischen einen bodenseitigen Anschluß des Umschaltzylinders 53 des Auslaßventils 21 und die zweite Steuerleitung 62 geschaltet ist, und wobei das Rückschlagventil 73 durch relativ höheren Druck in der bodenseitigen Steuerkammer 66 des Umschaltzylinders 53 des Auslaßventils 21 in Sperrichtung und durch relativ höheren Druck in der zweiten Steuerleitung 62 in Durchlaßrichtung gepolt ist. Der zur Auf-Steuerung des Druckventils 71 ausgenutzte Druck kann auch unmittelbar am Ausgang 34 der Hochdruckpumpe 36, oder auch "irgendwo" zwischen diesem und dem Antriebszylinder 12 oder an einer sonstigen, mit dem bodenseitigen Antriebsdruckraum des Antriebszylinders 12 verbundenen Druckleitung abgegriffen werden. Durch Einstellung der Vorspannung der Ventillfeder 72 kann der "Öffnungsdruck", bei dem das Druckventil 71 in seine Offenstellung gelangt, eingestellt werden, wobei eine zweckmäßige Einstellung darin besteht, daß das Druckventil 71 dann öffnet, wenn der in der Förderkammer 17 am Beginn des Förderhubes des Kolbens 16 des Förderzylinders 11 sich aufbauende Druck P_1 denselben oder annähernd denselben Wert hat wie der in der Förderleitung 22 herrschende Druck P_2 . Ist dies - durch Einstellung der Vorspannung der Ventillfeder 72 - erreicht, so wird ein optimal ruhiger Pumpbetrieb erzielt, da dann, wenn das Auslaßventil 21 öffnet, keinerlei Rückströmung aus der Förderleitung 22 in

die Förderkammer 17 oder eine plötzliche Entspannung derselben zur Förderleitung 22 hin auftreten, was mit einer unerwünschten Geräusentwicklung und auch verschleißfördernden Erschütterungen der Pumpe 10 verknüpft wäre.

Anstelle des nach Überschreiten des Mindestöffnungsdruckes mit zunehmendem Betriebsdruck P einen zunehmenden Öffnungsquerschnitt freigebenden Druckventils 71 und des dazu parallel geschalteten Rückschlagventil 73 als Umschalt-Steuereinrichtung 64, kann eine solche auch, wie in der Detaildarstellung der Fig. 1a wiedergegeben, als druck-ferngesteuertes Rückschlagventil 73' ausgebildet sein, das die Funktion des Rückschlagventils 73 und des Druckventils 71 der Umschalt-Steuereinrichtung 64 gemäß Fig. 1 in einem Bauelement vereinigt, gegenüber der Umschalt-Steuereinrichtung 64 jedoch dadurch, daß das ferngesteuerte Rückschlagventil 73', sobald es öffnet, sofort seinen Öffnungszustand mit maximalem Öffnungsquerschnitt einnimmt, eine andere - "stufenförmige" - Umschaltcharakteristik hat.

Zur Beeinflussung des Öffnungs-Verhaltens des Auslaßventils 21 ist auch ein Druckminderer 74 geeignet, mit dem in einem definierten, gegebenenfalls einstellbar veränderbaren Minderungsverhältnis $i_{\min}$ in Relation zum Betriebsdruck P der im bodenseitigen Antriebsdruckraum 23 des Antriebszylinders 12 herrscht bzw. zu dem Druck P_1 , der sich in der Förderkammer 17 im Zuge einer Förder-Phase eines Pumpenzyklus aufbaut, der Druck P_3 einstellbar ist, der zur Unterstützung der Öffnung des Auslaßventils 21 in die stangenseitige Steuerkammer 61 des Umschalt-Zylinders 53 des Auslaßventils 21 eingekoppelt wird. Der Druckminderer 74 ist über einen Steuerleitungsweg 58' an die erste Steuerleitung 58 angeschlossen.

Anstelle des dem Einlaßventil 18 zugeordneten Endstellungs-Impulsgebers 68 der, wenn der Kolben 69 des Umschalt-Zylinders 52 des Einlaßventils 18 seine bodenseitige Endlage erreicht, einen Impuls zur Umschaltung des Hauptschiebers 38 erzeugt, kann, wie gestrichelt eingezeichnet, auch ein dem Auslaßventil 21 zugeordneter Endstellungs-Impulsgeber 68' ausgenutzt werden, der seinen zur Umschaltung des Hauptschiebers 38 ausnutzbaren Ausgangsimpuls dann erzeugt, wenn das Auslaßventil 21 in seine Schließposition gelangt, was nach der Art der hydraulischen Ansteuerung der Umschaltzylinder 53 und 52 des Auslaßventils 21 und des Einlaßventils 18 in der Regel gleichzeitig mit dem Erreichen der Offen-Stellung des Einlaßventils 18 erfolgen müßte. Da jedoch das Erreichen der Schließposition des Auslaßventils 21 gegenüber dem Erreichen der Offen-Stellung des Einlaßventils 18 geringfügig verzögert sein kann, ist es besonders zweckmäßig, den für das Erreichen der Schließstellung des Auslaßventils 21 charakteristi-

schen Ausgangsimpuls des diesem zugeordneten Endstellungs-Impulsgebers 68' zur Umschaltung des Hauptschiebers 38 auszunutzen, damit im Zuge der Folgesteuerung sichergestellt ist, daß der Hauptschieber 38 erst dann umschaltet, wenn das Auslaßventil 21 diese Schließposition erreicht hat.

Um die Dickstoff-Pumpe 10 erforderlichenfalls auch in einem Rückförder-Betriebsmodus benutzen zu können, in welchem Fördergut aus der Förderleitung 22 zurück in den Vorratsbehälter 19 gepumpt wird, ist ein erstes Betriebsart-Umschaltventil 76 vorgesehen, das zwischen das Betätigungs-Steuerventil 54 und die beiden Steuerleitungen 58 und 62 geschaltet ist, sowie ein zweites Betriebsart-Umschaltventil 77, über das die Ausgangsimpulse der Endstellungs-Impulsgeber 67 und 68 bzw. 68' den Steuerkammern 39 und 42 des Hauptschiebers 38 zuführbar sind.

Die Betriebsart-Umschaltventile 76 und 77 sind als 4/2-Wege-Ventile ausgebildet, die dem Förderbetrieb zugeordnete, federzentrierte Grundstellungen O haben und durch gemeinsame, elektrische oder manuelle Betätigung in "erregte" Funktionsstellungen I umschaltbar sind, in denen die Umschaltvorgänge des Einlaßventils 18 und des Auslaßventils 21 mit den Arbeitshüben des Antriebszylinders 12 und des Förderzylinders 11 derart synchronisiert sind, daß Fördergut aus der Rücklaufleitung 22 in den Vorratsbehälter 19 zurückgefördert wird.

Die als Verstellpumpe vorausgesetzte Hochdruckpumpe 36 des Druckversorgungsaggregats 28 ist mit einem lediglich schematisch angedeuteten, nach Aufbau und Funktion bekannten Verstellorgan 78 versehen, das einen last-sensierenden Betrieb der Hochdruckpumpe 36 dahingehend vermittelt, daß im Betrieb der Dickstoffpumpe der über die Drossel 37 fließende Hydrauliköl-Volumenstrom zeitlich konstant ist, was einer Regelung der Dickstoffpumpe 10 auf konstanten Materialstrom während der Förder- und Beschickungsphasen der Pumpenzyklen entspricht. Diese Regelung erfolgt in Abhängigkeit vom jeweiligen Betriebsdruck, der in unmittelbarer Nähe der Antriebsdruckräume an Abgriffstellen 79 und 81 abgegriffen und über ein Wechsel-Rückschlagventil 82 sowie ein Regelventil 83 dem Verstellorgan 78 zugeleitet wird. Dieses Regelventil 83 ist beim dargestellten Ausführungsbeispiel als druckgesteuertes 3/2-Wege-Ventil ausgebildet, dessen federzentrierte Grundstellung O eine Durchflußstellung ist, in der die über das Wechsel-Rückschlagventil 82 zum Regelventil 83 geleiteten Betriebsdrücke zum Verstellorgan 78 weitergeleitet sind. Durch die Endstellungs-Ausgangsimpulse der Endstellungs-Druckimpulsgeber 44 und 46 des Antriebszylinders 12, die über ein weiteres Wechsel-Rückschlagventil 84 der Steuerkammer 86 des Regelventils 83 zugeleitet sind,

wird dieses während der Bewegungs-Umschaltvorgänge des Antriebszylinders 12 in seine zur Grundstellung O alternative Funktionsstellung I umgeschaltet, in der der maximale Steuerdruck P_x am Verstellorgan 78 wirksam ist, so daß in diesen Bewegungs-Umkehrphasen die Verstellpumpe 36 mit maximaler Förderleistung arbeitet.

Mit der in ausgezogenen Linien dargestellten Schaltungsanordnung des ersten Betriebsart-Umschaltventils 76 "zwischen" dem Betätigungs-Steuerventil 54 und den Steueranschlüssen 56 und 57 der Steuereinheit 29 funktionsäquivalent ist eine gestrichelt eingezeichnete Schaltungsanordnung dieses Ventils 76 "zwischen" den Endstellungs-Impulsgebern 44 und 46 des Antriebszylinders 12 und dem Betätigungs-Steuerventil 54 derart, daß in der Grundstellung des Betriebsart-Umschaltventils 76 der Endstellungs-Signalausgang 50 des ersten, förderzylinderseitigen Endstellungs-Impulsgebers 44 mit derjenigen Steuerkammer 87, durch deren Druckbeaufschlagung das Betätigungs-Steuerventil 54 in seine Funktionsstellung II umgeschaltet wird und der Impulsausgang 55 mit derjenigen Steuerkammer 88 des Betätigungs-Steuerventils 54 verbunden ist, durch deren Druckbeaufschlagung das Betätigungs-Steuerventil 54 in seine Funktionsstellung I geschaltet wird.

Die den Hauptschieber 38, das Betätigungs-Steuerventil 54, die Betriebsart-Umschaltventile 76 und 77, die beiden Wechsel-Rückschlagventile 82 und 84 und das Pumpen-Regelventil 83 umfassende hydraulische Schaltungs-Anordnung ist in besonders zweckmäßiger Gestaltung zu einem insgesamt mit 90 bezeichneten Hydraulikblock zusammengefaßt, welcher mit der anhand der Fig. 1 ausführlich erläuterten Ausbildung zweckanalog auch zur Druck-Versorgung und Ventilsteuerung bei einer Zweizylinder-Dickstoffpumpe ausgenutzt werden kann, beispielsweise einer Pumpe, die zwei im Gegentakt arbeitende Pumpen der anhand der Fig. 1 geschilderten Art umfaßt, deren von den Förderkammern 17 ausgehende Förderleitungen 22 in sogenannter "Hosenrohr-Anordnung" in eine einzige, nicht dargestellte, weiterführende Förderleitung münden, in welcher der Materialstrom weitestgehend kontinuierlich fließt.

Eine derartige Pumpe 10', welche zwei Antriebszylinder 12 und von diesen angetriebene Förderzylinder 11 mit je einem Einlaßventil und einem Auslaßventil sowie je einer Umschalt-Steuereinrichtung umfaßt, ist in der Fig. 2, auf deren Einzelheiten nunmehr Bezug genommen sei, der Einfachheit halber lediglich durch ihre beiden Antriebszylinder 12/1 und 12/2, die doppelwirkenden Differentialzylinder 52/1 und 52/2, mittels derer ihre Einlaßventile geöffnet und geschlossen werden können, sowie die die Öffnungs- und Schließbewegungen der Auslaßventile vermittelnden Differentialzylinder 53/1

und 53/2 und die diesen zugeordneten Umschalt-Steuereinrichtungen 64/1 und 64/2 repräsentiert.

Soweit für Elemente der Fig. 1 und 2 dieselben Bezugszeichen verwendet sind, soll dies den Hinweis auf Bau- und Funktionsgleichheit und/oder -analogie und gleichzeitig den Verweis auf den diesbezüglichen, vorstehenden Beschreibungsteil beinhalten.

Die bodenseitigen Antriebsdruckräume 23/1 und 23/2 der beiden Antriebszylinder 12/1 und 12/2 sind, je einzeln, an die im Betrieb mit den Umschaltungen des Hauptschiebers 38 alternierend auf Betriebsdruck- oder Taktniveau liegenden Ausgangsanschlüsse 81 bzw. 79 des Hydraulikblocks 90 angeschlossen, welche auch die Abgriffsstellen bilden, an denen mittels des Wechsel-Rückschlagventils 82 der jeweilige Betriebsdruck abgegriffen und über das Regelventil 83 dem Verstellorgan 78 der Verstellpumpe 36 zugeführt wird. Die beiden stangenseitigen Antriebsdruckräume 24/1 und 24/2 der beiden Antriebszylinder 12/1 und 12/2 sind über eine Querleitung 91 in ständig miteinander kommunizierender Verbindung gehalten. Der Vollständigkeit halber sei angemerkt, daß in funktionell äquivalenter Gestaltung der Dickstoffpumpe 10' anstelle der bodenseitigen Antriebsdruckräume 23/1 und 23/2 der Antriebszylinder 12/1 und 12/2 deren stangenseitige Antriebsdruckräume 24/1 und 24/2 an die Ausgangsanschlüsse 81 bzw. 79 des Hydraulikmotors 90 angeschlossen und dafür ihre bodenseitigen Antriebsdruckräume 23/1 und 23/2 durch eine funktionell der Querleitung 91 entsprechende "Schaukelölleitung" miteinander verbunden sein könnten.

In der gemeinsamen Förderrichtung 41 der lediglich zum Zweck der Erläuterung achsparallel angeordnet dargestellten Antriebszylinder 12/1 und 12/2 gesehen, ist der linke Antriebszylinder 12/2 mit nach Aufbau und Funktion den Endstellungs-Impulsgebern 44 und 46 entsprechenden Druckimpulsgebern ausgerüstet, deren Signalausgänge 55 und 50 an die entsprechend bezeichneten Anschlußstellen des Hydraulikblocks 90 angeschlossen sind, von denen aus die Endstellungs-Ausgangsimpulse über das Wechsel-Rückschlagventil 84 der Steuerkammer 86 des Regelventils 83 zugeleitet sind, das durch diese Impulse in diejenige Funktionsstellung umgeschaltet wird, in der die Pumpe 36 mittels des Verstellorgans 78 auf maximale Förderleistung eingestellt wird. Die Ausgangsimpulse dieser Endstellungs-Impulsgeber 44 und 46, die über das erste Betriebsart-Umschaltventil 76 zu den Steuerkammern 87 und 88 des Betätigungs-Steuerventils 54 geleitet sind, werden zu dessen Umschaltung ausgenutzt. Die Einlaßventile und die Auslaßventile sind, wie beim Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 1, so ausgebildet, daß sie ihre Sperrstellung einnehmen, wenn die bodenseitigen

Steuerkammern ihrer Umschaltzylinder 52/1 und 52/2 bzw. 53/1 und 53/2 mit dem hohen Steuerdruck P_x beaufschlagt und ihre stangenseitigen Steuerkammern druckentlastet sind.

An die durch Umschalten des Betätigungs-Steuerventils 54 hinsichtlich des Druckniveaus - Steuerdruck P_x oder Tank-Druckniveau - kommutierbaren Steueranschlüsse 56 und 57 des Hydraulikblocks 90 ist je eine Steuerleitung 92 bzw. 93 angeschlossen, über die die Ein- und Auslaßventile in dem erforderlichen Gegentakt ansteuerbar sind, angeschlossen. Die an den Steueranschluß 56, der in der Funktionsstellung I des Betätigungs-Steuerventils 54 auf dem hohen Steuerdruck-Niveau P_x liegt und in der Funktionsstellung II des Betätigungs-Steuerventils 54 mit dem Tank 32 des Druckversorgungsaggregats 28 verbunden ist, angeschlossene erste Steuerleitung 92 ist mit der stangenseitigen Steuerkammer 63/2 des Umschaltzylinders 52/2 des Einlaßventils des "linken" Förderzylinders der Dickstoffpumpe 10' sowie der bodenseitigen Steuerkammer 59/1 des Umschaltzylinders 52/1 des "rechten" Förderzylinders der Dickstoffpumpe 10' direkt und über die Umschalt-Steuereinrichtung 64/2 mit der bodenseitigen Steuerkammer 66/2 des Umschaltzylinders 53/2 des Auslaßventils des "linken" Förderzylinders hydraulisch verbunden.

Die an den anderen Steuerausgang 57 des Hydraulikblocks 90 angeschlossene zweite Steuerleitung 93 ist mit der bodenseitigen Steuerkammer 59/2 des Umschaltzylinders 52/2 des Einlaßventils des linken Förderzylinders sowie mit der stangenseitigen Förderkammer 63/1 des Umschaltzylinders 52/1 des Einlaßventils des rechten Förderzylinders direkt und über die Umschalt-Steuereinrichtung 64/1 mit der bodenseitigen Steuerkammer 66/1 des Auslaßventils des rechten Förderzylinders hydraulisch fördernden. Die steuerleitungsseitigen Anschlüsse der Umschalt-Steuereinrichtungen 64/1 und 64/2 sind mit 89/1 und 89/2, ihre steuerkammerseitigen Anschlüsse mit 95/1 und 95/2 bezeichnet.

In der dem normalen Förderbetrieb der Dickstoffpumpe 10' zugeordneten Grundstellung O für die Umschaltzylinder 53/1 und 53/2 der Auslaßventile je einzeln vorgesehener Betriebsart-Umschaltventile 94 und 96 sind die stangenseitigen Steuerkammern 61/1 und 61/2 der beiden Umschaltzylinder 53/1 und 53/2 mit dem Tank 32 des Druckversorgungsaggregats 28 verbunden.

Die Umschaltzylinder 52/1 und 52/2 der beiden Einlaßventile sind mit je einem "stangenseitigen" Endstellungs-(Druck)Impulsgeber 67/1 bzw. 67/2 versehen, die nach Aufbau und Funktion den Endstellungs-Impulsgebern 67 und 68 des Ausführungsbeispiels gemäß Fig. 1 entsprechen und einen Druck-Ausgangsimpuls jeweils dann abgeben, wenn die Kolben der Umschaltzylinder 52/1 bzw.

52/2 in ihre der Schließstellung des jeweiligen Einlaßventils entsprechende Endstellung gelangen.

Durch die über das in seiner Grundstellung O befindliche zweite Betriebsart-Umschaltventil 77 alternierend zu den Steuerkammern 39 und 42 des Hauptschiebers 38 geleiteten Druck-Ausgangsimpulse der Endstellungs-Impulsgeber 67/1 und 67/2 wird dieser - im Förderbetrieb der Pumpe 10' - jeweils in diejenige Funktionsstellung I oder II geschaltet, in welcher derjenige Förderzylinder Fördergut aus dem Vorratsbehälter in die Förderleitung drängt, dessen Einlaßventil 18 seine Sperrstellung einnimmt.

Über das erste Betriebsart-Umschaltventil 76 des Hydraulikblocks 90 sind die Signalausgänge 55 und 50 der Endstellungs-Impulsgeber 44 und 46 mit je einer der Steuerkammern 87 und 88 des Betätigungs-Steuerventils 54 in der in der Fig. 2 dargestellten Schaltungsanordnung verbunden.

Wenn die Pumpe 10' im Rückförderbetrieb arbeiten soll, in welchem Fördergut aus der Förderleitung zurück in den Vorratsbehälter gepumpt wird, so werden die dem Betätigungssteuerventil 54 und dem Hauptschieber 38 zugeordneten Betriebsart-Umschaltventile 76 und 77 sowie den Auslaßventilen zugeordnete Betriebsart-Umschaltventile 94 und 96 aus den dargestellten Grundstellungen O in ihre dazu alternativen Funktionsstellungen I umgeschaltet, was von Hand oder elektrisch gesteuert erfolgen kann, zweckmäßigerweise so, daß sämtliche Betriebsart-Steuerventile 76, 77, 94 und 96 gleichzeitig umgeschaltet werden.

Im Unterschied zum Förderbetrieb der Pumpe 10', in dem die stangenseitigen Steuerkammern 61/1 und 61/2 der Umschaltzylinder 53/1 und 53/2 der Auslaßventile über ihre Betriebsart-Umschaltventile 94 und 96 permanent an den Tank 32 des Druckversorgungsaggregats 28 angeschlossen gehalten sind, werden die stangenseitigen Steuerkammern 61/1 und 61/2 im Rückförderbetrieb der Pumpe 10', in dem der Materialstrom von der Förderleitung zum Vorratsbehälter der Pumpe zurückfließt, über die Steuerleitungen 92 und 93 alternierend mit dem hohen Steuerdruck P_x beaufschlagt, d.h. "aktiv" in ihre Offen-Stellungen gesteuert.

Die Umschaltung der Auslaßventile in ihre sperrenden Funktionsstellungen vollzieht sich wie beim Förderbetrieb der Pumpe 10', nämlich durch Druckbeaufschlagung ihrer bodenseitigen Steuerkammern 66/1 und 66/2 über die Umschalt-Steuerleitungen 64/1 und 64/2, synchron mit der Umschaltung der Einlaßventile und in derjenigen Reihenfolge, die zur Umkehrung des Fördergut-Stromes führt.

Um sicherzustellen, daß insbesondere im Rückförderbetriebsmodus der Hauptschieber 38 erst dann umgeschaltet wird, nachdem die Ein- und Auslaßventile ihre für die gegenüber dem Förder-

betrieb gleichsam "umgekehrten" Materialfluß-Richtungen geeigneten Schaltstellungen erreicht haben, sind die zu den Steueranschlüssen 97 und 98 des hydraulischen Steuerblocks 90, an welche die über das zweite Betriebsart-Umschaltventil die Steuerkammern 39 und 42 des Hauptschiebers 38 angeschlossen sind, führenden Impuls-Signalleitungen 99 und 101, über die die Steuerimpulse der Endstellungs-Impulsgeber 67/1 und 67/2 der Umschaltzylinder 52/1 und 52/2 der Einlaßventile zum Steuerblock 90 geleitet werden, mit einstellbaren Drosseln 102 und 103 versehen. Durch geeignete Einstellung der Drosseln 102 und 103 wird gegenüber dem Umschalten der Ein- und Auslaßventile eine Verzögerung der Umschaltung des Hauptschiebers 38 erreicht. Dies ist insbesondere für den Rückförder-Betriebsmodus von Bedeutung, in welchem die Auslaßventile - alternierend - gegen den in der Förderleitung anstehenden Materialdruck geöffnet werden müssen, das Öffnen der Auslaßventile aber nicht durch den Förderbetrieb der Förderzylinder unterstützt wird.

Alternativ oder zusätzlich zu den einstellbaren Drosseln 102 und 103 der Impuls-Signalleitungen 99 und 101 können auch die im Reversierbetrieb ausgenutzten Durchflußkanäle 104 und 106 des zweiten Betriebsart-Umschaltventils 77 mit Drosseln 107 bzw. 108 versehen sein, die dann allerdings auf einfache Weise nur als Festdrosseln realisierbar sind.

Einstellbare Drosseln 102 und 103 oder Festdrosseln 107 und 108 mit dieser Funktion können auch beim Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 1 vorgesehen sein.

Zur Erläuterung eines weiteren Ausführungsbeispiels sei nunmehr auf die Fig. 3 verwiesen, die eine wiederum als Zweizylinder-Pumpe ausgebildete Dickstoff-Pumpe 10'' zeigt, die hinsichtlich der Ansteuerung der Antriebszylinder 12/1 und 12/2 und deren Gegentakt-Ansteuerung unter Verwendung des Hydraulikblocks 90 mit dem Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 2 identisch ist, sich von diesem jedoch dadurch unterscheidet, daß zum periodisch alternierenden Anschluß der Förderkammern der - nicht dargestellten - Förderzylinder an eine gemeinsame Förderleitung 22 eine lediglich schematisch angedeutete Rohrweiche 111 für sich bekannter Konstruktion mit einem schwenkbaren S-Rohr 112 vorgesehen ist, das permanent mit der Förderleitung 22 kommunizierend verbunden ist und in seiner einen Schwenkstellung mit der Förderkammer des einen Förderzylinders kommunizierend verbunden ist, während die Förderkammer des anderen Förderzylinders mit dem Vorratsbehälter in Verbindung steht und in der anderen Schwenk-Endstellung mit der Förderkammer dieses Förderzylinders verbunden ist.

Als Schwenkantrieb für die Rohrweiche 111 sind zwei in entgegengesetzter Richtung wirkende Umschalt-Zylinder 113/1 und 113/2 vorgesehen, deren Kolben mit dem S-Rohr 112 formschlüssig gelenkig verbunden sind, so daß sie bei alternierender Druckbeaufschlagung und -entlastung ihrer Antriebskammern 114/1 bzw. 114/2 wie ein einziger doppelwirkender Hydrozylinder arbeiten. Die kinematische Kopplung der Rohrweichen-Umschaltzylinder 113/1 und 113/2 mit dem S-Rohr 112 ist so getroffen, daß die Förderkammer des linken Förderzylinders über das S-Rohr 112 an die Förderleitung 22 angeschlossen ist, wenn die Antriebskammer 114/2 des linken Umschaltzylinders 113/2 mit hohem Druck beaufschlagt und die Antriebskammer 114/1 des rechten Umschaltzylinders 113/1 druckentlastet ist und umgekehrt.

Die Umschalt-Ansteuerung der Umschalt-Zylinder 113/1 und 113/2 der Rohrweiche 111 erfolgt in Analogie zur Ansteuerung der Umschaltzylinder 52/1 und 52/2 der Einlaßventile des Ausführungsbeispiels gemäß Fig. 2, wobei der anhand dieses Ausführungsbeispiels erläuterte hydraulische Steuerblock 90 mit identischer Gestaltung und derselben Funktion, hier bezüglich der Ansteuerung der Umschaltzylinder 113/1 und 113/2 auch beim Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 3 ausgenutzt wird.

Soweit Funktionselemente der Fig. 1, 2 und 3 mit denselben Bezugszeichen belegt sind, soll dies auch im übrigen den Hinweis auf Bau- und Funktionsgleichheit oder -analogie solcher Elemente und den Verweis auf die jeweils vorstehend gegebenen Beschreibungsteile beinhalten.

Die Umschaltzylinder 113/1 und 113/2 haben funktionell den Endstellungs-Impulsgebern 67/1 und 67/2 entsprechende Druckausgänge 117/1 und 117/2, die in der bodenfernen Endstellung des jeweiligen Umschaltzylinder-Kolbens zu der jeweiligen Antriebskammer 114/1 bzw. 114/2 hin freigegeben sind und damit ein Drucksignal auf dem Niveau des in die Antriebs-Kammern 114/1 und 114/2 einkoppelbaren Steuerdruckes abgeben, wodurch der Hauptschieber 38 zwischen seinen alternativen Funktionsstellungen I und II umschaltbar ist.

Die Förderleitung 22 ist mittels eines zum Auslaßventil 21 gemäß Fig. 1 analog gestalteten Absperrorgans 121 für die Dauer des Rohrweichen-Umschaltvorganges gegen das S-Rohr absperrbar, wobei der zum Antrieb des Absperrorgans 121 vorgesehene Differentialzylinder 118 mit einem Endstellungs-Impulsgeber 119 versehen ist, der seinen Ausgangs-Druckimpuls abgibt, wenn das Absperrorgan 121 nach Druckbeaufschlagung der bodenseitigen Steuerkammer 122 des Differentialzylinders 118 mit dem Steuerdruck P_x seine die Absperrung des S-Rohres 112 gegen die Förderleitung 22 vermittelnde Endstellung erreicht.

Zur betriebsgerechten Ansteuerung des Differentialzylinders 118 des Absperrorgans 121 sind ein Schließ-Steuerventil 123 und ein Öffnungs-Steuerventil 124 vorgesehen, sowie zwei als 4/2-Wege-Ventile ausgebildete Betriebsart-Umschaltventile 126 und 127, deren federzentrierte Grundstellungen O dem normalen Förderbetrieb und deren dazu alternative Funktionsstellungen I dem Rückförderbetrieb der Dickstoffpumpe 10" zugeordnet sind. Desweiteren ist ein druckgesteuertes Versorgungs-Steuerventil 128 für den Rohrweichen-Antrieb 113/1, 113/2 vorgesehen, das nur wenn und solange der Endstellungs-Druckimpuls des Endstellungs-Impulsgebers 119 des Differentialzylinders des Absperrorgans 121 ansteht, den Hochdruckausgang 34 der Pumpe 36 mit dem Steuerdruck-Anschluß 33 des Hydraulikblocks 90 der hydraulischen Folgesteuerung verbindet, so daß hierdurch die Zeitspanne definiert ist, innerhalb derer die Rohrweiche 111 umgeschaltet wird, wobei innerhalb dieser Zeitspanne auch die Hochdruckpumpe 36 über das Regelventil 83 auf maximale Förderleistung eingestellt ist. Als weiteres Betriebsart-Umschaltventil, das manuell oder elektrisch gesteuert umschaltbar ist, ist weiter ein zu dem Versorgungs-Steuerventil 128 hydraulisch parallel geschaltetes 2/2-Wege-Ventil 128' vorgesehen, das eine dem Förderbetrieb zugeordnete Sperrstellung I und eine dem Rückförderbetrieb zugeordnete Durchflußstellung II hat, in welcher der Druckausgang 34 der Hochdruckpumpe 36 mit dem Steueranschluß 33 des Hydraulik-Blocks 90 verbunden ist. Hiermit funktionsäquivalent wäre die Einfügung eines solchen 2/2-Wege-Ventils zwischen den Hochdruckausgang 34 der Pumpe 36 und die Steuerkammer des Versorgungs-Steuerventils 128.

Das funktionelle Zusammenspiel dieser zusätzlich zum Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 2 vorgesehenen Ventile wird nachfolgend anhand eines Arbeitszyklus der Dickstoffpumpe 10" mehr im einzelnen erläutert.

Es wird von einer Situation ausgegangen, in welcher der "rechte" Förderzylinder der Dickstoffpumpe 10" seinen Förderhub ausführt und demgemäß der Kolben 13/1 seines Antriebszylinders 12/1 sich in Richtung des Pfeils 41 nach "rechts" bewegt. In dieser Situation ist die Antriebskammer 114/1 des rechten Umschaltzylinders 113/1 der Rohrweiche 111 mit Druck beaufschlagt und die Förderkammer des rechten Förderzylinders ist über das S-Rohr 112 der Rohrweiche 111 an die Förderleitung 22 angeschlossen, wobei das Absperrorgan 121 geöffnet ist, d.h. die bodenseitige Antriebskammer 122 des Differentialzylinders 118 des Absperrorgans 121 über die an diese angeschlossene Umschalt-Steuereinrichtung 64 bzw. 64', die an diese angeschlossene Steuerleitung

129, das Öffnungs-Steuerventil 124 und das Schließ-Steuerventil 123, die sich in ihren dargestellten Funktionsstellungen befinden, zum Tank 32 des Druckversorgungsaggregats 28 hin entlastet ist.

Dieser Situation war die Abgabe des Endstellungs-Signals am Druckausgang 117/1 des rechten Umschaltzylinders 113/1 vorausgegangen, durch das zum einen das Öffnungs-Steuerventil 124 in seine dargestellte Funktionsstellung I, die "parallelem" Verlauf seiner Durchflußkanäle entspricht, und der Hauptschieber 38 des Hydraulikblocks 90 in dessen Funktionsstellung II, die "gekreuztem" Verlauf seiner Durchflußkanäle entspricht, umgeschaltet worden waren, sowie die Abgabe des Endstellungs-Impulses des auf das Ende des Förderhubes des linken Antriebszylinders 12/2 der Dickstoffpumpe 10" ansprechenden Endstellungs-Impulsgebers 44, durch dessen Ausgangssignal das Schließ-Steuerventil 123 in seine dargestellte Funktionsstellung II, die "gekreuztem" Verlauf seiner Steuerkanäle im Schaltsymbol entspricht und das Betätigungs-Steuerventil 54 in seine Funktionsstellung I, die im Schaltsymbol "parallelem" Verlauf seiner Durchflußkanäle entspricht, umgeschaltet worden waren. Die Folge dieser Ventil-Funktionsstellungen ist die angenommene Ausgangssituation, in welcher der rechte Förderzylinder seinen Förderhub und der linke Förderzylinder seinen Beschickungshub ausführt.

Im weiteren Verlauf der Förderphase des rechten Förderzylinders bzw. der Beschickungsphase des linken Förderzylinders gelangt der Kolben des Antriebszylinders 12/2 des linken Förderzylinders in seine bodennahe Endstellung, wodurch der diese Endstellung erfassende Endstellungs-Impulsgeber 46 einen Druck-Ausgangsimpuls abgibt, durch den das Betätigungs-Steuerventil 54 in dessen Funktionsstellung II, die im Schaltsymbol gekreuztem Verlauf der Durchflußpfade entspricht, und das Schließ-Steuerventil in dessen Funktionsstellung I, die im Schaltsymbol parallelem Verlauf seiner Durchflußpfade entspricht, umgeschaltet werden.

Die Folge hiervon ist zunächst, daß das Absperrorgan 121 in seine Sperrstellung gelangt, da die Steuerleitung 129 mit hohem Steuerdruck beaufschlagt ist, der über die Umschalt-Steuereinrichtung 64 bzw. 64' in die bodenseitige Antriebskammer 122 des Differentialzylinders 118 des Absperrorgans 121 eingekoppelt ist. Die Folge hiervon wiederum ist, daß mit dem Einlaufen des Absperrorgans 121 in seine Sperrstellung der Endstellungs-Impulsgeber 119 des Differentialzylinders 118 des Absperrorgans 121 seinen für die Schließ-Stellung des Absperrorgans 121 charakteristischen Druck-Ausgangsimpuls erzeugt, durch den das Versorgungs-Steuerventil 128 in seine im Schaltsymbol gekreuztem Verlauf seiner Durchflußpfade

entsprechende Funktionsstellung II umgeschaltet wird, in welcher nunmehr der hohe Steuerdruck P_x am Betätigungs-Steuerventil 54 ansteht, der in dessen Funktionsstellung II nunmehr in die Antriebskammer 114/2 des linken Umschaltzylinders 113/2 der Rohrweiche 111 eingekoppelt ist, die dadurch in die die Förderkammer des linken Förderzylinders mit der Förderleitung 22 verbindende Stellung ihres S-Rohres 122 umgeschaltet wird. Mit Ausführung dieser Umschaltung wird am Druckausgang 117/2 des linken Umschaltzylinders 113/2 der Rohrweiche das Druck-Ausgangssignal abgegeben, durch das das Öffnungs-Steuerventil 124 in die im Schaltsymbol gekreuztem Verlauf seiner Durchflußpfade entsprechende Funktionsstellung II umgeschaltet wird und gleichzeitig der Hauptschieber 38 in seine im Schaltsymbol parallelem Verlauf seiner Durchflußpfade entsprechende Funktionsstellung I umgeschaltet wird. Durch die Umschaltung des Öffnungs-Steuerventils 124 wird die Antriebskammer 122 des Differentialzylinders 118 des Absperrorgans 122 wieder druckentlastet, so daß das Absperrorgan 121 wieder öffnen kann, und es wird über den in seiner Funktionsstellung I befindlichen Hauptschieber 38 der Betriebsdruck P in die bodenseitige Antriebskammer 23/2 des linken Antriebszylinders 12/2 der Dickstoffpumpe 10" eingekoppelt, wodurch der linke Förderzylinder nunmehr im Förderbetrieb arbeitet, während der rechte Förderzylinder 12/1 seinen Beschickungshub ausführt.

Das insoweit erläuterte Funktionsspiel wiederholt sich sobald der Kolben des Antriebszylinders 12/2 des linken Förderzylinders in die Nähe seiner bodenfernen Endstellung gelangt und der auf diese Endstellung ansprechende Endstellungs-Druckimpulsgeber 44 einen Druckimpuls abgibt.

Die Umschaltung der Dickstoffpumpe 10" gemäß Fig. 3 auf den Rückförder-Betriebsmodus, in welchem Dickstoff aus der Förderleitung 22 zurück in den Vorratsbehälter gepumpt wird, erfolgt durch gleichzeitige Umschaltung der Betriebsart-Umschaltventile 76 und 77 sowie 126 und 127 aus ihren federzentrierten Grundstellungen O, die in den Schaltsymbolen jeweils gekreuztem Verlauf ihrer Durchflußpfade entsprechen, in ihre im Schaltsymbol parallelem Verlauf ihrer Durchflußpfade entsprechenden Funktionsstellungen I, sowie der als 2/2-Wege-Ventil ausgebildeten Betriebsart-Umschaltventils 128' in dessen Durchflußstellung II, wobei die Umschaltung der der Rohrweiche 111 zugeordneten Betriebsart-Umschaltventile 126 und 127 bewirkt, daß im Rückförder-Betriebsmodus der Dickstoffpumpe 10" das Absperrorgan 121 permanent seine Offen-Stellung einnimmt, da über das in diesem Betriebsmodus als Bypass-Ventil wirkende Betriebsart-Umschaltventil 127, in dessen Funktionsstellung I das Schließ-Steuerventil und das Öffnungs-Steuerventil durch einen Bypass-Pfad

überbrückt sind, und das in seiner Funktionsstellung I befindliche zweite, der Rohrweiche 111 zugeordnete Betriebsart-Umschaltventil 126 die stangenseitige Antriebskammer 131 permanent mit dem hohen Steuerdruck P_x beaufschlagt hält, während die bodenseitige Steuerkammer 122 des Differentialzylinders 118 des Absperrorgans 121 zum drucklosen Tank 32 des Druckversorgungsaggregats hin entlastet ist, und durch die Umschaltung des 2/2-Wege-Ventils 128' in dessen Durchflußstellung II die Druckversorgung der Umschaltzylinder 113/1 und 113/2 der Rohrweiche 111 sichergestellt ist.

Soweit vorstehend zur Folgesteuerung des Förder- und Rückförderbetriebes der Dickstoffpumpen 10,10' und 10'' abgesehene Endstellungsimpulsgeber und Ventile als hydraulische Impulsgeber und mittels dieser hydraulisch ansteuerbare Ventile ausgebildet sind, können stattdessen auch elektrische Impulsgeber und elektrisch ansteuerbare Ventile zweckentsprechend eingesetzt werden.

Patentansprüche

1. Hydraulische Steuerungseinrichtung für eine Dickstoffpumpe mit mindestens einem mittels eines Hydrozylinders (12) antreibbaren Förderzylinder (11), dessen Förderkammer (17) über ein hydraulisch betätigbares Einlaßventil (18) und über ein hydraulisch betätigbares Auslaßventil (21) alternierend an einen Vorratsbehälter (19) sowie eine Förderleitung (22) anschließbar ist, wobei in der Beschickungsphase des Förderzylinders (11), in welcher dessen Kolben (16) eine Verschiebung im Sinne einer Volumenerweiterung der Förderkammer (17) erfährt, das Einlaßventil (18) offen und das Auslaßventil (21) geschlossen ist und in der Förderphase des Förderzylinders, in welcher sein Kolben im Sinne einer Volumenverminderung der Förderkammer angetrieben ist, das Auslaßventil offen und das Einlaßventil geschlossen ist, mit einer die zyklengerechte Umschaltung des Ein- und des Auslaßventils sowie die Umschaltung des Pumpenantriebs vermittelnden Folgesteuerung, die eine auf das Auslaßventil wirkende Umschalt-Steuereinrichtung (64) umfaßt, die nach einem Umschalten des Antriebs-Hydrozylinders (12) des Förderzylinders (11) auf Ausführung des Förderhubes das Auslaßventil (21) so lange in seiner Sperrstellung hält, bis in der Förderkammer (17) ein einstellbar-vorgebbarer Druck-Schwellenwert erreicht ist, der mindestens annähernd dem in der Förderleitung (22) herrschenden Druck entspricht, und ab Erreichen dieses Druckschwellenwertes die Umschaltung des Auslaßventils in dessen Durchflußstellung vermittelt,

wobei diese Umschaltung durch ventilgesteuerte Druckentlastung eines Steuerzylinder-Druckraumes erfolgt, bei dessen Druckbeaufschlagung das Auslaßventil in seiner Sperrstellung gehalten ist, **dadurch gekennzeichnet**, daß das die Druckentlastung des Antriebsdruckraumes des zur Betätigung des Auslaßventils vorgesehenen Steuerzylinders vermittelnde Ventil der Umschalt-Steuereinrichtung (64;64') als ein in Abhängigkeit von dem zur Druckbeaufschlagung des Antriebszylinders (12) des Förderzylinders (11) erzeugten Hochdruck gesteuertes, elektrisch oder hydraulisch betätigbares Ventil (71) ausgebildet ist, das ab Erreichen eines einstellbar-vorgebbaren Mindestwertes des in den Antriebszylinder (12) eingekoppelten Druckes in seine Durchflußstellung umgeschaltet wird.

2. Hydraulische Steuerungseinrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Druckentlastungsventil (71) als ein druckgesteuertes Durchflußventil (71) ausgebildet ist, zu dem ein Rückschlagventil (73) parallel geschaltet ist, das durch höheren Druck an seinem dem Steuer-Zylinder (53) abgewandten Anschluß als im Antriebsdruckraum (66) des Steuerzylinders in Öffnungsrichtung und durch relativ höheren Druck im Antriebsdruckraum (66) in Sperrichtung beaufschlagt ist.
3. Hydraulische Steuerungseinrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Entlastungs-Steuerventil (71) als Proportionalventil ausgebildet ist, zu dem ein Rückschlagventil (73) parallel geschaltet ist, das durch höheren Druck an seinem dem Zylinder (53) abgewandten Anschluß als im Antriebsdruckraum des Steuerzylinders (53) in Öffnungsrichtung und durch relativ höheren Druck im Antriebsdruckraum (66) in Sperrichtung beaufschlagt ist.
4. Hydraulische Steuerungseinrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Entlastungssteuerventil als ferngesteuertes Rückschlagventil (73') ausgebildet ist, das durch relativ höheren Druck im Antriebsdruckraum des Steuerzylinders in Sperrichtung beaufschlagt ist und durch Fernansteuerung mittels des in den Antriebszylinder (12) des Förderzylinders (11) eingekoppelten Druckes in seine Offen-Stellung schaltbar ist.
5. Hydraulische Steuerungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, für eine als Einzylinder-Pumpe ausgebildete Dickstoffpumpe (10), **dadurch gekennzeichnet**, daß der An-

triebszylinder (12) des Förderzylinders (11) mit einem ersten - elektrischen oder hydraulischen - Endstellungsgeber (44) versehen ist, der einen Endstellungs-Signalimpuls abgibt, wenn der Kolben (13) des Antriebszylinders (12) in der Endphase des Förderhubes des Förderzylinders (11) in unmittelbare Nähe seiner diesbezüglichen Endstellung gelangt, sowie mit einem zweiten Endstellungsgeber (46), der einen Endstellungs-Signalimpuls abgibt, wenn der Kolben (13) des Antriebszylinders (12) in der Endphase des Beschickungshubes des Förderzylinders in unmittelbare Nähe seiner diesbezüglichen Endstellung gelangt, daß mit den Endstellungs-Signalimpulsen der Endstellungsgeber (44 und 46) ein Betätigungs-Steuerventil (54) jeweils umschaltbar ist, über das, jeweils im Gegentakt die Druckbeaufschlagung und -entlastung von Einlaßkammern den Einlaß- und den Auslaßventilen als Betätigungselemente zugeordneter Hydrozylinder (52/1 und 52/2 sowie 53/1 und 53/2) erfolgt, derart, daß an jeweils einem der beiden Förderzylinder das Einlaßventil schließt, wenn das Auslaßventil öffnet und am jeweils anderen Förderzylinder die Schließ- und Öffnungsbewegungen seines Ein- und Auslaßventils in umgekehrter Reihenfolge ablaufen, daß mindestens ein Endstellungsgeber (67) vorgesehen ist, der einen Ausgangsimpuls erzeugt, wenn das Einlaßventil (18) in seine Sperrstellung gelangt und ein weiterer Endstellungsgeber, der ein mit der weitestmöglichen Offen-Stellung des Einlaßventils korreliertes Ausgangssignal erzeugt, und daß die Ausgangssignale dieser den Ventilpositionen zugeordneten Endstellungsgeber (67,68 bzw. 68') die Umschaltung eines Hauptschiebers (38) vermitteln, der die Förder- und Beschickungsphasen des Förderzylinders (11) steuert.

6. Hydraulische Steuerungseinrichtung nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet**, daß der weitere, zur Erfassung einer Ventilposition vorgesehene Endstellungsgeber dem Auslaßventil (21) zugeordnet ist und sein Ausgangssignal erzeugt, wenn der Kolben des zur Schließ- und Öffnungssteuerung des Auslaßventils (21) vorgesehenen Hydrozylinders (53) seine mit dem sperrenden Zustand des Auslaßventils (21) verknüpfte Endstellung erreicht.
7. Hydraulische Steuerungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, mit einer als Zweizylinderpumpe ausgebildeten Dickstoffpumpe (10'), mit, gesteuert durch Umschaltung eines Hauptschiebers (38) im Gegentakt antreibbaren Förderzylindern, deren Förderkam-

mern über je ein Einlaßventil an den Vorratsbehälter und über je ein Auslaßventil an die Förderleitung anschließbar sind, wobei die durch die Folgesteuerung mit der Gegentakt-Ansteuerung der Antriebszylinder auch vermittelte Gegentakt-Betätigung der Einlaß- und der Auslaßventile mittels hydraulischer Differentialzylinder (52/1 und 52/2 sowie 53/1 und 53/2) als Umschaltzylinder erfolgt, durch deren einseitige, z.B. bodenseitige Druckbeaufschlagung die Schließstellung und durch deren entgegengesetzte, z.B. stangenseitige Druckbeaufschlagung die Offen-Stellung des jeweiligen Ventils erzielt wird, wobei die Betätigungssteuerung der Einlaßventile über zwei Steuerleitungen (92,93) erfolgt, deren eine auf hohem Steuerdruckniveau liegt, während die andere an den Tank (32) des Druckversorgungsaggregats (28) angeschlossen ist und der Druckpegel in diesen Steuerleitungen (92 und 93) mittels eines Betätigungs-Steuerventils (54) kommutierbar ist, und wobei die eine dieser Steuerleitungen mit der bodenseitigen Steuerkammer des einen Steuerzylinders verbunden ist und an die stangenseitigen Steuerkammer des anderen Steuerzylinders angeschlossen ist und an dessen bodenseitige Steuerkammer die andere Steuerleitung angeschlossen ist und diese auch mit der Stangenseitigen Steuerkammer des erstgenannten einen Umschaltzylinders verbunden ist, **dadurch gekennzeichnet**, daß für die Kommutierung des Betätigungs-Steuerventils (54) erforderliche Ausgangssignale von Endstellungs-Impulsgebern (44 und 46) abgegeben werden, die einem der für je einen Förderzylinder vorgesehenen Antriebszylinder (12/1 oder 12/2) zugeordnet sind und je ein Signal abgeben, wenn der Kolben dieses Antriebszylinders (12/1 oder 12/2) seine mit der Endphase des Förderhubes bzw. der Endphase des Beschickungshubes verknüpfte Endstellung erreicht, und daß zur Umschalt-Steuerung des Hauptschiebers (38), über den die im Sinne des Gegentaktbetriebes ablaufende Antriebssteuerung der Antriebszylinder (12/1 und 12/2) der beiden Förderzylinder erfolgt, erforderlichen Ansteuersignale von Endstellungsgebern (67/1,67/2) erzeugt werden, die den für die Umschaltung der Einlaßventile vorgesehenen Hydrozylindern (52/1,52/2) zugeordnet sind und einen Endstellungs-Impuls jeweils dann abgeben, wenn die Kolben dieser Hydrozylinder jeweils die mit der geschlossenen Position des jeweiligen Ventils verknüpfte Endstellung erreichen.

8. Hydraulische Steuerungseinrichtung nach Anspruch 7, mit einer Betriebsart-Umschalt-

richtung mittels derer die Pumpe (10') auf Rückförderbetrieb, bei dem Dickstoff aus der Förderleitung (22) zurück in den Vorratsbehälter gepumpt wird, umschaltbar ist, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Umschalt-Steuereinrichtungen (64;64') der Auslaßventile jeweils zwischen diejenige Steuerkammer des Umschaltzylinders des Auslaßventils, durch dessen Druckbeaufschlagung das Ventil in die Schließstellung geschaltet wird und diejenige der Steuerleitungen geschaltet sind, durch deren Druckbeaufschlagung das zu demselben Förderzylinder gehörende Einlaßventil in seine Offen-Stellung steuerbar ist, und daß für die beiden Umschaltzylinder (53/1 und 53/2) der Auslaßventile je ein Betriebsart-Umschaltventil (94,96) vorgesehen ist, die in einer dem normalen Förderbetrieb zugeordneten, federzentrierten Grundstellung die stangenseitigen Steuerkammern (61/1 und 61/2) die Umschaltzylinder (53/1 und 53/2) mit dem Tank (32) des Druckversorgungsaggregats (28) verbinden und in ihrer dazu alternativen Durchflußstellungen die stangenseitigen Steuerkammern (61/1,61/2) der Umschaltzylinder (53/1,53/2) der Auslaßventile jeweils mit derjenigen der beiden Steuerleitungen (92 bzw. 93) verbinden, über die das Einlaßventil desselben Förderzylinders in seine Sperrstellung gesteuert wird.

9. Hydraulische Steuerungseinrichtung nach Anspruch 7 oder Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet**, daß zur zyklusgerechten Umschaltung des Hauptschiebers (38), über den die alternierende Druckbeaufschlagung und -entlastung der beiden Antriebszylinder (12/1 und 12/2) der Dickstoffpumpe (10') erfolgt, ausgenutzte, mit dem Schließen der Einlaßventile ausgelöste Endstellungs-Impulssignale, durch die die Umschalt-Organen (39,42) des Hauptschiebers (38) betätigbar sind, diesen Umschaltorganen (39 und 42) über Zeitverzögerungsglieder (102,103;104,106) zugeleitet sind.

10. Hydraulische Steuerungseinrichtung nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Hauptschieber (38) als druckgesteuertes Ventil ausgebildet ist, das durch alternative Druckbeaufschlagung zweier Steuerkammern (39,42) zwischen zwei Funktionsstellungen umschaltbar ist, in denen je einer der Antriebszylinder (12/1,12/2) der Pumpe (10') druckbeaufschlagt und der andere druckentlastet ist, daß die Endstellungsgeber (67/1, 67/2) der Umschaltzylinder (52/1,52/2) der Einlaßventile als hydraulische Impulsgeber ausgebildet sind, die bei Erreichen der den Sperrstellungen der Einlaßventile zugeordneten Endstellungen ihrer Kolben

Druckimpulse mit erhöhtem Druckpegel abgeben, der in je eine der Steuerkammern (39,42) des Hauptschiebers (38) einkoppelbar ist, und daß die Zeitverzögerungsglieder als Drosselstellen der von den Impulsgebern (67/1 und 67/2) zu den Steuerkammern (39,42) führenden Impuls-Signalfade ausgebildet sind.

11. Hydraulische Steuerungseinrichtung nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Impulssignalfade für die Endstellungs-Impulse zu den Steuerkammern (39,42) des Hauptschiebers (38) über ein Betriebsart-Umschaltventil (77) geführt sind, dessen Grundstellung (O) dem normalen Förderbetrieb zugeordnet ist, und dessen hierzu alternative Funktionsstellung (I) dem Rückförderbetrieb der Pumpe zugeordnet ist, und daß die Drosselstellen (104,106) in den für den Rückförderbetrieb ausgenutzten Durchflußkanälen des Betriebsart-Umschaltventils (77) angeordnet sind.

12. Hydraulische Steuerungseinrichtung nach Anspruch 10 oder Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Drosselstellen der Impuls-Signalfade durch Einstelldrosseln (102,103) gebildet sind.

13. Hydraulische Steuerungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, für eine Zweizylinder-Dickstoffpumpe mit

- einer Rohrweiche (111) zu alternierenden Ankopplung des jeweils im Förderbetrieb arbeitenden Förderzylinders an eine Förderleitung und Öffnung des anderen Förderzylinders zu einem Vorratsbehälter hin,
- Endstellungs-Signalgebern, die ein Ausgangssignal erzeugen, sobald ein Umschaltvorgang der Rohrweiche (111) vollzogen ist,
- einem Absperrorgan (121), mittels dessen die Förderleitung während eines Umschaltvorganges der Rohrweiche (111) gegen diese absperrbar ist,
- einem als Differentialzylinder (118) ausgebildeten Schließ- und Öffnungsantrieb für das Absperrorgan (121), das am freien Ende der Kolbenstange des Differentialzylinders (118) angeordnet ist und in seine Sperrstellung gelangt, wenn die bodenseitige Antriebskammer (122) dieses Differentialzylinders (118) über die Umschalt-Steuereinrichtung (64;64') mit Druck beaufschlagt ist, alternativ dazu in seine Offen-Stellung gelangt, wenn diese bodenseitige Antriebskammer (122) über die Umschalt-Steuereinrichtung (64;64')

zum Tank (32) des Druckversorgungsaggregats (28) hin druckentlastet ist,

- einem Endstellungs-Impulsgeber (119), der ein Impulssignal erzeugt, wenn das Absperrorgan (121) seine Schließstellung erreicht und mit
- Betriebsart-Umschaltventilen (76,77,126,127) deren Grundstellung jeweils eine dem normalen Förderbetrieb zugeordnete Durchflußstellung ist, und deren dazu alternative Funktionsstellung dem Rückförderbetrieb zugeordnet ist, in dem die Pumpe (10') Dickstoff aus der Förderleitung in den Vorratsbehälter zurückpumpt,

dadurch gekennzeichnet, daß im Rahmen der Folgesteuerung, welche die betriebsgerechte Folge der Druckbeaufschlagung der Antriebszylinder (12/1 und 12/2) für die Förderzylinder, der Umschaltung der Rohrweiche (111) und der Ansteuerung des Absperrorgans (121) steuert, deren Öffnungs- und Schließsteuerung im normalen Förderbetrieb durch Druckbeaufschlagung und Druckentlastung des Steuereingangs der Umschalt-Steuereinrichtung (64;64') erfolgt, eine ein Schließ-Ventil (123) und ein Öffnungs-Steuerventil (124) in hydraulischer Reihenschaltung umfassende Ventil-Kombination vorgesehen ist, die einen ersten Ausgang hat, der an den Steuereingang (133) der Umschalt-Steuereinrichtung (64;64') angeschlossen ist, über den die Druckbeaufschlagung der bodenseitigen Steuerkammer (122) zum Schließen des Absperrorgans (121) und Druckentlastung dieser Steuerkammer (122) zum Öffnen des Absperrorgans (121) erfolgt und einen zweiten Ausgang, der über ein erstes, dem Absperrorgan (121) zugeordnetes Betriebsart-Umschaltventil (126) mit der stangenseitigen Steuerkammer (131) des Umschaltzylinders (118) des Absperrorgans (121) verbindbar ist, wobei durch individuelle Umschaltung je eines der beiden Schließ- und Öffnungs-Steuerventile die Drücke an den beiden Ausgängen der Ventilkombination kommutierbar sind.

14. Hydraulische Steuerungseinrichtung nach Anspruch 13 **dadurch gekennzeichnet**, daß ein zweites, dem Absperrorgan (121) zugeordnetes Betriebsart-Umschaltventil (127) vorgesehen ist, in dessen dem Rückförderbetrieb der Pumpe (10'') zugeordneter Funktionsstellung der hohe Steuerdruck permanent an dem anderen Betriebsart-Umschaltventil (126) des Absperrorgans (121) ansteht.

15. Hydraulische Steuerungseinrichtung nach Anspruch 13 oder Anspruch 14, **dadurch gekennzeichnet**, daß der zur Umschaltung des Absperrorgans (121) vorgesehene Differentialzylinder (118) mit einem Endstellungsgeber (119) versehen ist, der im Förderbetrieb der Dickstoffpumpe (10'') für das Erreichen der Schließposition des Absperrorgans (121) jeweils charakteristische Ausgangssignale erzeugt, mit denen ein Versorgungs-Steuerventil (128) ansteuerbar ist, über das hoher Steuerdruck dem Betätigungs-Steuerventil (54) für die Steuerung der Druckversorgung der Umschalt-Zylinder (113/1,113/2) der Rohrweiche (111) zuführbar ist, und daß ein zu dem Versorgungs-Steuerventil (128) parallelgeschaltetes Umschalt-Steuerventil (128') vorgesehen ist, das vorzugsweise als 2/2-Wege-Ventil ausgebildet ist, dessen dem Förderbetrieb der Dickstoff-Pumpe (10'') zugeordnete Grundstellung eine Sperrstellung und dessen dem Rückförderbetrieb zugeordnete Funktionsstellung eine Durchflußstellung ist, in der hoher Steuerdruck dem Betätigungs-Steuerventil (54) zugeführt ist.

Claims

1. A hydraulic control device for a thick matter pump comprising at least one feed cylinder (11) drivable by means of a hydraulic cylinder (12), the feed chamber (17) of which can be connected alternately to a storage container (19) and a feed line (22) through a hydraulically operable inlet valve (18) and through a hydraulically operable outlet valve (21), where in the loading phase of the feed cylinder (11), in which its piston (16) experiences a movement in the sense of a volume increase of the feed chamber (17), the inlet valve (18) is open and the outlet valve (21) is closed, and in the feeding phase of the feed cylinder, in which its piston is driven in the sense of a volume reduction of the feed chamber, the outlet valve is open and the inlet valve is closed, comprising a sequence control, which controls the cycle-correct changeover of the inlet and the outlet valve and the changeover of the pump drive, and which sequence control includes a changeover control device (64) acting upon the outlet valve, which changeover control device (64), after a changeover of the drive hydraulic cylinder (12) of the feed cylinder (11) to carrying out the feeding stroke, holds the outlet valve (21) in its blocking position until an adjustably preset pressure threshold value is reached in the feed chamber (17), which threshold value corresponds at least approxi-

mately to the pressure existing in the feed line (22), and upon reaching this pressure threshold value controls the changeover of the outlet valve into its through-flow position, with its changeover being caused by a valve-controlled pressure relief of a control-cylinder pressure chamber, upon the pressure loading of which the outlet valve is held in its blocking position, **characterized in that** the valve of the changeover control device (64;64'), which valve controls the pressure relief of the driving pressure chamber of the control cylinder provided for operating the outlet valve, is designed as an electrically or hydraulically operable valve (71) controlled in dependency of the high pressure produced for the pressure loading of the drive cylinder (12) of the feed cylinder (11), which valve (71) upon reaching an adjustably preset minimum value of the pressure coupled into the drive cylinder (12) is switched into its through-flow position.

2. The hydraulic control device according to claim 1, **characterized in that** the pressure-relief valve (71) is designed as a pressure-controlled through-flow valve (71), to which a check valve (73) is connected in parallel, which is loaded in opening direction by higher pressure at its connection remote from the control cylinder (53) than in the driving pressure chamber (66) of the control cylinder and is loaded in blocking direction by relatively higher pressure in the driving pressure chamber (66).

3. The hydraulic control device according to claim 1, **characterized in that** the relief control valve (71) is designed as a proportional valve to which is connected in parallel a check valve (73), which is loaded in opening direction by higher pressure at its connection remote from the cylinder (53) than in the driving pressure chamber of the control cylinder (53) and is loaded in blocking direction by relatively higher pressure in the driving pressure chamber (66).

4. The hydraulic control device according to claim 1, **characterized in that** the relief control valve is designed as a remote-control check valve (73') which is loaded in blocking direction by relatively higher pressure in the driving pressure chamber of the control cylinder and can be switched into its open position through remote control by means of the pressure coupled into the drive cylinder (12) of the feed cylinder (11).

5. The hydraulic control device according to one of the claims 1 to 4, for a thick matter pump (10) designed as a one-cylinder pump, **characterized in that** the drive cylinder (12) of the feed cylinder (11) has a first - electrical or hydraulic - end-position indicator (44), which emits an end-position signal impulse when the piston (13) of the drive cylinder (12) reaches in the end phase of the feeding stroke of the feed cylinder (11) the direct vicinity of its end position and has a second end-position indicator (46) which emits an end-position signal impulse when the piston (13) of the drive cylinder (12) reaches in the end phase of the loading stroke of the feed cylinder the direct vicinity of its end position, that an operating control valve (54) each can be switched with the end-position signal impulses of the end-position indicators (44 and 46), by which control valve (54) the pressure loading and relief of inlet chambers of hydraulic cylinders (52/1 and 52/2 and 53/1 and 53/2) associated with the inlet and the outlet valves as operating elements occurs in a push-pull operation in such a manner that the inlet valve closes at each of the two feed cylinders when the outlet valve opens and the closing and opening movements of its inlet and outlet valve take place in a reverse sequence at the respective other feed cylinder, that at least one end-position indicator (67) is provided, which produces an output impulse when the inlet valve (18) reaches its blocking position and a further end-position indicator, which produces an output signal correlated to the widest possible open position of the inlet valve, and that the output signals of these end-position indicators (67, 68 or 68') associated with the valve positions control the changeover of a main slide valve (38), which controls the feeding and loading phases of the feed cylinder (11).

6. The hydraulic control device according to claim 5, **characterized in that** the further end-position indicator provided for detecting a valve position is associated with the outlet valve (21) and produces its output signal when the piston of the hydraulic cylinder (53) provided for the closing and opening control of the outlet valve (21) reaches its end position connected with the blocking state of the outlet valve (21).

7. The hydraulic control device according to one of the claims 1 to 4 comprising a thick matter pump (10') designed as a two-cylinder pump, comprising feed cylinders which are driveable in an push-pull operation controlled by a chan-

geover of the main slide valve (38) and the feed chambers of which are connectable by an inlet valve to the storage container and by an outlet valve to the feed line, wherein the push-pull operation of the inlet and of the outlet valves, which is also communicated by the sequence control with the push-pull actuation of the drive cylinders, is effected by means of hydraulic differential cylinders (52/1 and 52/2 and 53/1 and 53/2) as changeover cylinders, by the one-sided, for example bottom-side, pressure loading of which the closed position and by the opposite, for example rod-side, pressure loading of which the open position of the respective valve is achieved, wherein the operating control of the inlet valves takes place by two control lines (92,93), one of which is at a high control-pressure level, whereas the other is connected to the tank (32) of the pressure-supply plant (28) and the pressure level in these control lines (92 and 93) can be reversed by means of an operating control valve (54), and wherein one of these control lines is connected to the bottom-side control chamber of one control cylinder and to the rod-side control chamber of the other control cylinder, and the other control line is connected to its bottom-side control chamber and is also connected to the rod-side control chamber of the first-mentioned changeover cylinder, **characterized in that** output signals needed for the reversal of the operating control valve (54) are emitted by end-position impulse transmitters (44 and 46), which are associated with one of the drive cylinders (12/1 or 12/2) provided for each feed cylinder, each emitting a signal when the piston of the associated drive cylinder (12/1 or 12/2) reaches its end position connected with the end phase of the feeding stroke or the end phase of the loading stroke, and that the control signals needed for the changeover control of the main slide valve (38), by which the drive control of the drive cylinders (12/1 and 12/2) of the two feed cylinders occurs, the drive control taking place in the sense of the push-pull operation, are produced by end-position indicators (67/1,67/2) which are associated with the hydraulic cylinders (52/1, 52/2) provided for the changeover of the inlet valves and emit an end-position impulse any time the pistons of these hydraulic cylinders reach the end position connected with the closed position of the respective valve.

8. The hydraulic control device according to claim 7, comprising an operational changeover device by means of which the pump (10') can be switched to return operation, during which

thick matter is pumped from the feed line (22) back into the storage container, **characterized in that** the changeover control devices (64;64') of the outlet valves are each connected between that control chamber of the changeover cylinder of the outlet valve, by the pressure loading of which the valve is switched into the closing position, and that of the control lines, by the pressure loading of which the inlet valve belonging to the same feed cylinder can be controlled into its open position, and that for both changeover cylinders (53/1 and 53/2) of the outlet valves there is provided an operational changeover valve (94,96) which in a spring-centered base position associated with the normal feeding operation connects the rod-side control chambers (61/1 and 61/2) of the changeover cylinders (53/1 and 53/2) to the tank (32) of the pressure-supply plant (28), and which in its through-flow position alternative thereto connects the rod-side control chamber (53/1,53/2) of the outlet valves to those of the two control lines (92 or 93), by which the inlet valve of said feed cylinder is controlled into its blocking position.

9. The hydraulic control device according to claim 7 or 8, **characterized in that** end-position impulse signals released with the closing of the inlet valves and utilized for the cycle-correct changeover of the main slide valve (38), by which the alternating pressure loading and relief of the two drive cylinders (12/1 and 12/2) of the thick matter pump (10') occurs, by which end-position impulse signals the changeover parts (39,42) of the main slide member (38) can be operated, are fed to these changeover parts (39 and 42) through time-delay elements (102,103;104,106).
10. The hydraulic control device according to claim 9, **characterized in that** the main slide member (38) is designed as a pressure-controlled valve which can be switched by alternative pressure loading of two control chambers (39,42) between two operating positions in which one of the drive cylinders (12/1,12/2) of the pump (10') is loaded with pressure and the other is relieved of pressure, that the end-position indicators (67/1,67/2) of the changeover cylinders (52/1,52/2) of the inlet valves are designed as hydraulic impulse transmitters which, upon reaching the end positions of their pistons, which are associated with the blocking positions of the inlet valves, emit pressure impulses with an increased pressure level which can be coupled into one of the control chambers (39,42) of the main slide member (38),

and that the time-delay elements are designed as throttle points of the impulse-signal paths leading from the impulse transmitters (67/1 and 67/2) to the control chambers (39,42).

11. The hydraulic control device according to claim 10, **characterized in that** the impulse-signal paths for the end-position impulses to the control chambers (39,42) of the main slide valve (38) are guided through an operational changeover valve (77), the base position (O) of which is associated with the normal feeding operation, and the alternative operating position (I) of which is associated with the return operation of the pump, and that the throttle points (104,106) are arranged in the through-flow channels of the operational changeover valve (77), which are utilized for the return operation.

12. The hydraulic control device according to claim 10 or 11, **characterized in that** the throttle points of the impulse-signal paths are formed by adjustable throttles (102,103).

13. The hydraulic control device according to one of the claims 1 to 4, for a two-cylinder thick matter pump comprising

- a tube switch (11) for the alternating coupling of the feed cylinder working in the feeding operation to a feed line and opening of the other feed cylinder toward a storage container,
- end-position signal indicators which produce an output signal as soon as a changeover operation of the tube switch (111) has been carried out,
- a shutoff device (121), by means of which the feed line can be blocked off during a changeover operation of the tube switch (111) against said tube switch,
- a closing and opening drive which is designed as a differential cylinder (118) for the shutoff device (121) which is positioned at the free end of the piston rod of the differential cylinder (118) and reaches its blocking position when the bottom-side drive chamber (122) of this differential cylinder (118) is loaded with pressure by means of the changeover control device (64;64'), alternatively thereto its open position when the bottom-side drive chamber (122) of this differential cylinder (118) is relieved of pressure toward the tank (32) of the pressure-supply plant (28) by means of the changeover control plant (28),

- an end-position impulse transmitter (119) which produces an impulse signal when the shutoff device (121) has reached its closing position, and
- operational changeover valves (76,77,126,127), the base position of which is a through-flow position associated with the normal feeding operation, and the alternative operating position of which is associated with the return operation in which the pump (10') pumps thick matter from the feed line back into the storage container,

characterized in that within the frame of the sequence control, which controls the operationally correct sequence of the pressure loading of the drive cylinders (12/1 and 12/2) for the feed cylinders, the changeover of the tube switch (111), and the control of the shutoff device (121), the opening and closing control of which occurs during the normal feeding operation by pressure loading and pressure relief of the control input of the changeover control device (64;64'), there is provided a valve combination including a closing valve (123) and an opening control valve (124) in a hydraulic series arrangement, which has a first outlet connected to the control input (133) of the changeover control device (64;64'), by which the pressure loading of the bottom-side control chamber (122) for closing the shut-off device (121) and pressure relief of this control chamber (122) for opening the shutoff device (121) takes place and a second output, which can be connected by a first operational changeover valve (126) associated with the shutoff device (121) to the rod-side control chamber (131) of the changeover cylinder (118) of the shutoff device (121), with the pressure at the two outlets of the valve combination being reversed by individual switching of each of the closing and opening control valves.

14. The hydraulic control device according to claim 13, **characterized in that** a second operational changeover valve (127) associated with the shutoff device (121) is provided, in the operating position of which, which is associated with the return operation of the pump (10'), the high control pressure is permanently present at the other operational changeover valve (126) of the shutoff device (121).

15. The hydraulic control device according to claim 13 or claim 14, **characterized in that** the differential cylinder (118) provided for the switching of the shutoff device (121) has an end-position indicator (119) which, during the

feeding operation of the thick matter pump (10''), produces output signals characteristic for reaching the closing position of the shutoff device (121), the output signals being able to control a supply control valve (128), by which high control pressure is fed to the operating control valve (54) for controlling the pressure supply of the changeover cylinders (113/1, 113/2) of the tube switch (111), and that a changeover control valve (128') connected in parallel with the supply control valve (128) is provided, which is advantageously designed as a 2/2-way valve, the base position of which, associated with the feeding operation of the thick matter pump (10''), is a blocking position and the operating position of which, associated with the return operation, is a through-flow position in which high control pressure is fed to the operating control valve (54).

Revendications

1. Dispositif de commande hydraulique pour une pompe à matières épaisses comportant au moins un cylindre de refoulement (11) actionnable au moyen d'un vérin hydraulique (12) et dont la chambre de refoulement (17) peut être mise en communication par une vanne d'admission à commande hydraulique (18) et par une vanne d'émission à commande hydraulique (21), alternativement, avec un réservoir (19) et avec une conduite de refoulement (22), la vanne d'admission (18) étant ouverte et la vanne d'émission (21) fermée dans la phase de chargement du cylindre de refoulement (11), dans laquelle le piston (16) de celui-ci subit un déplacement dans le sens d'une augmentation de volume de la chambre de refoulement (17), et la vanne d'émission étant ouverte et la vanne d'admission fermée dans la phase de refoulement du cylindre de refoulement, dans laquelle le piston de celui-ci est actionné dans le sens d'une diminution de volume de la chambre de refoulement, avec une commande séquentielle qui produit la commutation suivant un cycle de la vanne d'admission et de la vanne d'émission, et la commutation de l'entraînement de la pompe, et comprend un dispositif de commande de commutation (64) qui agit sur la vanne d'émission et, après une commutation du vérin hydraulique d'actionnement (12) du cylindre de refoulement (11) pour l'exécution de la course de refoulement, maintient la vanne d'émission (21) dans sa position fermée jusqu'à ce que dans la chambre de refoulement (17) soit atteint un seuil de pression réglable, pouvant être fixé à l'avance, qui correspond au moins

approximativement à la pression qui règne dans la conduite de refoulement (22), et, dès que ce seuil de pression est atteint, produit la mise de la vanne d'émission en position ouverte, cette commutation se faisant par mise hors pression commandée par vanne d'un espace à pression de vérin de commande lors de la mise sous pression duquel la vanne d'émission est maintenue en position fermée, caractérisé en ce que la vanne du dispositif de commande de commutation (64 ; 64') qui produit la mise hors pression de l'espace à pression motrice du vérin de commande prévu pour l'actionnement de la vanne d'émission est une vanne (71) actionnable électriquement ou hydrauliquement qui est commandée en fonction de la haute pression produite pour la mise sous pression du vérin d'actionnement (12) du cylindre de refoulement (11) et est mise en position ouverte dès qu'est atteinte une valeur minimale réglable, pouvant être fixée à l'avance, de la pression envoyée dans le vérin d'actionnement (12).

2. Dispositif de commande hydraulique selon la revendication 1, caractérisé en ce que la vanne de mise hors pression (71) est une vanne de passage commandée par pression (71) en parallèle avec laquelle est monté un clapet de non-retour (73) qui est poussé dans le sens d'ouverture par une pression à son orifice opposé au vérin de commande (53) supérieure à la pression dans l'espace à pression motrice (66) du vérin de commande et dans le sens de fermeture par une pression relativement plus haute dans l'espace à pression motrice (66).
3. Dispositif de commande hydraulique selon la revendication 1, caractérisé en ce que la vanne de commande de mise hors pression (71) est une vanne proportionnelle en parallèle avec laquelle est monté un clapet de non-retour (73) qui est poussé dans le sens d'ouverture par une pression à son orifice opposé au vérin de commande (53) supérieure à la pression dans l'espace à pression motrice du vérin de commande (53) et dans le sens de fermeture par une pression relativement plus haute dans l'espace à pression motrice (66).
4. Dispositif de commande hydraulique selon la revendication 1, caractérisé en ce que la vanne de commande de mise hors pression est un clapet de non-retour télécommandé (73') qui est poussé dans le sens de fermeture par une pression relativement plus haute dans l'espace à pression motrice du vérin de commande et peut être mis dans sa position ouverte par

télécommande au moyen de la pression introduite dans le vérin d'actionnement (12) du cylindre de refoulement (11).

5. Dispositif de commande hydraulique selon l'une des revendications 1 à 4, pour une pompe à matières épaisses (10) monocylindrique, caractérisé en ce que le vérin d'actionnement (12) du cylindre de refoulement (11) est pourvu d'un premier détecteur de position extrême, électrique ou hydraulique (44) qui émet une impulsion de signal de position extrême lorsque le piston (13) du vérin d'actionnement (12), dans la phase finale de la course de refoulement du cylindre de refoulement (11), arrive à proximité immédiate de sa position extrême correspondante, et d'un deuxième détecteur de position extrême (46) qui émet une impulsion de signal de position extrême lorsque le piston (13) du vérin d'actionnement (12), dans la phase finale de la course de chargement du cylindre de refoulement, arrive à proximité immédiate de sa position extrême correspondante, qu'avec les impulsions de signal de position extrême des détecteurs de position extrême (44 et 46) peut être commutée une vanne de commande de manoeuvre (54) par laquelle ont lieu en opposition la mise sous pression et la mise hors pression de chambres d'admission de vérins hydrauliques (52/1 et 52/2 ainsi que 53/1 et 53/2) adjoints comme éléments de manoeuvre aux vannes d'admission et aux vannes d'émission, de façon telle qu'à un des deux cylindres de refoulement, la vanne d'admission se ferme lorsque la vanne d'émission s'ouvre et à l'autre cylindre de refoulement, les mouvements de fermeture et d'ouverture des vannes d'admission et d'émission de celui-ci se déroulent dans l'ordre inverse, qu'il est prévu au moins un détecteur de position extrême (67) qui produit une impulsion de sortie lorsque la vanne d'admission (18) arrive en position fermée et un autre détecteur de position extrême qui produit un signal de sortie en corrélation avec la position la plus ouverte possible de la vanne d'admission, et que les signaux de sortie de ces détecteurs de position extrême (67, 68 ou 68') affectés aux positions des vannes produisent la commutation d'une vanne principale (38) qui commande les phases de refoulement et de chargement du cylindre de refoulement (11).
6. Dispositif de commande hydraulique selon la revendication 5, caractérisé en ce que l'autre détecteur de position extrême prévu pour la saisie d'une position de vanne est associé à la vanne d'émission (21) et produit son signal de

sortie lorsque le piston du vérin hydraulique (53) prévu pour la commande de la fermeture et de l'ouverture de la vanne d'émission (21) atteint sa position extrême correspondant à l'état fermé de la vanne d'émission (21).

7. Dispositif de commande hydraulique selon l'une des revendications 1 à 4, avec une pompe à matière épaisses (10') à deux cylindres, comportant des cylindres de refoulement actionnables en opposition avec commande par commutation d'une vanne principale (38) et dont la chambre de refoulement respective peut être mise en communication avec le réservoir par une vanne d'admission et avec la conduite de refoulement par une vanne d'émission, la manoeuvre en opposition des vannes d'admission et des vannes d'émission, aussi produite par la commande séquentielle avec la commande en opposition des vérins d'actionnement, étant effectuée au moyen de vérins hydrauliques différentiels (52/1 et 52/2 ainsi que 53/1 et 53/2) servant de vérins de commutation, dont la mise sous pression d'un côté, par exemple du côté fond, fournit la position fermée de la vanne correspondante et la mise sous pression opposée, par exemple du côté tige, fournit la position ouverte de cette vanne, la commande de la manoeuvre des vannes d'admission se faisant par deux conduites de commande (92, 93) dont l'une est à un niveau de pression de commande haut tandis que l'autre est reliée au réservoir (32) du groupe générateur de pression (28), et le niveau de pression dans ces conduites de commande (92 et 93) étant commutable au moyen d'une vanne de commande de manoeuvre (54), et l'une de ces conduites de commande étant raccordée à la chambre de commande côté fond d'un vérin de commande et reliée à la chambre de commande côté tige de l'autre vérin de commande et l'autre conduite de commande étant reliée à la chambre de commande côté fond de cet autre vérin de commande et raccordée à la chambre de commande côté tige du vérin de commutation cité en premier, caractérisé en ce que des signaux de sortie nécessaires pour la commutation de la vanne de commande de manoeuvre (54) sont émis par des détecteurs de position extrême à impulsions (44 et 46) qui sont adjoints à un des vérins d'actionnement (12/1 ou 12/2) prévus chacun pour un cylindre de refoulement et émettent chacun un signal lorsque le piston de ce vérin d'actionnement (12/1 ou 12/2) atteint sa position extrême liée à la phase finale de la course de refoulement ou à la phase finale de la course de chargement, et

que des signaux de commande nécessaires pour la commande de la commutation de la vanne principale (38), par laquelle se fait la commande d'actionnement, se déroulant dans le sens du fonctionnement en opposition, des vérins d'actionnement (12/1 et 12/2) des deux cylindres de refoulement, sont produits par des détecteurs de position extrême (67/1, 67/2) qui sont adjoints aux vérins hydrauliques (52/1, 52/2) prévus pour la commutation des vannes d'admission et émettent une impulsion de position extrême chaque fois que les pistons de ces vérins hydrauliques atteignent chacun la position extrême liée à la position fermée de la vanne correspondante.

8. Dispositif de commande hydraulique selon la revendication 7, comportant un dispositif d'inversion de mode de fonctionnement au moyen duquel la pompe (10') peut être mise en rétro-refoulement, lors duquel la matière épaisse est repompée de la conduite de refoulement (22) dans le réservoir, caractérisé en ce que les dispositifs de commande de commutation (64 ; 64') des vannes d'émission sont montés respectivement entre la chambre de commande du vérin de commutation de la vanne d'émission dont la mise sous pression met cette vanne en position fermée et celle des conduites de commande dont la mise sous pression permet la mise en position ouverte de la vanne d'admission appartenant au même cylindre de refoulement, et que pour chacun des deux vérins de commutation (53/1 et 53/2) des vannes d'émission est prévue une vanne d'inversion de mode de fonctionnement (94, 96), et les vannes d'inversion de mode de fonctionnement (94, 96), dans une position de repos centrée par ressort affectée au fonctionnement en refoulement normal, relie les chambres de commande côté tige (61/1 et 61/2) des vérins de commutation (53/1 et 53/2) au réservoir (32) du groupe générateur de pression (28) et, dans leurs autres positions ouvertes, relie les chambres de commande côté tige (61/1, 61/2) des vérins de commutation (53/1, 53/2) des vannes d'émission, respectivement, à celle des deux conduites de commande (92 ou 93) par laquelle la vanne d'admission du même cylindre de refoulement est mise en position fermée.

9. Dispositif de commande hydraulique selon l'une des revendications 7 et 8, caractérisé en ce que pour la commutation suivant un cycle de la vanne principale (38), par laquelle se fait la mise alternée sous pression et hors pression des deux vérins d'actionnement (12/1 et 12/2)

de la pompe à matières épaisses (10'), des signaux impulsions de position extrême utilisés déclenchés avec la fermeture des vannes d'admission qui permettent de manoeuvrer les organes de commutation (39, 42) de la vanne principale (38) sont envoyés à ces organes de commutation (39 et 42) par l'intermédiaire d'éléments temporisateurs (102, 103 ; 104, 105).

10. Dispositif de commande hydraulique selon la revendication 9, caractérisé en ce que la vanne principale (38) est une vanne commandée par pression qui peut, par mise alternée sous pression de deux chambres de commande (39, 42), être commutée entre deux positions fonctionnelles dans chacune desquelles un des vérins d'actionnement (12/1, 12/2) de la pompe (10') est sous pression et l'autre hors pression, que les détecteurs de position extrême (67/1, 67/2) des vérins de commutation (52/1, 52/2) des vannes d'admission sont des émetteurs d'impulsions hydrauliques qui, au moment où sont atteintes les positions extrêmes de leurs pistons correspondant aux positions fermées des vannes d'admission, émettent des impulsions de pression à niveau de pression plus élevé qui peuvent être envoyées chacune dans une des chambres de commande (39, 42) de la vanne principale (38), et que les éléments temporisateurs sont des étranglements des chemins de signal impulsif qui vont des émetteurs d'impulsions (67/1 et 67/2) aux chambres de commande (39, 42).

11. Dispositif de commande hydraulique selon la revendication 10, caractérisé en ce que les chemins de signal impulsif pour les impulsions de position extrême allant aux chambres de commande (39, 42) de la vanne principale (38) passent par une vanne d'inversion de mode de fonctionnement (77) dont la position de repos (O) est affectée au fonctionnement en refoulement normal et l'autre position fonctionnelle (I) affectée au fonctionnement en rétro-refoulement de la pompe, et que les étranglements (104, 106) sont placés dans les voies de la vanne d'inversion de mode de fonctionnement (77) utilisées pour le fonctionnement en rétro-refoulement.

12. Dispositif de commande hydraulique selon l'une des revendications 10 et 11, caractérisé en ce que les étranglements des chemins de signal impulsif sont formés par des étranglements réglables (102, 103).

13. Dispositif de commande hydraulique selon l'une des revendications 1 à 4, pour une pompe à matières épaisses à deux cylindres comportant

- un aiguillage à tuyau (111) pour l'accouplement alterné du cylindre de refoulement, fonctionnant en refoulement, à une conduite de refoulement et l'ouverture de l'autre cylindre de refoulement vers un réservoir, 5
- des détecteurs de position extrême à signaux qui produisent un signal de sortie dès qu'une commutation de l'aiguillage à tuyau (111) est achevée, 10
- un organe d'isolement (121) qui permet d'isoler la conduite de refoulement de l'aiguillage à tuyau (111) pendant une commutation de celui-ci, 15
- un actionneur constitué d'un vérin différentiel (118) pour la fermeture et l'ouverture de l'organe d'isolement (121), qui est placé à l'extrémité libre de la tige de piston du vérin différentiel (118) et va en position de fermeture lorsque la chambre de commande côté fond (122) de ce vérin différentiel (118) est sous pression par l'intermédiaire du dispositif de commande de commutation (64 ; 64') et va en position d'ouverture lorsque cette chambre de commande côté fond (122) est déchargée vers le réservoir (32) du groupe générateur de pression (28) par l'intermédiaire du dispositif de commande de commutation (64 ; 64'), 20
- un détecteur à position extrême à impulsions (119) qui produit un signal impulsif lorsque l'organe d'isolement (121) atteint sa position fermée, et 25
- des vannes d'inversion de mode de fonctionnement (76, 77, 126, 127) dont la position de repos est une position ouverte affectée au fonctionnement en refoulement normal et l'autre position fonctionnelle est affectée au fonctionnement en rétrorefoulement, dans lequel la pompe (10') renvoie la matière épaisse de la conduite de refoulement au réservoir, 30

caractérisé en ce que dans le cadre de la commande séquentielle, qui commande la séquence appropriée de mise sous pression des vérins d'actionnement (12/1 et 12/2) des cylindres de refoulement, commutation de l'aiguillage à tuyau (111) et commande de l'organe d'isolement (121), dont l'ouverture et la fermeture sont commandées en refoulement normal par mise sous pression et mise hors pression de l'entrée de commande du dispositif de commande de commutation (64 ; 64'), il est 35

40

45

50

55

prévu une combinaison de vannes comprenant une vanne de commande de fermeture (123) et une vanne de commande d'ouverture (124) montées hydrauliquement en série qui a une première sortie qui est reliée à l'entrée de commande (133) du dispositif de commande de commutation (64 ; 64'), par laquelle ont lieu la mise sous pression de la chambre de commande côté fond (122) pour la fermeture de l'organe d'isolement (121) et la mise hors pression de cette chambre de commande (122) pour l'ouverture de l'organe d'isolement (121), et une deuxième sortie qui peut être reliée par une première vanne d'inversion de mode de fonctionnement (126) associée à l'organe d'isolement (121) à la chambre de commande côté tige (131) du vérin de commutation (118) de l'organe d'isolement (121), la commutation individuelle d'une des deux vannes de commande de fermeture et d'ouverture permettant de permuter les pressions aux deux sorties de la combinaison de vannes.

14. Dispositif de commande hydraulique selon la revendication 13, caractérisé en ce qu'il est prévu une deuxième vanne d'inversion de mode de fonctionnement (127) associée à l'organe d'isolement (121), dans la position fonctionnelle affectée au fonctionnement en rétrorefoulement de la pompe (10'') de laquelle la haute pression de commande est appliquée en permanence à l'autre vanne d'inversion de mode de fonctionnement (126) de l'organe d'isolement (121).

15. Dispositif de commande hydraulique selon l'une des revendications 13 et 14, caractérisé en ce que le vérin différentiel (118) prévu pour la commutation de l'organe d'isolement (121) est pourvu d'un détecteur de position extrême (119) qui, lors du fonctionnement en refoulement de la pompe à matières épaisses (10''), produit des signaux de sortie caractéristiques de l'arrivée de l'organe d'isolement (121) en position fermée qui permettent de commander une vanne de commande d'alimentation (128) par laquelle une haute pression de commande peut être envoyée à la vanne de commande de manoeuvre (54) pour la commande de l'alimentation en pression des vérins de commutation (113/1, 113/2) de l'aiguillage à tuyau (111), et qu'il est prévu une vanne de commande de commutation (128') qui est montée en parallèle avec la vanne de commande d'alimentation (128) et est de préférence un distributeur 2/2 dont la position de repos affectée au fonctionnement en refoulement de la pompe à matières épaisses (10'') est une position fermée et

la position fonctionnelle affectée au fonctionnement en rétrorefoulement est une position ouverte dans laquelle une haute pression de commande est envoyée à la vanne de commande de manoeuvre (54).

5

10

15

20

25

30

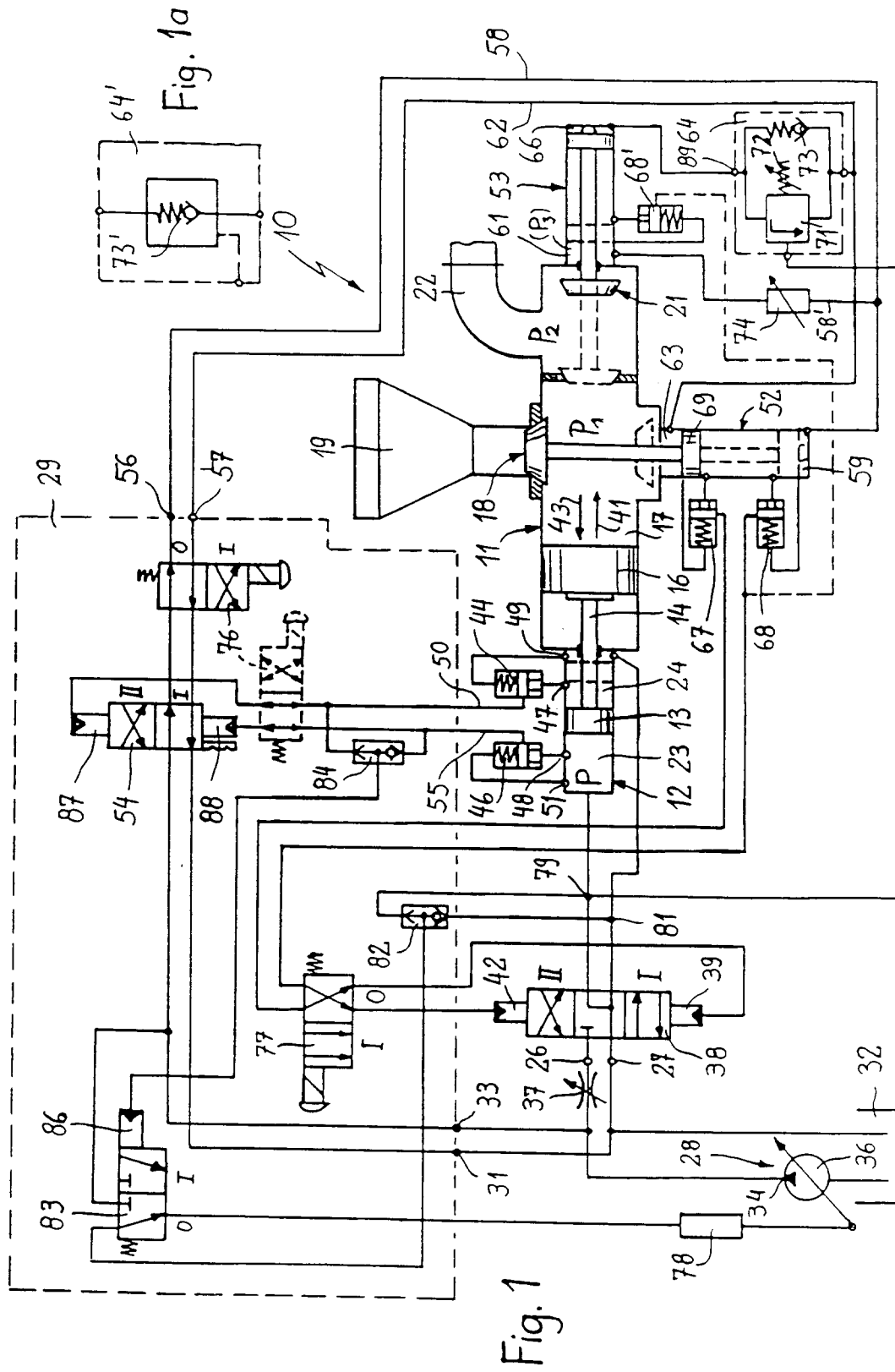
35

40

45

50

55



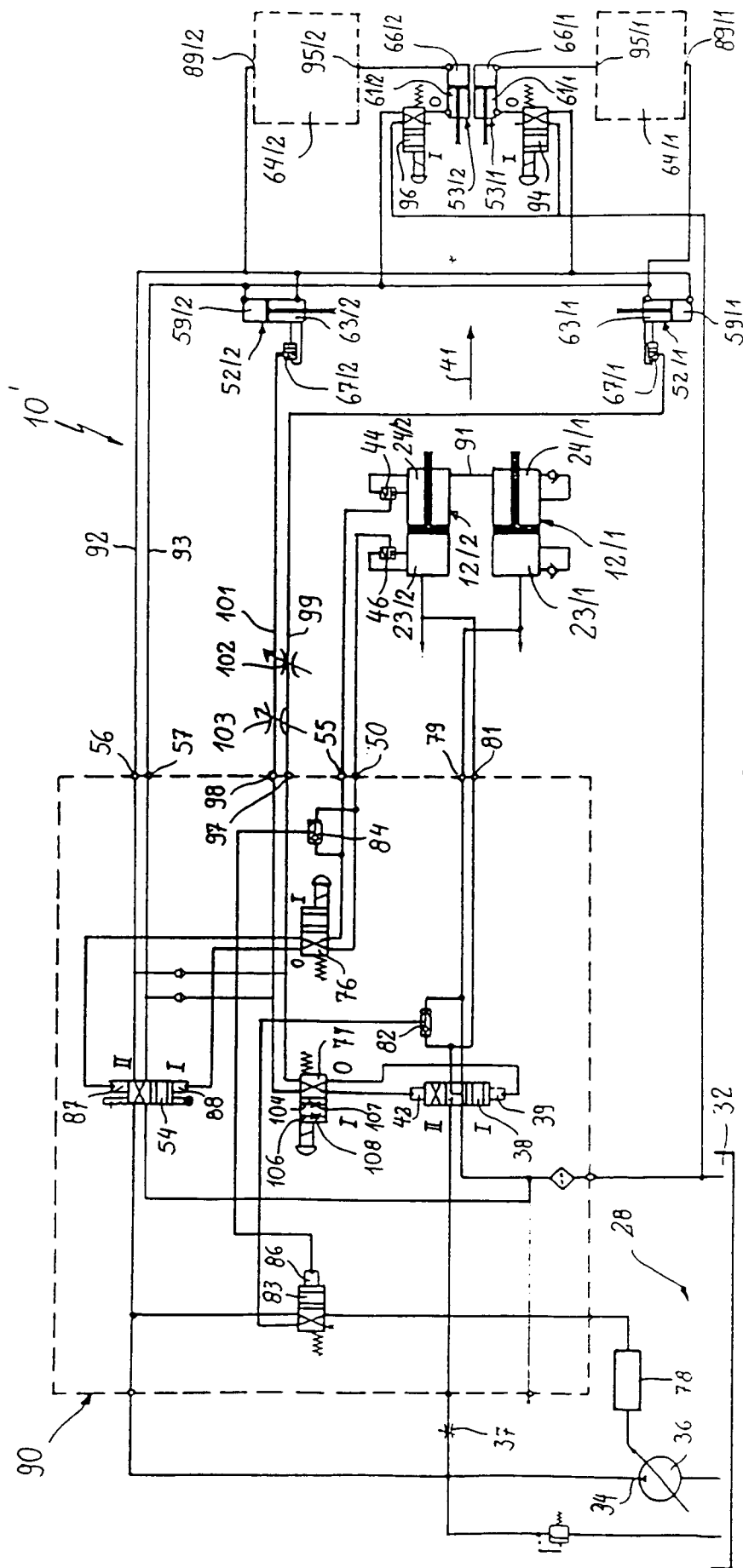


Fig. 2

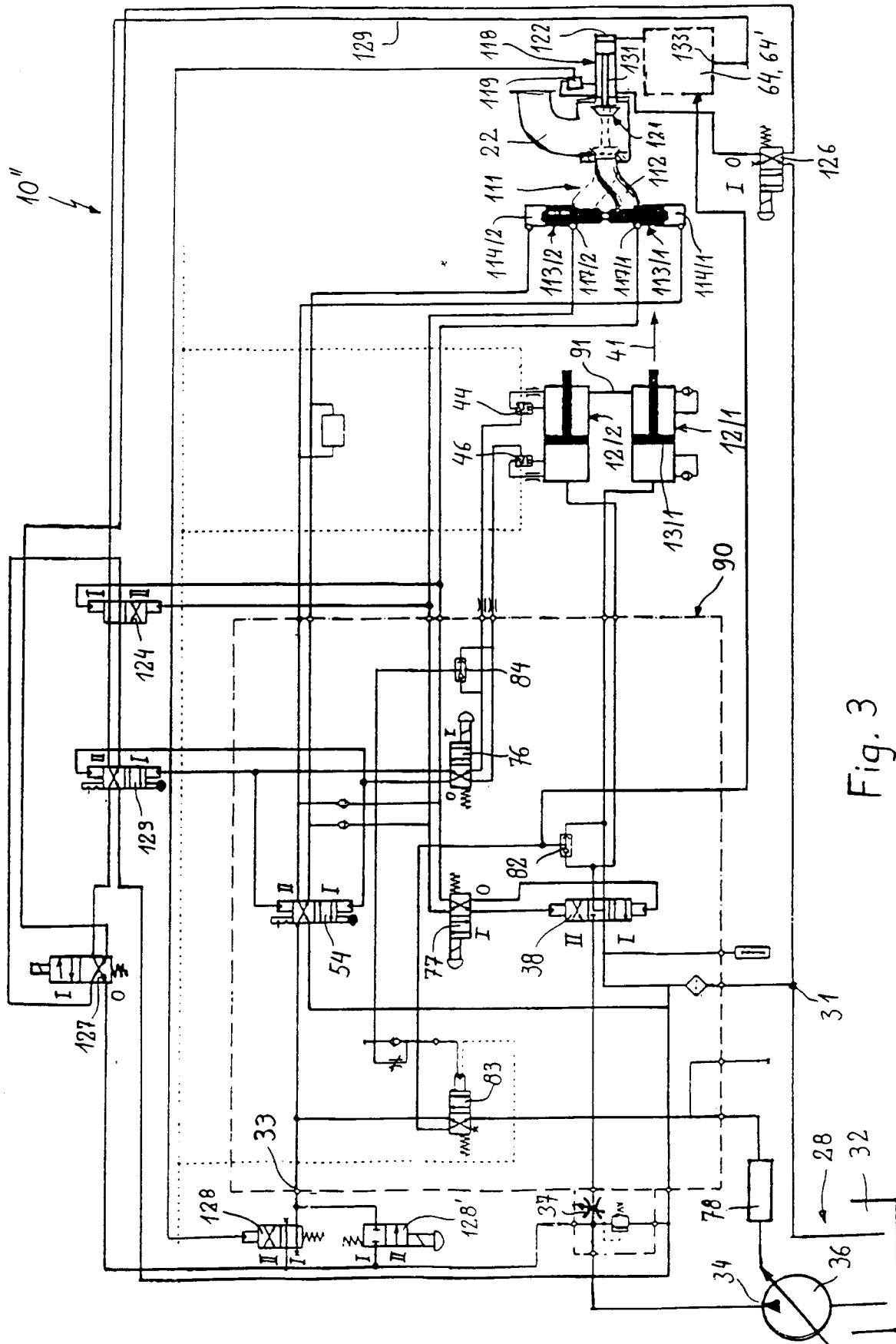


Fig. 3