

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 872 446 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
22.10.2003 Patentblatt 2003/43

(51) Int Cl.7: **B66F 9/22**

(21) Anmeldenummer: **98107020.4**

(22) Anmeldetag: **17.04.1998**

(54) **Hydraulik-Installation an einem Gabelstapler-Fahrzeug**

Hydraulic installation for a forklift truck

Installation hydraulique pour chariot élévateur à fourche

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

(30) Priorität: **20.04.1997 DE 19716442**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
21.10.1998 Patentblatt 1998/43

(73) Patentinhaber: **HARTMANN & LÄMMLE GMBH &
CO. KG**
71277 Rutesheim (DE)

(72) Erfinder: **Schulze, Eckehart**
71277 Rutesheim (DE)

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

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 498 610 EP-A- 0 546 300
DE-A- 3 441 946 US-A- 5 036 886

EP 0 872 446 B1

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

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Hydraulik-Installation an einem Gabelstapler-Fahrzeug mit einem hydraulischen Hub-Antrieb für eine Hebebühne, mit einem weiteren hydraulischen Antrieb als Neigungs-Stellantrieb sowie mit diesen Hydraulik-Antrieben einzeln zugeordneten Ventilanordnungen, mittels derer die für die verschiedenen Bewegungen der Hebebühne erforderlichen Betriebsdrücke und Druckmittel-Durchflusssmengen steuerbar sind, und mit den weiter im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 aufgeführten, gattungsbestimmenden Merkmalen. Eine solche Hydraulik-Installation an einem Gabelstapler-Fahrzeug ist aus EP 498610 A bekannt.

[0002] Der Hubantrieb, mittels dessen Massen anhebbar und absenkbar sein müssen, die bis zu einigen t betragen können, ist als einfach-wirkender Hydrozylinder ausgebildet, dessen Hebe-Betrieb durch ventilsteuerten Druckmittel-Zustrom zum Antriebsdruckraum und dessen Absenkungsbetrieb durch ventilsteuerten Abfluß von Druckmittel aus dem Antriebsdruckraum des Hydrozylinders steuerbar ist. Die hierzu erforderliche Steuerventil-Anordnung umfaßt ein Hub-Steuerventil, über das Druckmittel vom Druckversorgungsaggregat in den Antriebsdruckraum des Hub-Antriebszylinders einspeisbar ist, sowie ein Absenkungs-Steuerventil, mittels dessen der Abstrom von Druckmittel aus dem Antriebsdruckraum des Hubantriebes und damit dessen Absenkungs-Betrieb steuerbar ist. Die beiden Ventile sind, ihrer Grundfunktion nach als 2/2-Wege-Proportional-Ventile ausgebildet, die eine sperrende Grundstellung haben und mit zunehmender Auslenkung ihrer Ventilkolben aus der Grundstellung Strömungspfade mit zunehmendem Strömungsquerschnitt freigeben, wobei zwischen dem Verbraucheranschluß des Anhebungs-Steuerventils und dem Antriebsdruckraum des Hubzylinders ein Rückschlagventil geschaltet ist, das durch relativ höheren Druck am Verbraucheranschluß als im Antriebsdruckraum durchgängig und sonst sperrend ist, und zwischen dem Verbraucheranschluß des Absenkungs-Steuerventils und dem Antriebsdruckraum des Hubantriebes ein entsperbares Rückschlagventil geschaltet ist, das in der sperrenden Grundstellung des Absenkungs-Steuerventils sperrend ist und mit dessen Übergang in die Durchfluß-Stellung geschaltet wird.

[0003] In einer elektrisch ansteuerbaren Gestaltung dieser Steuerventile sind deren Ventilkörper mit den Ankern von Elektromagnet-Systemen bewegungsgekoppelt und bei deren Bestromung im wesentlichen proportional zum Erregerstrom gegen die Rückstellkraft von Ventildedern verschiebbar, die die Ventilkörper im stromlosen Zustand der Magnete in der Grundstellung der Ventile halten. Die Bestromung der Feldwicklungen erfolgt durch Ausgangsströme einer elektronischen Steuereinheit, die diese nach Maßgabe von Sollwert-Eingangssignalen erzeugt, die z.B. durch Handhebel- oder Drehknopf-Betätigung eines Analog-Signalgebers durch einen Gabelstapler-Fahrer auslösbar sind, die der elektronischen Steuereinheit jedoch auch in digitalem Format, z.B. bei Verwendung einer Funk-Fernsteuerung eingegeben werden können, und mittels dieser in die - analogen - Erregerströme für die Feldwicklungen der Steuermagnete umsetzbar sind.

[0004] Bei einer solchen Art der - elektrischen - Ansteuerung insbesondere des Absenkungs-Steuerventils darf dieses nicht zu weit aufgesteuert werden, um sicherzustellen, daß im Absenkungsbetrieb Grenzwerte der Beschleunigung und der maximalen Absenkungsgeschwindigkeit nicht überschritten werden, damit, auch wenn die abzusenkende Last groß ist, in jeder Situation noch ein genügender Bremsweg zur Verfügung steht um die Hebebühne sicher und ohne die Gefahr einer unerwünschten Schwingungsanregung zum Stillstand bringen zu können. In praxi wird dies dadurch erreicht, daß die elektronische Steuereinheit ein Aufsteuern des Absenkungs-Steuerventils nur bis zu einer maximalen Spaltweite des als Drossel wirkenden Absenkungs-Strömungspfad zulässt, mit der Folge, daß bei relativ kleinen Beträgen abzusenkender Lasten entsprechend niedrige Absenkungs-Geschwindigkeiten in Kauf genommen werden müssen, da der sich unter der wirksamen Last im Antriebsdruckraum des Hub-Antriebszylinders einstellende Druck zu niedrig ist, um die bei relativ höherer Last nutzbare Absenkungs-Geschwindigkeit erreichen zu können. Die nachteilige Folge hiervon ist, daß in zahlreichen Fällen der Absenkungs-Betrieb unnötig langsam erfolgt.

[0005] Problematisch bei der Verwendung von Ventilen, die mit Proportional-Magneten angesteuert werden, ist, daß diese nur relativ kleine Stellwege gegen relativ hohe Rückstellkräfte ermöglichen und auch verschmutzungsanfällig sind, wodurch im Ergebnis die Korrelation von Erreger-Stromstärke und Kolbenposition erheblichen Streuungen unterworfen sein kann, d.h. die Reproduzierbarkeit einer Kolbenposition durch die Vorgabe der Erreger-Stromstärke relativ schlecht ist. Zwar kann diesem Nachteil im Prinzip dadurch begegnet werden, daß die Kolbenposition mittels eines Weg-Meßsystems überwacht wird und die Erregerstromstärke so nachgeführt wird, daß die einzustellende Position auch erreicht wird, jedoch ist der diesbezügliche Aufwand sehr hoch und mit zusätzlicher Störanfälligkeit verknüpft.

[0006] Aufgabe der Erfindung ist es daher, eine Hydraulik-Installation der eingangs genannten Art dahingehend zu verbessern, daß auch bei geringem Betrag einer abzusenkenden Last eine vergleichsweise hohe Absenkungsgeschwindigkeit nutzbar ist, und daß bei gleichwohl einfachem Aufbau der Hub-Steuerventilanordnung ein erhöhtes Maß an Genauigkeit der Einstellung der im Anhebungs- und Absenkungs-Betrieb wirksamen Strömungsquerschnitte gewährleistet ist.

[0007] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die kennzeichnenden Merkmale des Patentanspruchs 1 gelöst.

[0008] Hiernach ist die Hub-Steuerventilanordnung als Mehr-Wege/3-Stellungs-Ventil ausgebildet, das einen Haupt-

kolben hat, der mittels eines elektrischen Stellmotors in seine den verschiedenen Funktionsstellungen der Hub-Steuerventilanordnung entsprechende Positionen bewegbar ist, die durch formschlüssige Bewegungskopplung des Ventilkolbens mit der Abtriebswelle des Stellmotors in definierter Relation zu den auf eine Referenzposition bezogenen azimuthalen Stellungen des Rotors des Stellmotors stehen, wobei der Stellmotor als ein digital ansteuerbarer Motor ausgebildet ist, dessen Rotor eine in ein digitales Ansteuersignal, z.B. die Anzahl einer Folge von Steuerimpulsen, codierte azimuthale Position seiner Abtriebswelle - zwangsweise - erreicht. Hierdurch wird, selbstverständlich im Rahmen der Schrittweite, die durch die digitale Abstufung der Rotor-Positionen bedingt ist, jedoch sehr fein gewählt werden kann, ein hohes Maß an Genauigkeit und damit Reproduzierbarkeit der Ventil-Einstellungen erreicht. Des weiteren ist ein Drucksensor vorgesehen, der für den Druck im Antriebs-Druckraum des Hub-Antriebszylinders charakteristische elektrische Ausgangssignale erzeugt, die einer elektronischen Steuereinheit zugeleitet sind, die nach Maßgabe dieser druck- und damit auch last-charakteristischen Ausgangssignalen des Drucksensors eine selbsttätige Begrenzung des Aussteuerhubes des Hauptkolbens des Hubsteuerventils auf einen Betrag vermittelt, dem ein lastgerecht-zulässiger Höchstwert der Hubund Absenkungsgeschwindigkeit der Hebebühne entspricht, unterhalb dessen jeweils ein dynamisch stabiler, im wesentlichen schwingungsfreier Betrieb der Hebebühne gewährleistet ist.

[0009] Eine für den Absenkungsbetrieb zweckmäßige Auslegung der elektronischen Steuereinheit kann darin bestehen, daß mit abnehmender Last eine Vergrößerung des Aussteuerbereiches des Ventilkolbens zugelassen wird, dahingehend, daß für alle Lasten derselbe Wert der maximalen Absenkungs-Geschwindigkeit nutzbar ist. Aufgrund der Massenabhängigkeit der Kennkreisfrequenz $\bar{\omega}_0$ eines hydraulischen Antriebsstranges, die allgemein durch die Beziehung

$$\bar{\omega}_0 = \sqrt{\frac{C}{m}}$$

gegeben ist, in der mit C die hydraulische Steifigkeit des Antriebsstranges und mit m die bewegte Masse bezeichnet sind, können mit abnehmendem Betrag der bewegten Masse auch größere Geschwindigkeiten und Beschleunigungen bzw. Verzögerungen ausgenutzt werden.

[0010] Für eine präzise Steuerbarkeit der Kolben-Auslenkungen der Hub-Steuerventilanordnung ist es vorteilhaft, wenn zur mechanischen Antriebskopplung des Stellmotors und des Hauptkolbens ein nicht-selbsthemmendes Getriebe vorgesehen ist und die Grundstellung des Hauptkolbens durch Rückstellfedern zentriert ist, so daß die Grundstellung des Kolbens, die mittels eines Positionsgebers überwacht sein kann, bei stromlosem Motor gleichsam selbsttätig eingenommen wird.

[0011] Ein solches Getriebe ist in bevorzugter Gestaltung als Spindel-Muttertrieb ausgebildet, bei dem vorzugsweise die Spindel als Gewindeabschnitt der Abtriebswelle des Stellmotors ausgebildet ist und die Spindelmutter fest mit dem Kolben verbunden und vorzugsweise einstückig mit dem Kolben ausgeführt ist, der seinerseits verdrehsicher im Ventilgehäuse verschiebbar geführt ist.

[0012] Die gemäß Anspruch 4 vorgesehene Gestaltung der Hub-Steuerventilanordnung mit zwei durch Auslenkungen des Hauptkolbens-aufsteuerbaren Sitzventilen, mittels derer die Absenkungs-Bewegungen der Hebebühne steuerbar sind, hat den Vorteil, daß sämtliche Ventilelemente der Hub-Steuerventilanordnung in einem einzigen Mehrwege-Dreistellungs-Ventil mit einem einzigen Stellantrieb vereinigt sind und ein einfacher und raumsparender Aufbau erzielt wird.

[0013] Für die gemäß Anspruch 5 vorgesehene, bevorzugte integrierte Bauweise der Sitzventile, in der der Ventilkörper des einen Sitzventils gleichsam das Gehäuse des anderen Sitzventils bildet, sind durch die Merkmale der Ansprüche 6 und 7 konstruktiv einfache Gestaltungen der beiden Sitzventile angegeben, die in sperrendem Zustand eine hermetisch dichte Absperrung des Antriebsdruckraumes des Hub-Antriebszylinders gegen den Tankraum des Hub-Steuerventils vermitteln.

[0014] Die gemäß Anspruch 8 zur Betriebs-Steuerung weiterer Hydraulik-Antriebe der Hydraulik-Installationen vorgesehenen impulsbreitenmodulierten Magnetventile, für die durch die Merkmale des Anspruchs 9 bevorzugte Werte von Frequenzen f_m für die Amplitudenmodulation und für die Impulsfolgefrequenz f_i von "Träger"-Impulsen angegeben sind, aus denen die amplituden- bzw. dauer-modulierten Impulse der Dauer T_1 und T_2 synthetisiert werden, haben den Vorteil, daß ab einer Mindest-Stromstärke der zeitlich modulierten Impulse die Auslenkung des Ventilkörpers aus der jeweiligen Grundstellung unabhängig von der Stromstärke der Impulse ist, d.h. lediglich vom Verhältnis T_1/T_2 abhängt, das seinerseits digital steuerbar ist, mit der Folge, daß die Reproduzierbarkeit definierter Auslenkungen im Verhältnis zu konventionellen Proportional-Magnetventilen erheblich besser ist.

[0015] Durch die gemäß Anspruch 10 vorgesehene Last-Vergleichsschaltung wird erreicht, daß jeweils der höchste in der Hydraulikinstallation genutzte Betriebsdruck am Last-Anschluß einer Druckwaage ansteht, deren Funktion darin besteht, bei gegebenem Betriebsdruck den Versorgungs-Ölstrom konstant zu halten.

[0016] In bevorzugter Gestaltung der Hydraulikinstallation ist für einen das Gehäuse für das Hub-Steuerventil sowie

für die Steuerventile der weiteren hydraulischen Verbraucher bildenden Steuerblock ein mehrschichtiger Aufbau aus Segmentblechen vorgesehen, die stoffschlüssig miteinander verbunden, in praxi hart miteinander verlötet sind und mit Ausnehmungen versehen sind, durch deren Konturenverlauf und Anordnung zueinander die Querschnittsformen und die lichten Abmessungen von Quer- und Längskanälen sowie von Ventilkämen und Steuerkammern innerhalb des Steuerblocks vorgegeben sind, wobei die zur Bildung der genannten Hohlräume erforderlichen Öffnungen z.B. in einem Laser-Schneidverfahren oder in Feinschneid- oder Stanztechnik geschaffen worden sind. Die Herstellung des Steuerblocks ist dadurch wesentlich einfacher als eine Herstellung in konventioneller Gußtechnik. Das zur Löt-Verbindung erforderliche Lot-Material kann in Segment-Ausnehmungen eingelegt werden, die in einem für das Zusammenlöten vorbereiteten Segmentblech-Stapel in sich geschlossene Hohlräume bilden, aus denen das Lot durch die Kapillarwirkung der engen Spalte zwischen den Segmentblechen in die diese großflächig verbindende Konfiguration gelangen kann. Druck(P)-Versorgungskanäle und Rücklaufkanäle, die zu den Versorgungsanschlüssen der einzelnen Ventile führen, können auf einfache Weise unter Umgehung von Querkanälen, in denen z.B. Ventilkolben verschiebbar angeordnet sind, vollständig innerhalb des Gehäuseblocks gebildet werden. Zum Anschluß an hydraulische Verbraucher oder an das Druckversorgungsaggregat vorgesehene Anschlußstutzen können als vorgefertigte Teile ausgebildet sein, die in Kanal-Mündungen des Steuerblocks eingelötet werden. Verglichen mit in mit konventioneller Gußtechnik gefertigten Gehäusen ergeben sich für den Steuerblock signifikant geringere Außenabmessungen und auch eine erhebliche Gewichts-Reduzierung.

[0017] Weitere Einzelheiten der erfindungsgemäßen Hydraulik-Installation ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung eines speziellen Ausführungsbeispiels anhand der Zeichnung. Es zeigen:

Fig. 1 ein Hydraulik-Schaltbild einer erfindungsgemäßen Hydraulik-Installation an einem Gabelstapler-Fahrzeug, bei dem zusätzlich zu einem Hub-Antrieb und einem Neigungs-Stellantrieb auch ein Last-Verschiebe-Antrieb und ein Dreh-Antrieb für die Hebebühne vorgesehen sind;

Fig. 2 eine schematisch vereinfachte Längsschnitt-Darstellung eines Steuerblocks, der das Gehäuse für das Hub-Steuerventil, eine Druckwaage, ein Rückschlagventil sowie Vergleichsventile der Hydraulik-Installation gemäß Fig. 1 bildet;

Fig. 2a, b und c verschiedene Funktionsstellungen von Sitzventilen des Hub-Steuerventils gemäß Fig. 2 in einer der Fig. 2 entsprechenden Darstellung und

Fig. 3a bis 3m schematisch vereinfachte Draufsichts-Darstellungen von Segment-Blechen, aus denen der Steuerblock gemäß Fig. 2 gebaut ist.

[0018] In der Fig. 1 ist insgesamt mit 10 die Hydraulik-Installation eines im übrigen nicht dargestellten Gabelstapler-Fahrzeuges bezeichnet, mittels dessen Lasten, die bis zu einigen Tonnen betragen können, z.B. mit schweren Metallteilen beladene Transport-Paletten, auf zur Lagerung solcher Teile vorgesehenen Lagerplätzen eines Hochregal-Lagers abgestellt oder von solchen Lagerstellen wieder entnommen werden können, wobei das Anfahren solcher Lagerstellen und das Abstellen des Lagergutes auf diesen oder dessen Entnahme von solchen von einem Fahrer gesteuert wird, der den Gabelstapler "fährt" und "steuert".

[0019] Ein solches Gabelstapler-Fahrzeug hat, sofern es für einen Einsatz in geschlossenen Lagerräumen gedacht ist, einen batteriegespeisten, elektrischen Fährantrieb und - ebenfalls emissionsfreie - hydraulische Antriebe für Zusatzeinrichtungen, mittels derer die Last in die Ablageposition gebracht und dort abgelegt werden kann bzw. in der Ablageposition angefahren und aus dieser wieder abgeholt werden kann.

[0020] Demgemäß umfaßt die hydraulische Installation 10 des Gabelstaplers einen Hub-Antriebszylinder 11, mittels dessen eine - gabelförmige - Hebebühne, die die Nutzlast aufnehmen kann, an einem nicht dargestellten, im wesentlichen vertikal aufragenden Mast des Gabelstaplers auf- und abverfahren werden kann, um in vorgegebene Höhen von Lagerböden des Hochregals angehoben oder aus diesen abgeholt werden zu können.

[0021] Dieser Hub-Antriebszylinder 11 ist als einfach-wirkender linearer Hydrozylinder ausgebildet, der durch ventilgesteuerte Druckbeaufschlagung eines Antriebsdruckraumes 12 im Sinne einer Anhebung der Hebebühne bzw. der Last arbeitet und bei ebenfalls ventilgesteuerter Druckentlastung dieses Antriebsdruckraumes 12 durch die Gewichtskraft der am Kolben 13 des Hub-Antriebszylinders 11 abgestützten Last die Absenkung derselben vermittelt.

[0022] Die Hub- und Absenkungsbewegungen dieses Hub-Antriebszylinders 11 sind mittels eines Hubstauventils 14 steuerbar, das als Drei-Stellungs-Wegeventil ausgebildet ist, das eine dem Hebebetrieb zugeordnete Funktionsstellung I, eine dem Absenkungsbetrieb des Hub-Antriebszylinders 11 zugeordnete Funktionsstellung II und eine der Stillsetzung des Hub-Antriebszylinders 11 zugeordnete Grundstellung 0 hat, die der Fahrer mittels eines manuell betätigbaren Richtungs-Wahlgliedes 106, z.B. eines Schwenkhebels, vorgeben kann, wobei das Hub-Steuerventil so ausgebildet ist, daß es, wenn der Fahrer das Richtungs-Wahlglied 106 nicht betätigt - "losläßt" - selbsttätig in die durch

Rückstellfedern 17 und 18 zentrierte Grundstellung 0 gelangt, in der der Hub-Antriebszylinder 11 stillgesetzt ist.

[0023] Des weiteren umfaßt die Hydraulik-Installation 10 einen Neigungs-Stellzylinder 19, mittels dessen der im Frontbereich des Fahrzeuges unmittelbar vor dessen Vorderachse angeordnete Hubmast innerhalb eines begrenzten Winkelbereiches um eine parallel zur Vorderachse des Stapler-Fahrzeuges verlaufende, fahrbahnahe Achse etwas zum Fahrzeug hin oder vom Fahrzeug weg gekippt werden kann, um dadurch auch eine zur Fahrbahn oder zur Ab-
 5 gefläche des Lagergutes hin abfallende oder ansteigende Orientierung der Traggabel des Gabelstaplers einstellen zu können, d.h. die für das Be- und Entladen und für den Fahrbetrieb günstigen Orientierungen des Masts und der Trag-
 10 gabel einstellen zu können. Der Neigungs-Stellzylinder 19 ist als doppelt-wirkender linearer Hydrozylinder ausgebildet, dessen bodenseitiger Antriebsdruckraum 21 und dessen stangenseitiger Antriebsdruckraum 22 mittels diesen je ein-
 15 zeln zugeordneter Vorspann-Ventile 23 und 24, die als Druckbegrenzungsventile mit jeweils einstellbarem Druckgrenz-
 20 wert ausgebildet sind, unter einem Mindestdruck gehalten sind.

[0024] Des weiteren ist an der Hebebühne des Gabelstaplers ein Schubantrieb 26 vorgesehen, der zum Verschieben der Last von der Gabel auf die Lagerstelle ausnutzbar ist, auf der das Lagergut abgestellt werden soll. Dieser Schub-
 15 antrieb ist in der Fig. 1 ebenfalls durch einen doppelt-wirkenden linearen Hydrozylinder 26 repräsentiert.

[0025] Für das zur Erläuterung gewählte, spezielle Ausführungsbeispiel ist darüber hinaus vorausgesetzt, daß die Hebebühne des Gabelstaplers mit einem niedrig bauenden, lediglich schematisch angedeuteten Drehtisch 27 ausge-
 20 rüstet ist, der mittels eines insgesamt mit 28 bezeichneten, hydraulischen Drehantriebes um mindestens 180° im Uhr-
 25 zeiger- und im Gegenuhrzeigersinn drehbar ist, so daß eine auf dem Drehtisch 27 abgestellte Palette in jedem Falle in eine für das Abstellen gewünschte, beliebige Orientierung drehbar ist, bevor sie mittels des Schubantriebes 26 auf
 30 den jeweils vorgesehenen Lagerplatz verschoben wird.

[0026] Dieser Drehantrieb ist beim dargestellten Ausführungsbeispiel mittels zweier einfach-wirkender linearer Hy-
 35 drozylinder 28₁ und 28₂ realisiert, die durch alternative Druckbeaufschlagung und -entlastung ihrer stangenseitig an-
 40 geordneten Antriebsdruckräume 29₁ und 29₂ zum Antrieb des Drehtisches 27 in der einen oder der anderen Drehrich-
 45 tung ansteuerbar sind. Zur Antriebskopplung der beiden Linearzylinder 28₁ und 28₂ des Drehantriebes 28 kann, wie
 50 schematisch angedeutet, ein mit einem Zahnrad 31 des Drehtisches 27 in kämmendem Eingriff stehender Zahnriemen
 55 32 vorgesehen sein, der die parallel zueinander verlaufenden Kolbenstangen 30₁ und 30₂ der nebeneinander ange-
 60 ordneten Hydrozylinder 28₁ und 28₂ miteinander verbindet und auf einem 180°-Umfangsbereich des Zahnrades 31
 65 mit diesem in kraft-formschlüssigem Eingriff gehalten ist.

[0027] Zur Bewegungssteuerung des Neigungs-Stellzylinders 19, des Schubzylinders 26 und des Drehantriebes 28
 70 sind diesen je einzeln zugeordnete Proportionalventile 33, 34 und 36 desselben Typs vorgesehen, der nachfolgend
 75 anhand des dem Schubzylinder 26 zugeordneten Schub-Steuerventils 34 erläutert wird:

[0028] Das Schubzylinder-Steuerventil 34 ist als lineares Schieberventil ausgebildet, dessen Kolben, entsprechend
 80 der durch das Steuerventil 34 vermittelten Funktionen durch ein 5/3-Wege-Ventilsymbol 34' repräsentiert ist. Entspre-
 85 chend sind die Ventilkolben der beiden anderen Steuerventile 33 und 36 mit 33' bzw. 36' bezeichnet.

[0029] Zur Betätigung des Steuerventils 34 ist ein Doppelhub-Magnetsystem 37 vorgesehen, das zwei durch je einen
 90 Steueranschluß 38 bzw. 39 repräsentierte Feldwicklungen hat, in deren nicht-bestromtem Zustand der Kolben 34' des
 95 Steuerventils 34 durch die Wirkung vorgespannter Ventiltfedern 41 und 42 seine zentrierte Mittelstellung einnimmt, die
 100 der Grundstellung 0 des Steuerventils 34 entspricht, mit der die Stillsetzung des Schubzylinders 26 verknüpft ist.

[0030] Ist allein die eine (a)-Steuerwicklung 38 bestromt und die andere (b)-Steuerwicklung 39 stromlos, so gelangt
 105 das Steuerventil 34 mit maximaler Auslenkung seines Ventilkolbens 34' gegen die Rückstellkraft der einen, "rechten"
 110 Ventiltfeder 42 in seine Funktionsstellung I, die dem Einfahren der Kolbenstange 43 des Kolbens 44 des Schubzylinders
 115 26 in Richtung des Pfeils 46 zugeordnet ist. Wird lediglich die andere (b)-Steuerwicklung 39 bestromt, so gelangt das
 120 Steuerventil 34 unter maximaler Auslenkung seines Ventilkolbens 34' gegen die Rückstellkraft der anderen, "linken"
 125 Ventiltfeder 41 aus seiner Grundstellung 0 in die Funktionsstellung II, die der Ausfahrbewegung des Kolbens 44 des
 130 Schubzylinders 26 in Richtung des Pfeils 47 zugeordnet ist.

[0031] Dasselbe gilt sinngemäß für die Zuordnung der Funktionsstellung I und II des Steuerventils 33 zu den in
 135 alternativen Richtungen erfolgenden Stellbewegungen des Kolbens des Neigungs-Stellzylinders 19 und ebenfalls sinn-
 140 gemäß für die Zuordnung der Funktionsstellungen I und II des Steuerventils 36 des Drehantriebes 28 zu den alternativen
 145 Drehrichtungen des Drehtisches 27 entsprechenden alternativen Bewegungsrichtungen der Kolben 44₁ und 44₂ der
 150 beiden einfach-wirkenden Hydrozylinder 28₁ und 28₂ des hydraulischen Drehantriebes 28.

[0032] Das Steuerventil 34 ist als ein sogenanntes impulsbreitenmoduliertes Proportionalventil ausgebildet, bei dem
 155 sowohl die Richtung als auch der Betrag einer Auslenkung des Ventilkörpers 34' im Sinne eines Übergangs in die
 160 Funktionsstellung I oder die Funktionsstellung II durch das Verhältnis T_1/T_2 von Erregungszeitspannen T_1 und T_2
 165 bestimmt ist, innerhalb derer jeweils nur eine der beiden Steuerwicklungen 38 bzw. 39 bestromt ist, wobei die Summe
 170 $T_1 + T_2$ der Periodendauer T einer fortlaufenden periodischen Erregung beider Steuerwicklungen 38 und 39 entspricht,
 175 deren Impulsfolgefrequenz f_m durch die Beziehung $f_m = 1/T$ gegeben ist.

[0033] Durch eine hinreichend hohe Modulationsfrequenz f_m von z.B. 500 Hz, mit der die Steuerwicklungen 38 und
 180 39 des Doppelhub-Magnetsystems 37 alternierend mit Stromimpulsen gleicher Stromstärke jedoch unterschiedlicher

Impulsdauern T_1 und T_2 innerhalb der Periodendauer T der Stromimpulse angesteuert werden, wird unter Ausnutzung der mechanischen Trägheit des Ankers des Doppelhub-Magnetsystems 37 und des mit diesem bewegungsgekoppelten Ventilkolbens 34' erreicht, daß die im Takt der Modulationsfrequenz f_m erfolgenden Hin- und Herbewegungen des Ankers und des Ventilkolbens lediglich Amplituden haben, die klein gegenüber den Auslenkungen des Ventilkolbens 34' aus seiner Grundstellung 0 sind, so daß die effektive Auslenkung aus der Grundstellung 0 jeweils durch das Verhältnis der Zeitspannen T_1 und T_2 bestimmt ist.

[0034] Die Einstellung der Modulationszeitspannen T_1 und T_2 erfolgt durch summierende Verarbeitung von Taktimpulsen konstanter, kurzer Dauer, wobei die Impulsfolgefrequenz f_i dieser Taktimpulse 50 bis 100 und höher ist als die Impulsbreiten-Modulationsfrequenz f_m , die der Beziehung $f_m = 1/(T_1 + T_2)$ genügt.

[0035] Bei dieser Art der elektrischen Ventilansteuerung entspricht einem Anfahren der Grundstellung 0 des Ventils 34 die Annäherung des jeweiligen Impulsdauer-Verhältnisses T_1/T_2 an den Wert 1; ein Übergang in die Funktionsstellung I und innerhalb dieser die Nutzung zunehmender Strömungsquerschnitte der freigegebenen Strömungspfade erfolgt durch Einstreuung von Werten des Erregungs-Zeitverhältnisses T_1/T_2 , die größer als 1 sind und zunehmend größer werden, während ein Übergang in die Funktionsstellung II und innerhalb dieser die Nutzung zunehmender Strömungsquerschnitte durch Einstreuung von Werten des Verhältnisses T_1/T_2 erfolgt, die kleiner als 1 sind und weiter abnehmen. Hierbei ist es zweckmäßig, wenn das Verhältnis T_1/T_2 zwischen Extremalwerten von 100/1 und 1/100 variierbar ist und der gesamte Aussteuerbereich in etwa 100 inkrementale Schritte unterteilt ist, so daß eine hinreichend fein abgestufte Einstellung der Ventilkolben-Auslenkungen erreicht wird.

[0036] Das Steuerventil 34 ist hinsichtlich der erzielbaren hydraulischen Leitungsverbindungen ein 5/3-Wege-Ventil, das versorgungsseitig einen Druck (P)-Versorgungsanschluß 48 hat, der über eine Druckversorgungsleitung 49 an den Druckausgang 51 des insgesamt mit 52 bezeichneten Druckversorgungsaggregats angeschlossen ist, des weiteren einen Rücklauf (T)-Anschluß 53, der über eine Rücklaufleitung 54 an den Vorratsbehälter 56 des Druckversorgungsaggregats 52 angeschlossen ist, sowie einen Last(x)-Sensierungs-Anschluß 57, der mit einem dem angeschlossenen Verbraucher 26 zugeordneten Zulauf-Anschluß 58 eines Wechselventils 59 verbunden ist, das, je nachdem, ob der am Last-Sensierungs-Anschluß 57 herrschende Druck niedriger oder höher ist als der am anderen Zulaufanschluß 61 des Wechselventils 59 anstehende Druck den Last-Sensierungs-Anschluß 57 des Steuerventils 34 gegen den Ausgang 62 des Wechselventils absperrt oder mit dem Ausgang 62 des Wechselventils 59 verbindet.

[0037] Verbraucherseitig hat das Steuerventil 34 einen A-Verbraucheranschluß 63, der mit dem bodenseitigen Antriebsdruckraum 21 des als Verbraucher angeschlossenen Schubzylinders 26 verbunden ist, sowie einen B-Verbraucheranschluß 64, der mit dem stangenseitigen Antriebsdruckraum 22 des Schubzylinders 26 verbunden ist.

[0038] In der Grundstellung 0 des Steuerventils 34 sind die Verbraucheranschlüsse 63 und 64 gegeneinander sowie gegen die Versorgungsanschlüsse 48 und 53 abgesperrt, jedoch ist der T-Rücklaufanschluß 53 "intern" mit dem Last (x)-Sensierungsanschluß 57 verbunden. In der dem Rückzugsbetrieb des Kolbens 44 des Schubzylinders 26 zugeordneten Funktionsstellung I ist der Druckversorgungsanschluß 48 des Ventils 34 mit dessen B-Verbraucheranschluß 64 verbunden sowie intern mit dem Last-Sensierungsanschluß 57, der nunmehr gegen den Rücklauf-Anschluß 53 abgesperrt ist, der seinerseits mit dem A-Verbraucheranschluß 63 verbunden ist. In dieser Funktionsstellung I strömt Druckmedium von der Druckversorgungsleitung 49 über ein zwischen diese und den P-Versorgungsanschluß 48 des Ventils 34 geschaltetes Rückschlagventil 66, das in dieser Funktionsstellung in seine Offen-Stellung gelangt, zum stangenseitigen Antriebsdruckraum 22 des Schub-Hydrozylinders 26, während aus dessen bodenseitigem Antriebsdruckraum 21 Druckmedium über das Steuerventil 34 zum Vorratsbehälter 56 des Druckversorgungsaggregats 52 abströmt.

[0039] In der dem Vorschubbetrieb des Schubzylinders 26 zugeordneten Funktionsstellung II des Steuerventils 34 ist dessen Druck(P)-Versorgungsanschluß 48 mit dem A-Verbraucheranschluß 63 sowie mit dem Last-Sensierungsanschluß 57 des Steuerventils 34 verbunden und gegen den T-Rücklaufanschluß 53 abgesperrt, der nunmehr mit dem B-Verbraucheranschluß 64 verbunden ist, über den Druckmedium aus dem stangenseitigen Druckraum 22 des Druckzylinders abströmen kann, während dem bodenseitigen Antriebsdruckraum 21 unter hohem Druck stehendes Druckmedium zuströmt.

[0040] Die Art der Einstreuung von Drehbewegungen des Drehtisches 27 mittels des dem Drehantrieb 28 zugeordneten Steuerventils 36 ist dieselbe wie anhand des Schubantriebes 26 erläutert, wobei beim dargestellten Erläuterungsbeispiel der Last(x)-Sensierungsanschluß 57 des Drehantriebs-Steuerventils 36 mit dem zweiten Zulaufanschluß 61 des dem Schubzylinder 26 zugeordneten Wechselventils 59 verbunden ist.

[0041] Für den Fall, daß sowohl der Drehantrieb 28 als auch der Schubzylinder 26 aktiviert sind, vermittelt das Wechselventil 59 einen Vergleich der Antriebsdrücke im jeweils druckbeaufschlagten Antriebsdruckraum 21 oder 22 bzw. 29₁ oder 29₂ des Schubzylinders 26 bzw. der Drehantriebs-Hydrozylinder 28₁ bzw. 28₂ und somit einen Lastvergleich, wobei am Ausgang 62 des Wechselventils 59 jeweils der höhere dieser beiden Betriebsdrücke ansteht.

[0042] Der Ausgang 62 dieses "Vergleichs"-Wechselventils 59 ist mit dem einen Zuflußanschluß 67 eines weiteren "Vergleichs"-Wechselventils 68 verbunden, das dem Neigungs-Stellzylinder 19 zugeordnet ist, wobei der zweite Zufluß-Anschluß 69 dieses Wechselventils 68 mit dem Last-Sensierungsanschluß 57 des Neigungs-Steuerventils 33

verbunden ist.

[0043] Im Unterschied zu den Steuerventilen 34 und 36 für den Schubzylinder 26 und den Drehantrieb 28 ist der Druck (P)-Versorgungsanschluß 48 des Neigungs-Steuerventils 33 direkt mit der Druckversorgungsleitung 49 verbunden, die an den Druckausgang des Druckversorgungsaggregats 52 angeschlossen ist; jedoch ist zwischen den A-Verbraucheranschluß 63 des Neigungs-Steuerventils 33 und den stangenseitigen Antriebsdruckraum 22 des Neigungs-Stellzylinders 19 sowie zwischen den B-Verbraucheranschluß 64 und den bodenseitigen Antriebsdruckraum 21 des Neigungs-Stellzylinders 19 je ein Rückschlagventil 70₁ bzw. 70₂ geschaltet, das bei höherem Druck im jeweiligen Antriebsdruckraum 22 oder 21 als am zugeordneten Verbraucheranschluß 63 bzw. 64 sperrend ist, so daß eine eingestellte Mast-Neigung auch bei einer Stillsetzung des Neigungs-Stellzylinders 19 zuverlässig erhalten bleibt und sich unter der Eigenlast des Mastes nicht ändern kann. Durch die zu den beiden Rückschlagventilen 70₁ und 70₂ je einzeln parallel geschalteten Vorspann-Ventile 23 und 24 sind Mindest-Druckwerte bestimmt und einstellbar vorgebbar, die bei einer Änderung der Mast-Neigung in jeweils demjenigen der Antriebsdruckräume 21 und 22 des Neigungs-Stellzylinders 19 aufrechterhalten bleiben, aus dem zur Positionsveränderung Druckmedium abströmen muß.

[0044] Auch das dem einfach-wirkenden Hub-Antriebszylinder 11 zugeordnete Hub-Steuerventil 14 ist, in funktionseller Analogie zu den den weiteren Verbrauchern 19,26 und 28 der Hydraulikinstallation 10 zugeordneten Steuerventilen 33, 34, und 36, als 5/3-Wege-Proportionalventil ausgebildet.

[0045] Das Hub-Steuerventil 14 hat, ebenso wie die für die weiteren Verbraucher 19,26 und 28 vorgesehenen Steuerventile 33,34 und 36, versorgungsseitig einen Druck(P)- Versorgungsanschluß 48, der mit der Druckversorgungsleitung 49 direkt kommunizierend verbunden ist, einen Rücklauf(T)-Anschluß 53, der direkt kommunizierend mit der Rücklaufleitung 54 verbunden ist, sowie einen Last(x)-Sensierungsanschluß 57, der mit dem einen Zulaufanschluß 71 eines funktionell den Wechselventilen 59 und 68 entsprechenden weiteren Wechselventils 72 verbunden ist, und, verbraucherseitig, einen B-Verbraucheranschluß 64, der direkt-kommunizierend mit dem Antriebsdruckraum 12 des Hub-Antriebszylinders 11 verbunden ist, sowie einen A-Verbraucheranschluß 63, der an den Antriebsdruckraum 12 des Hub-Antriebszylinders 11 über ein Rückschlagventil 73 angeschlossen ist, das durch relativ höheren Druck am A-Verbraucheranschluß 63 des Steuerventils 14 als an dessen B-Verbraucheranschluß 64 seine Durchfluß-Stellung einnimmt und ansonsten sperrend ist.

[0046] In der Grundstellung 0 des Hub-Steuerventils 14 sind dessen A- und B-Verbraucheranschlüsse 63 und 64 sowie dessen Druck(P)- und Rücklauf(T)-Anschlüsse 48 und 53 gegeneinander abgesperrt, jedoch der Rücklauf(T)-Anschluß 53 und der Last(x)-Sensierungsanschluß 57 "intern" miteinander verbunden.

[0047] In der Funktionsstellung I des Hub-Steuerventils 14, die der Aufwärtsbewegung der Hebebühne des Gabelstaplers zugeordnet ist, sind der Druck(P)-Versorgungsanschluß 48, der A-Verbraucheranschluß 63 und der Last(x)-Sensierungsanschluß 57 des Hub-Steuerventils 14 kommunizierend miteinander verbunden, jedoch gegen dessen Rücklauf(T)-Anschluß 53 und dessen B-Verbraucheranschluß 64 abgesperrt.

[0048] In der dem Absenkungsbetrieb des Hub-Antriebszylinders 11 zugeordneten Funktionsstellung II des Hub-Steuerventils 14 sind der B-Verbraucheranschluß 64, der Rücklauf(T)-Anschluß 53 und der Last(x)-Sensierungsanschluß 57 des Hub-Steuerventils 14 kommunizierend miteinander verbunden, jedoch gegen dessen A-Verbraucheranschluß 63 und dessen Druck(P)-Versorgungsanschluß 48 abgesperrt, die in dieser Funktionsstellung II ihrerseits gegeneinander abgesperrt sind.

[0049] Der zweite Zulaufanschluß 74 des mit dem Last-Sensierungsanschluß 57 des Hub-Steuerventils 14 einseitig verbundenen Wechselventils 52 ist mit dem Ausgang 76 des dem Neigungs-Steuerventil 33 zugeordneten Wechselventils 68 verbunden.

[0050] Der Ausgang 77 des dem Hub-Steuerventil 14 zugeordneten Wechselventils 72 ist mit dem Last-Druckanschluß 78 einer Zwei-Wege-Druckwaage 79 verbunden, deren Referenz-Druckanschluß 81 an den Druckausgang 51 des Druckversorgungsaggregats 52 angeschlossen ist, von dem die Druckversorgungsleitung 49 ausgeht, an die die Druck(P)-Versorgungsanschlüsse 48 der einzelnen Steuerventile 14,33,34 und 36, teils über die Rückschlagventile 66, angeschlossen sind.

[0051] Zwischen den Last-Druckanschluß 78 der Druckwaage 79 und den Rücklauf(T)-Anschluß 82, von dem die Rücklaufleitung 54 ausgeht, die mit den jeweiligen Rücklauf-Anschlüssen 53 der Steuerventile 14,33,34 und 36 verbunden ist, ist ein Druckbegrenzungsventil 83 geschaltet, das den Betriebsdruck mit dem die einzelnen Antriebe 11,19,26 und/oder 28 beaufschlagbar sind, auf einen vorgebbar einstellbaren Maximalwert $P_{\max}$ von 100 bar begrenzt.

[0052] Der durch das 2/2-Wege-Ventilsymbol repräsentierte Kolben 84 der Druckwaage 79 bildet mit seinen einander gegenüberliegenden schematisch angedeuteten Stirnflächen 86 und 87 gleicher effektiver Fläche die druckdicht axial beweglichen Begrenzungen einer Betriebsdruckkammer 88, in die über den Last-Druckanschluß 78 der jeweilige Betriebsdruck eingekoppelt ist, der sich bei Aktivierung eines der Antriebe durch Betätigung seines Steuerventils einstellt, sowie einer Referenzdruckkammer 89, in die über den Referenz-Druckanschluß 81 der Ausgangsdruck der Hydraulikpumpe 91 des Druckversorgungsaggregats 52 eingekoppelt ist, die mittels eines elektrischen Antriebsmotors 92 angetrieben ist und im Betrieb mit im wesentlichen konstanter Fördermenge arbeitet.

[0053] Durch eine innerhalb der Lastdruckkammer 88 angeordnete, vorgespannte Waagenfeder 93, deren Vorspan-

nung einem Druck von z.B. 3 bar äquivalent ist, wird der Kolben 84 der Druckwaage 79 in deren Sperrstellung gedrängt. Für den Fall, daß keiner der Antriebe 11, 19, 26 und 28 aktiviert ist und somit die Last-Druckkammer 88 drucklos ist, gelangt die Druckwaage durch die Wirkung des in die Referenzdruckkammer 89 eingekoppelten Ausgangsdruckes der Pumpe 91 in ihre Durchflußstellung I und arbeitet somit im Umlaufbetrieb, in dem Hydraulikmedium von der Pumpe 91 über die Druckwaage 79 in den Vorratsbehälter 56 zurückgeführt wird, wobei sich - wegen der Wirkung der Waagenfeder - über der Druckwaage ein Druckabfall von 3 bar ergibt.

[0054] Zur Einstell-Betätigung des Hub-Steuerventils 14, zu dessen baulicher und funktioneller Erläuterung nunmehr auch auf die Fig. 2 Bezug genommen sei, ist ein spielfreier, nichtselbsthemmender, insgesamt mit 94 bezeichneter Spindeltrieb vorgesehen, der eine mittels eines impulsgesteuerten Elektromotors 96, z.B. eines Schrittmotors rotatorisch antreibbare Gewindespindel 97 und eine mit dieser in kämmendem Eingriff stehende Spindelmutter 98 umfaßt, die fest mit dem Ventilkolben 14' des Hub-Steuerventils 14 verbunden ist, der mittels eines gehäusefesten, radialen Stiftes 95, der in eine Längsnut 99 des Kolbens hineinragt, gegen Verdrehen innerhalb einer Gehäusebohrung 101 gesichert ist und in dieser gleichwohl leichtgängig axial hin- und herverschiebbar geführt ist.

[0055] Die insoweit erläuterte elektromotorische Betätigungseinrichtung 94, 96 des Hub-Steuerventils 14 ermöglicht eine sehr fein "digital" abgestufte Einstellung der Auslenkungen des Kolbens 14' des Hub-Steuerventils 14 gegenüber der dem Stillstand der Hebebühne zugeordneten Mittelstellung als Grundstellung 0, zu deren Erfassung ein elektronischer 102 oder elektromechanischer Referenzsignalgeber vorgesehen ist, der ein für die - federzentrierte - Mittelposition des Kolbens 14' charakteristisches elektrisches Referenzsignal an eine zur Ansteuerung des Schrittmotors 96 vorgesehene elektronische Steuereinheit 103 abgibt, anhand dessen die elektronische Steuereinheit 103 selbsttätig erkennt, wann sich der Kolben 14' in der Grundstellung 0 befindet oder diese durchläuft.

[0056] Zur Erläuterung der elektronischen Steuereinheit 103 wird es als hinreichend angesehen, diese anhand ihrer Funktionen zu beschreiben, bei deren Kenntnis ein Fachmann der elektronischen Schaltungs- und Regelungstechnik ohne weiteres in der Lage ist, die elektronische Steuereinheit 103 und deren Peripherie mit den nunmehr zu erläutern den Funktionen zu realisieren.

[0057] Der elektronischen Steuereinheit 103 sind als Informations-Eingaben elektrische Ausgangssignale einer Sollwert-Vorgabeeinheit 104₁ zugeleitet, durch deren Betätigung, z.B. mittels eines vor- und zurückschwenkbaren Handhebels 106 der Gabelstapler-Fahrer dem Fahrerwunsch entsprechende Sollwert-Signale hinsichtlich der Betriebsart - Heben oder Senken des Hubantriebszylinders 11 sowie hinsichtlich der Geschwindigkeit, mit der der Hebe- oder Absenkbetrieb erfolgen soll, vorgeben kann.

[0058] Zur Einsteuerung von Anstell-Winkeln, Vorschub-Kräften und/oder Orientierungs-Winkeln sind dem Neigungsstellantrieb 19, dem Schubantrieb 26 und dem Drehantrieb 28 einzeln zugeordnete Sollwert-Vorgabeeinheiten 104₂, 104₃ und 104₄ vorgesehen, die, analog zu der für die Steuerung des Hebe- und Absenkungsbetriebs der Hebebühne vorgesehenen Sollwert-Vorgabeeinheit 104₁, mittels je eines eigenen Handhebels 106 oder eines Drehknopfes 106' betätigbar sind, wobei die Sollwert-Ausgangssignale der einzelnen Sollwert-Vorgabeeinheiten 104₁ bis 104₄ der elektronischen Steuereinheit 103 an separaten Sollwert-Eingängen 109₁ bis 109₄ zugeleitet sind.

[0059] Als weitere Informationseeingabe ist der elektronischen Steuereinheit 103 das elektrische Ausgangssignal eines elektronischen oder elektromechanischen Drucksensors 107 zugeleitet, das ein direktes Maß für den im Antriebsdruckraum 12 des Hub-Antriebszylinders 11 herrschenden Betriebsdruck und damit auch ein Maß für die Last ist, die mittels der Hebebühne des Gabelstaplers angehoben oder abgesenkt werden soll.

[0060] Aus einer Verarbeitung dieser Informations-Eingaben-, z.B. durch Vergleich mit fest gespeicherten Daten-Paarungen oder -kombinationen ermittelt die elektronische Steuereinheit 103 für die Steuerung des Hebe- und Absenkungsbetriebs des Hub-Antriebszylinders 11 denjenigen Auslenkungshub des Kolbens 14' des Hub-Steuerventils 14, der erforderlich ist, um bei vorgegebenem Betrag der Last, die anhand des Ausgangssignals des Drucksensors 107 erfaßt wird, die gewünschte Hebe- oder Senk-Geschwindigkeit einzustellen und generiert die für diesen Auslenkungshub erforderliche Anzahl von Ansteuerimpulsen für den Schrittmotor 96, der pro Ansteuerimpuls eine Drehung um einen inkrementalen Winkelbetrag ausführt, dem, bedingt durch die Auslegung des Spindeltriebes 94 ein inkrementaler axialer Verschiebeweg des Kolbens 14' des Hub-Steuerventils 14 entspricht, so daß durch die Anzahl der von der elektronischen Steuereinheit 103 abgegebenen Ansteuerimpulse - digital - der Auslenkungs-Hub des Kolbens 14' genau vorgegeben ist, um den der Kolben 14' relativ zur Grundstellung 0 im Sinne der Einnahme der Funktionsstellung I oder II des Steuerventils 14 verschoben werden muß.

[0061] Diese Funktion der elektronischen Steuereinheit 103 ist insbesondere für den Absenkungsbetrieb der Hebebühne von Bedeutung, in dem lediglich die am Kolben 13 des Hub-Antriebszylinders 11 abgestützte Last zur Entfaltung des den Rückstrom des Hydrauliköls zum Vorratsbehälter 56 vermittelnden Druckes wirksam ist, so daß es, um eine bestimmte Absenk-Geschwindigkeit zu erzielen, bei vergleichsweise geringer Last erforderlich ist, einen größeren Strömungsquerschnitt des im Absenkungs-Betrieb wirksamen Strömungspfad 108 des Steuerventils 14 einzusteuern als bei vergleichsweise höherer Last, unter der sich im Antriebsdruckraum 12 ein höherer Druck ergibt, der schon bei geringerem Strömungsquerschnitt des im Absenkungsbetrieb genutzten Strömungspfad 108 des Steuerventils (und entsprechend stärkerer Drosselwirkung desselben) ausreicht, um eine mittels der Sollwert-Vorgabeeinheit 104₁ vor-

gewählte Senk- Geschwindigkeit zu erreichen.

[0062] Anhand des last-charakteristischen Ausgangssingals des Drucksensors 107 ist auch ein lastgerechter Beschleunigungs-, Fahr- und Bremsbetrieb eines nicht dargestellten elektrischen Fahr-Motors des Gabelstaplers möglich, insbesondere derart, daß bei hoher Last vergleichsweise niedrigere Beschleunigungswerte einsteuerbar sind als bei vergleichsweise geringer Last und/oder bei hoher Last auch die maximale Fahrgeschwindigkeit reduziert wird.

[0063] Die elektronische Steuereinheit 103 generiert auch die für die Betriebs-Steuerung des Neigungs-Steuerventils 33, des Schub-Steuerventils 34 und des Dreh-Steuerventils 36 erforderlichen, relativ hochfrequenten Ansteuer-Impulsfolgen für deren Doppelhub-Magnetsysteme 37, sowie Ansteuersignale für den batteriegespeisten Antriebsmotor 92 der Hochdruckpumpe 91 des Druckversorgungsaggregats 52, durch die dessen Förderleistung bedarfsgerecht steuerbar ist. Eine solche Steuerung erfolgt zweckmäßigerweise derart, daß die über je eines der Steuerventile 14,33,42 und/oder 36 gesteuerten hydraulischen Antriebskreise, die durch die jeweiligen Antriebszylinder 11,19,26 und 28₁ sowie 28₂ repräsentiert sind, dynamisch stabil arbeiten können, jedoch der Hydrauliköl-Strom, der im Regelungsbetrieb der Druckwaage 79 über diese zum Vorratsbehälter 56 abströmt, auf einem möglichst niedrigen Wert zu halten, um die durch diesen Umlauf-Ölstrom bedingte Verlustleistung möglichst gering zu halten. Eine solche Art der Drehzahl- bzw. Leistungs-Regelung des elektrischen Antriebsmotors 92 ist bei dem zur Erläuterung gewählten Ausführungsbeispiel zumindest für den Hebeund Absenkungsbetrieb des Hub-Antriebszylinders 11 möglich, bei dem der im Antriebsdruckraum 12 herrschende Betriebsdruck mittels des Drucksensors 107 überwacht wird.

[0064] Zur Erläuterung baulicher Einzelheiten des Hub-Steuerventils 14, das hinsichtlich seiner prinzipiellen Funktion schon anhand der Fig. 1 erläutert worden ist, sei nunmehr wieder auf die Fig. 2 Bezug genommen, die den dem Hubantrieb 11 zugeordneten Teil eines insgesamt mit 110 bezeichneten Steuerblocks zeigt, in den das Hub-Steuerventil 14 und die Druckwaage 79 integriert sind, sowie auch das Rückschlagventil 73, das zwischen den A-Verbraucheranschluß 63 des Hub-Steuerventils 14 und den Antriebsdruckraum 12 des Hub-Antriebszylinders 11 geschaltet ist, sowie das dem Hub-Steuerventil 14 zugeordnete Wechselventil 72 und auch das Wechselventil 68, das zur Betriebsdruck-Sensierung an dem in der Fig. 2 nicht mehr dargestellten Neigungs-Steuerventil 33 vorgesehen ist. Auch dieses Steuerventil 33 und die weiteren Steuerventile 34 und 36 können in einer zu der für das Hubsteuerventil 14 dargestellten, analogen Weise in den Steuerblock 110 integriert sein.

[0065] Die Anordnung des Hubsteuerventils 14 und der Druckwaage 79 sowie des Rückschlagventils 73 ist so getroffen, daß ihre zentralen Längsachsen 111 und 112 bzw. 113, entlang derer ihre Kolben axial hin- und herverschiebbar sind, sowie auch die zentralen Längsachsen 114 und 116 des P-Versorgungsanschlusses 48 bzw. des T- Rücklaufanschlusses 59 in der durch die Zeichenebene markierten Längsmittlebene des Steuerblocks 110 verlaufen.

[0066] Zwischen einem blockförmig dargestellten Gehäuseteil 117, das an derselben Seite des Steuerblocks 110 angeordnet ist wie die Versorgungs-Anschlußstutzen 48 und 53 und die gehäusefeste Begrenzung einer nach außen druckdicht abgeschlossenen ringförmigen B-Verbraucheranschlußkammer 118 bildet, die über den B-Verbraucheranschluß 64 des Hub-Steuerventils 14 mit dem Antriebsdruckraum 12 des Hub-Antriebszylinders 11 in kommunizierender Verbindung steht, und einem diesem blockförmigen Gehäuseteil 117 gegenüberliegend angeordneten, ebenfalls blockförmig dargestellten Gehäuseteil 119, das die gehäusefeste Begrenzung einer drucklos gehaltenen Tank-Anschlußkammer 121 bildet, die mit dem T- Rücklaufanschluß 53 in ständig-kommunizierender Verbindung gehalten ist und den Spindeltrieb 94 aufnimmt, mittels dessen der Kolben 14' des Hubsteuerventils 14 axial hin- und herverschiebbar ist, hat der Steuerblock 110 einen mehrschichtigen Aufbau aus hart miteinander verlöteten Segment-Blechen 122₁ bis 122₁₄, die in der Reihenfolge ihrer Indizes übereinander bzw. nebeneinander mit zur Ebene der zentralen Längsachsen 111 bis 114 und 116 rechtwinkligem Verlauf ihrer miteinander verlöteten Begrenzungsflächen zwischen den blockförmigen Gehäuseteilen 117 und 119 angeordnet sind.

[0067] Die Segmentbleche 122₁ bis 122₁₄ sind mit ausgestanzten und/oder z.B. in einem Laser-Schneidverfahren ausgeschnittenen Ausnehmungen versehen, durch deren Konturenverlauf und ggf. koaxiale Anordnung zueinander Querschnittsformen und lichte Ausdehnungen von Quer- und Längskanälen innerhalb des Steuerblocks 110 vorgegeben sind.

[0068] Entsprechend den Aufsichts-Darstellungen der Segmentbleche 122₁ bis 122₁₄ gemäß den Fig. 3a bis 3m sind die Segmentbleche 122₁ bis 122₈ mit kreisrunden Löchern 123₁ bis 123₈ gleichen Durchmessers versehen, die in miteinander fluchtender Anordnung einen Querkanal 123 bilden, in den die Anschlußbuchse 48' des Druck(P)-Versorgungsanschlusses 48 eingelötet ist.

[0069] Dieser Querkanal 123 mündet in einen Längsschlitz 124 des neunten Segmentbleches 122₉, der zusammen mit den Segmentblechen 122₈ und 122₁₀ die Druck-Versorgungsleitung 49 (Fig. 1) bildet, die an die Druck(P)-Versorgungsanschlüsse 48 der einzelnen Steuerventile 14,33,34 und 36 angeschlossen ist.

[0070] Das achte Segmentblech 122₈ und das zehnte Segmentblech 122₁₀, zwischen denen die Druck(P)-Versorgungsleitung 49 verläuft, sowie das zwölfte Segmentblech 122₁₂ und das 14.

[0071] Segmentblech 122₁₄ sind in koaxialer Anordnung bezüglich der zentralen Längsachse 111 des Hub-Steuerventils 14 mit kreisrunden, miteinander fluchtenden, durch Nachbearbeitung geglätteten Ausnehmungen 126₈, 126₁₀, 126₁₂ und 126₁₄ versehen, die Gleitsitze für radiale Flansche 127,128 und 129 des mittels des Schrittmotors 96 axial

verschiebbar antreibbaren Ventilkolbens 14' bilden, mittels derer der Kolben druckdicht und axial leichtgängig verschiebbar in dem insoweit das Ventilgehäuse bildenden Teil des Steuerblocks 110 gelagert ist.

[0072] Die Segmentbleche 122₁ bis 122₅ sind - in coaxialer Anordnung bezüglich der zentralen Längsachse 116 des T-Rücklaufanschlusses 53 mit weiteren kreisrunden, miteinander fluchtenden Ausnehmungen 131₁ bis 131₅ versehen, die einen Querkanal 131 bilden, in den der Anschlußstutzen 53' des T-Rücklaufanschlusses eingelötet ist. Dieser Querkanal 131 mündet in die beim dargestellten Ausführungsbeispiel zwischen dem fünften Segmentblech 122₅ und dem achten Segmentblech 122₈ verlaufende Rücklaufleitung 54, die sich einerseits bis zum Rücklauf-Anschlußbereich des Hub-Steuerventils 14 erstreckt und unter einseitiger Umgehung des Querkansals 123 weiter in denjenigen - nicht dargestellten - Bereich des Steuerblocks 110 fortsetzt, in dem sich die Rücklaufanschlüsse 53 der weiteren Steuer-ventile 33, 34 und 36 befinden. Die Form der Ausnehmungen 132₆ und 132₇ der Segmentbleche 122₆ und 122₇, die zwischen den Segmentblechen 122₅ und 122₈ die Form des sich vom Querkanal 131 bis in den Bereich des Hubsteuerventils 14 erstreckenden Teils der Rücklaufleitung 54 bestimmen, ist so gewählt, daß mit der zentralen Längsachse 111 des Hub-Steuerventils konzentrisch gekrümmte Randbereiche 133₆ und 133₇ der Rücklaufleitungs-Ausnehmungen 132₆ und 132₇ der beiden Segmentbleche 122₆ bzw. 122₇ in signifikantem radialem Abstand von Rand der Gleitsitzöffnung 126₈ des Segmentbleches 122₈ verlaufen, in der der Kolbenflansch 127 dicht gleitend verschiebbar ist, der an der dem Antriebsmotor 96 abgewandten Seite des Ventilkolbens 14' angeordnet ist, und daß auch die kreisrunden Mündungsgränder 134₅ und 134₈ (Fig. 2), über die miteinander fluchtende Querkänäle 136 und 137 des Steuerblocks 110 an den durch die Ausnehmungen 132₆ und 132₇ der Segmentbleche 122₆ und 122₇ berandeten Abschnitt der Rücklaufleitung 54 anschließen, vollständig innerhalb der lichten Abmessungen dieses Rücklauf-Leitungsabschnitts verlaufen. Hierbei ist der eine Querkanal 136 durch miteinander fluchtende kreisrunde Öffnungen 136₂, 136₃, 136₄ und 136₅ der Segmentbleche 122₂ bis 122₅ gebildet und außenseitig durch einen Stopfen 138 druckdicht abgeschlossen, der in einer mit der gemeinsamen zentralen Längsachse 112 der Segmentblech-Öffnungen 136₂ bis 136₅ coaxialen Ausnehmung 136₁ etwas größeren Durchmessers des Segmentbleches 122₁ fixiert ist.

[0073] Der andere Querkanal 137 ist durch miteinander fluchtende kreisrunde Öffnungen 137₈ und 137₁₀ bis 137₁₄ der Segmentbleche 122₈ sowie 122₁₀ bis 122₁₄ gebildet und an seiner Außenseite durch ein weiteres, blockförmig dargestelltes, seitliches Gehäuse-Abschlußteil 139 nach außen druckdicht verschlossen.

[0074] Die Segmentbleche 122₁ und 122₃ bis 122₁₀ sind mit kreisrunden Ausnehmungen 141₁ und 141₃ bis 141₁₀ versehen, die coaxial bezüglich der zentralen Längsachse 113 des Rückschlagventils 73 angeordnet sind, das zwischen den A-Verbraucheranschluß 63 des Hub-Steuerventils 14 und den Antriebsdruckraum 12 des Hub-Antriebszylinders 11 geschaltet ist.

[0075] Das zwischen den Segmentblechen 122₁ und 122₃ angeordnete zweite Segmentblech 122₂ hat eine Ausnehmung 141₂, die einen mit der zentralen Achse 113 des Rückschlagventils 73 coaxial gekrümmten Randbereich 142 und einen mit der zentralen Längsachse 111 des Hub-Steuerventils 14 coaxial gekrümmten Randbereich 143 hat, wobei der Radius der mit der zentralen Achse 113 des Rückschlagventils 73 coaxialen Krümmung etwas größer ist als derjenige der benachbarten kreisrunden Ausnehmungen 141₁ und 141₃ der Segmentbleche 122₁ und 122₃ und der Radius des mit der zentralen Längsachse 111 des Hub-Steuerventils 14 coaxial gekrümmten Randbereiches 143 dieser Ausnehmung 141₂ deutlich größer ist als derjenige des anderen gekrümmten Randbereiches 142 und auch etwas größer als die Radien mit der zentralen Längsachse 111 des Hub-Steuerventils 14 coaxial angeordneter Ausnehmungen 144₁, 144₃ sowie 144₄ und 144₄₅ im wesentlichen gleichen Durchmessers der Segmentbleche 122₁, 122₃ sowie 122₄ und 122₅, die ihrerseits einen zu dem Gehäuseteil 117 hin offenen Querkanal 144 beranden, in den das Gehäuseteil mit einem hülsenförmigen Fortsatz 146 hineinragt, wobei der Durchmesser der kreisrunden Ausnehmung 144₄ des Segmentbleches 122₄ zur Aufnahme einer Ringdichtung 147 etwas größer ist als die Durchmesser der miteinander fluchtenden "großen" kreisrunden Ausnehmungen 144₁, 144₃ und 144₅ der Segmentbleche 122₁, 122₃ und 122₅, die hinsichtlich ihres Ausnehmungsbildes identisch sind.

[0076] Die gekrümmten Randbereiche 142 und 143 der mit den Ausnehmungen 141₁ und 141₃ sowie den Ausnehmungen 144₁ und 144₃ der Segmentbleche 122₁ und 122₃ überlappenden Ausnehmung 141₂ des dazwischen angeordneten Segmentbleches 122₂ schließen jeweils mit glatter Krümmung and geradlinig verlaufende Randbereiche 148 der Ausnehmung 141₂ an.

[0077] Der durch die Ausnehmung 141₂ des Segmentbleches 122₂ freigehaltene Gehäusekanal, der sich zwischen der B- Verbraucheranschlußkammer 118 des Hub-Steuerventils 11 und dem mit der zentralen Längsachse 113 des Rückschlagventils 73 coaxialen Anschlußkanal erstreckt, bildet gleichsam den B-Verbraucheranschluß 64 des Hub-Steuerventils 14.

[0078] Der mit der zentralen Längsachse 113 des Rückschlagventils 73 coaxiale, insgesamt mit 141 bezeichnete Querkanal hat im mittleren Bereich des Steuerblocks 110 eine den Ventilsatz 149 für den kegelstumpfförmig dargestellten Ventilkörper 151 des Rückschlagventils 73 bildende konische Verjüngung, mit der er an den A-Verbraucher-Anschlußkanal 63 anschließt, der durch die miteinander fluchtenden Ausnehmungen 141₇ bis 141₁₀ der Segmentbleche 122₇ bis 122₁₀ gebildet ist.

[0079] Der A-Verbraucheranschlußkanal 63 mündet innerhalb einer "flach"-elliptisch berandeten Ausnehmung 126₁₁

des elften Segmentbleches 122₁₁, die, je nachdem, in welcher Funktionsstellung sich der Kolben 14' des Hub-Steuerventils befindet, entweder über einen in dem Ventil geöffneten Drosselspalt mit der Druckversorgungsleitung 49 verbunden und gegen die T-Rücklaufleitung 54 abgesperrt ist oder mit dieser verbunden und gegen die Druckversorgungsleitung 49 abgesperrt ist. Diese elliptisch berandete Ausnehmung 126₁₁ des Segmentbleches 122₁₁ vermittelt auch die kommunizierende Verbindung des A-Verbraucheranschlusses 63 des Hub-Steuerventils 14 mit dessen Last-Sensierungsanschluß 57 (Fig. 1).

[0080] Die einen Teil der Rücklaufleitung 54 berandende Ausnehmung 132₇ des etwa in Höhe des Ventilsitzes 149 angeordneten Segmentbleches 122₇ hat eine die Ausnehmung 141₇, deren Rand einen Teil des Ventilsitzes 149 bildet, in radialem Abstand umgehende bogenförmig gekrümmte Ausbuchtung 153, mit der ein Querkanal 154, dessen Zentrale Längsachse 156 parallel zu den zentralen Längsachsen 113 und 111 des Rückschlagventils 73 und des Hub-Steuerventils 14 und in deren Ebene verläuft, in kommunizierender Verbindung steht. Dieser Querkanal 154 ist durch miteinander fluchtende, kreisrunde Öffnungen 154₈ bis 154₁₂ der Segmentbleche 122₈ bis 122₁₂ gebildet; er kommuniziert auch mit einer "Tankraum"-Ausnehmung 126₁₃ des Segmentbleches 122₁₃, die einen kreisbogenförmig berandeten, mit der zentralen Längsachse 111 des Hub-Steuerventils 14 coaxialen Öffnungsbereich 157 und eine von diesem ausgehende schlitzförmige Ausbuchtung 158 hat, innerhalb deren Endabschnittes der Querkanal 154 in die insgesamt schlüsellochförmige Ausnehmung 126₁₃ des Segmentbleches 122₁₃ mündet. Der Krümmungsradius des kreisbogenförmig verlaufenden Öffnungsrandbereiches 157' der Tankraumausnehmung 126₁₃ ist etwas größer als der Radius, der mit der zentralen Längsachse 111 des Hub-Steuerventils 14 coaxialen Gleitsitz-Ausnehmungen 126₈, 126₁₀, 126₁₂ und 126₁₄, in denen der Kolben 14' mit seinen Kolbenflanschen 127, 128 und 129 gleitend verschiebbar angeordnet ist, so daß zwischen dem 12. und dem 14. Segmentblech 122₁₂ ein Ringraum 159 vorhanden ist, der über die schlitzförmige Ausbuchtung 158 der Tankraum-Ausnehmung 126₁₃, den Querkanal 154 und die bogenförmig gekrümmte Ausbuchtung 153 der "Tank"-Ausnehmung 132₇ des Segmentbleches 122₇ mit der T-Rücklaufleitung 54 in ständig kommunizierender Verbindung steht. Dies gilt auch für die Tank-Anschlußkammer 121 des Hub-Steuerventils 14, die über eine Querbohrung 161 des in diese Kammer 121 hineinragenden Kupplungs-Abschnittes des Kolbenflansches 129, eine mit dieser in kommunizierender Verbindung stehende Längsbohrung 162 des Ventilkolbens 14' und eine wiederum mit der Längsbohrung 162 in kommunizierender Verbindung stehende Querbohrung 163, die zwischen dem Kolbenflansch 129 und dem zentralen Kolbenflansch 128 an einem diese miteinander verbindenden Kolbenstangenabschnitt 164 angeordnet ist, mit dem Ringraum 159 kommunizierend verbunden ist.

[0081] Weitere Ausnehmungen, die an den Segmentblechen 122₁₁ bis 122₁₂, soweit in den Fig. 2 und 3j bis 3m dargestellt, vorgesehen sind, sind die folgenden:

[0082] Das Segmentblech 122₁₂ ist mit einer dem Durchmesser nach kleinen kreisrunden Öffnung 166 versehen, die den einen Zulaufanschluß 71 des Wechselventils 72 bildet, das zum Lastvergleich am Hub-Steuerventil 14 vorgesehen ist. Das 14. Blechsegment 122₁₄ ist mit einer mit der vorgenannten Ausnehmung 166 coaxialen Ausnehmung 167 etwas größeren Durchmessers versehen, in die eine Ventilhülse 168 druckdicht eingesetzt ist, die den zweiten Zulaufanschluß 74 sowie den dem ersten Zulaufanschluß 71 gegenüberliegenden Ventilsitz des Wechselventils 72 bildet. Der an die Betriebsdruckkammer 88 der Druckwaage 79 angeschlossene Ausgang 77 dieses Wechselventils 72 ist durch eine Ausbuchtung 169 der mit der zentralen Längsachse 112 der Druckwaage coaxialen größtenteils runden Ausnehmung 137₁₃ des Segmentbleches 122₁₃ gebildet, das auch den zwischen den Ventilsitzen dieses Ventils sich erstreckenden Ventilraum begrenzt.

[0083] Das Segmentblech 122₁₂ ist mit einer weiteren "kleinen", kreisrunden Ausnehmung 171 versehen, die den einen Zulauf-Anschluß 69 des Wechselventils 68 bildet, der an den Last-Sensierungsanschluß 57 des NeigungsSteuerventils 33 angeschlossen ist. Ein diesbezüglich erforderlicher Verbindungskanal ist durch die Ausnehmung 172 des Segmentbleches 122₁₁ repräsentiert.

[0084] In der mit der Ausnehmung 171 des Segmentbleches 122₁₂ coaxialen, dem Durchmesser nach etwas größeren Ausnehmung 173 des Segmentbleches 122₁₄ ist druckdicht eine Ventilhülse 174 eingesetzt, die den Zulaufanschluß 67 des dem Neigungs-Steuerventil 33 zugeordneten Wechselventils 68 sowie einen seiner beiden Ventilsitze bildet.

[0085] Eine im wesentlichen langlochförmige Ausnehmung 176 des Segmentbleches 122₁₃ bildet mit einem mit der Ausnehmung 171 des Segmentbleches 122₁₂ coaxialen gekrümmten Bereich die Begrenzung des sich zwischen den Ventilsitzen erstreckenden Raumes des Wechselventils 68, das dem Neigungs-Steuerventil 33 zugeordnet ist und vermittelt die kommunizierende Verbindung des Ventilausganges 76 mit einer kreisrunden Anschluß-Ausnehmung 177 des Segmentbleches 122₁₄ von der innerhalb des druckförmig dargestellten Gehäuseteils 139 ein Anschlußkanal zum zweiten Zulaufanschluß 74 des dem Hubsteuerventil zugeordneten Wechselventils 72 führt. Mit diesen Öffnungen 176 und 177 bezüglich des Anschlusses des in der Fig. 2 nicht mehr dargestellten, dem Schubantrieb zugeordneten Wechselventils 59 funktionsanaloge Ausnehmungen der Segmentbleche 122₁₃ und 122₁₄ sind in den Fig. 31 und 3m mit 176' bzw. 177' bezeichnet.

[0086] Zur weiteren baulichen und funktionellen Erläuterung des Hub-Steuerventils 14, das in der Fig. 2 in seiner dem Last-Anhebebetrieb zugeordneten Funktionsstellung I dargestellt ist, sei nunmehr ergänzend auch auf die Fig.

2a, 2b und 2c Bezug genommen, in denen den verschiedenen Funktionsstellungen I, 0 und II des Hub-Steuerventils 14 zugeordnete Funktionsstellungen einer insgesamt mit 14" bezeichneten Absenkungs-Ventileinheit in Relation zu den diesen verschiedenen Funktionsstellungen zugeordneten Stellungen des Hauptkolbens 14' dargestellt sind.

[0087] Die Absenkungs-Ventileinheit 14" ist als vormontierbare Baugruppe des Hub-Steuerventils 14 in das Gehäuse-
 5 seteil 117 integriert, das seitlich an den mehrschichtigen Steuerblock 110 angesetzt ist und gegenüber diesem mittels der Dichtungen 147 und 178 sowie mittels einer weiteren Ringdichtung 179 abgedichtet ist, die im Bereich des ver-
 braucherseitigen Anschlußstutzens 181 angeordnet ist, der ebenfalls an dem Gehäuseteil 117 angeordnet ist.

[0088] Innerhalb dieses Gehäuseteils 117, das die gehäusefeste Begrenzung der B-Verbraucheranschlußkammer
 10 118 bildet, ist diese durch eine Zwischenwand 182 gegen einen äußeren Druckraum 183 abgesetzt, der seinerseits mittels eines aus montage-technischen Gründen erforderlichen Schraubstopfens 184 nach außen hin druckdicht ab-
 geschlossen ist. Diese Zwischenwand 182 hat eine mit der zentralen Längsachse 111 des Hub-Steuerventils 14 ko-
 axiale, zentrale Bohrung 186, in der ein zylindrisch- topfförmiger "äußerer" Ventilkörper 187 druckdicht gleitend ver-
 schiebbar angeordnet ist.

[0089] Der Durchmesser D1 dieser zentralen Zwischenwand-Bohrung 186 ist geringfügig größer als der Durchmes-
 15 ser D2 einer mit dieser koaxialen tankraumseitigen Öffnung 188 des Gehäuseteils 117, die durch eine innere Ringrippe 189 des hülsenförmigen Fortsatzes 146 des Gehäuseteils 117 berandet ist, durch die die B-Verbraucheranschlußkam-
 mer 118 gegen den Tankraum 54' abgesetzt ist, der durch den im Bereich des Hub-Steuerventils 14 verlaufenden
 Abschnitt der Rücklaufleitung 54 gebildet ist. Die anschlußkammerseitige Randkante 191 der durch die Ringrippe 189
 berandeten Öffnung 188 bildet einen kreislinienförmigen Ventilsitz für den topfhülsenförmigen Ventilkörper 187, der
 20 mit einer kreiskegeligen Dichtfläche 192, über die eine äußere zylindrische Mantelfläche 193 an den Bodenbereich
 194 des Ventilkörpers 187 anschließt, an dem Ventilsitz 191 abstützbar ist.

[0090] Der Ventilkörperboden 194, dessen tankraumseitige Begrenzungsfläche 196 radial innerhalb des kegeligen
 Dichtflächenbereiches 192 rechtwinklig zur zentralen Längsachse 111 verläuft und dessen innere Begrenzungsfläche
 197 im achsnahen, zentralen Bodenbereich ebenfalls rechtwinklig zur zentralen Längsachse 111 verläuft, hat in diesem
 25 Bereich eine zentrale Öffnung 198, deren Durchmesser d_1 signifikant kleiner ist als der Innendurchmesser d_2 des
 gleichwohl relativ dickwandigen Zylindermantels 199 des topfhülsenförmigen Ventilkörpers 187.

[0091] Die innere kreisförmige Randkante 201 bildet den Sitz für einen kalottenförmigen oder, wie dargestellt, ke-
 gelstumpfförmigen Dichtkörper 202 eines zweiten Ventilkörpers 203 der Absenkungs-Ventileinheit 14", der als Stufen-
 kolben ausgebildet ist, der mit seiner dem Durchmesser nach größeren Kolbenstufe 204 gegen die innere Mantelfläche
 30 206 des Zylindermantels 199 des zylindrischtopfförmigen Ventilkörpers 187 gleitend abgedichtet ist. Diese außen zy-
 lindrische Kolbenstufe 204 ist ihrerseits zylindrisch-topfförmig gestaltet, wobei ihr mit dem äußeren Druckraum 183 in
 kommunizierender Verbindung stehender Innenraum 207 über einen den Bodenbereich 208 axial durchsetzenden
 Längskanal 209 und mit diesem kommunizierende Querkanäle 211 der dem Durchmesser nach kleineren Kolbenstufe
 212, die in den kegelstumpfförmigen Dichtkörper 202 ausläuft, mit dem durch die beiden Ventilkörper 187 und 203
 35 berandeten inneren Ringraum 213 der Absenkungs-Ventileinheit 14" in ständig-kommunizierender Verbindung steht.

[0092] An einer die innere Mündungsöffnung des Längskanals 209 koaxial umgebenden Ringschulter 214 des Stu-
 fenkolbens 203, einerseits, und dem dieser gegenüberliegenden Schraubstopfen 184, andererseits, ist eine unter mä-
 ßiger Vorspannung stehende Ventilsfeder 216 abgestützt, die den Dichtkörper 202 des inneren Ventilkörpers 203 in
 Anlage mit seinem Ventilsitz 201 und damit auch den äußeren, topfhülsenförmigen Ventilkörper 187 in Anlage mit dem
 40 gehäusefesten Ventilsitz 191 drängt. Diese "geschlossene" Konfiguration der Absenkungs-Ventileinheit 14" des Hub-
 Steuerventils 14 ist sowohl dessen im Schaltbild der Fig. 1 dargestellten Grundstellung 0 des Hub-Steuerventils 14
 als auch dessen in der Längsschnittdarstellung der Fig. 2 dargestellten Funktionsstellung I des Hub-Steuerventils 14
 zugeordnet, mit der der Last-Anhebungs-Betrieb des Hub-Antriebszylinders 11 verknüpft ist.

[0093] Die - ringraumförmige - Verbraucheranschlußkammer 118 steht über eine Festdrossel 217 mit dem äußeren
 45 Druckraum 183 in ständig-kommunizierender Verbindung, so daß in der in den Fig. 2 und 2a dargestellten, sperrenden
 Konfiguration der Absenkungs-Ventileinheit 14" in dem äußeren Druckraum 183 derselbe Druck herrscht wie in der
 B-Verbraucheranschlußkammer 118. Eine funktionell der Drossel 217, die in den Fig. 2 und 2a als Stufenbohrung mit
 parallel zur zentralen Längsachse 111 des Hub-Steuerventils 14 verlaufender zentraler Achse 218 dargestellt ist, ent-
 sprechende Drossel könnte auch, wie jeweils gestrichelt angedeutet, durch eine schmale Längsnut 217' geringer ra-
 50 dialer Tiefe des äußeren Ventilkörpers 187 der Absenkungs-Ventileinheit 14" oder eine entsprechende Längsnut 217" der
 zentralen Bohrung 186 der Zwischenwand 182 des die Absenkungs-Ventileinheit 14" aufnehmenden Gehäuseteils
 117 realisiert sein.

[0094] Auch das die Absenkungs-Ventileinheit 14" enthaltende Gehäuseteil 117, das bei dem zur Erläuterung ge-
 wählten Ausführungsbeispiel der Hydraulik-Installation 10 aus montage-technischen Gründen als ein von dem Steuer-
 55 block 110 separates Teil vorgefertigt werden muß, kann in der anhand des Aufbaus des Steuerblocks 110 ausführlich
 erläuterten Schichttechnik aus Segmentblechen 1171 bis 11710 erforderlichenfalls unterschiedlicher Dicke zusam-
 mengesetzt sein, für die durch gestrichelt eingezeichnete Lötungen 220 (Fig. 2a) eine mögliche Aufteilung angegeben
 ist, bei deren Wahl nur geringfügige und einfach durchführbare Vorbearbeitungen der Segmentbleche 117₄, 177₅ und

117₆ erforderlich sind, bevor das das Gehäuseteil 117 bildende Segmentblech-Paket 117₁ bis 117₁₀ zusammengelötet werden kann.

[0095] Das zu einem möglichen Schichtaufbau des Gehäuseteils 117 Gesagte gilt sinngemäß auch für das die Tankanschlußkammer 121 gehäusefest berandende Gehäuseteil 119, in der der Spindeltrieb 94 angeordnet ist, der die Antriebskupplung des Schrittmotors 96 mit dem Ventilkolben 14' vermittelt, das im Bereich der Druckwaage 79 angeordnete Gehäuseteil 139, in das das Druckbegrenzungsventil 83 des Druckversorgungsaggregats 52 integriert ist und auch für das in der Fig. 2 weiter dargestellte, seitlich an den Steuerblock 110 angesetzte Gehäuseteil 219, von dem teilweise die Ventilsitz-Hülse 174 des dem Neigungs-Stellantrieb 19 zugeordneten Wechselventils 68 aufgenommen ist.

[0096] Die in der Fig. 2 dargestellte Gesamtkonfiguration der Anordnung des motorgesteuerten Hauptkolbens 14', der Ventilkörper 187 und 203 der Absenkungs-Ventileinheit 14" des Hub-Steuerventils 14, des Kolbens 84 der Druckwaage 79, des Ventilkörpers 151 des Rückschlagventils 73, der Ventilkugel 221 des dem Hub-Steuerventil 14 zugeordneten Wechselventils 72 und der Ventilkugel 222 des dem Neigungs-Steuerventils 33 zugeordneten Wechselventils 68 entspricht einem stationären Betriebszustand der Hydraulikinstallation 10, in dem sich der Kolben 13 des Hub-Antriebszylinders 11 mit konstanter Geschwindigkeit im Last-Hebe-Betrieb nach oben bewegt, während die anderen hydraulischen Antriebe 19, 26 und 28 stillgesetzt sind, d.h. die ihnen zugeordneten Steuerventile 33, 34 und 36 in ihren sperrenden Grundstellungen 0 gehalten sind.

[0097] In dem genannten stationären Betriebszustand ist der motorgetriebene Hauptkolben 14' so weit aus seiner federzentrierten Mittelstellung - weg von der Absenkungs- Ventileinheit 14" - ausgerückt, daß eine Ringnut 223 des Kolbens 14', die zwischen dessen zentralem Kolbenflansch 128 und dessen tankraumseitigem Kolbenflansch 127 angeordnet ist und in jeder möglichen Position des motorgetriebenen Kolbens 14' mit der Druck(P)-Versorgungsleitung 49 in kommunizierender Verbindung steht, über den nunmehr freigegebenen Drosselspalt 152 auch mit dem A-Verbraucheranschluß 63 kommunizierend verbunden ist und Druckmedium über diesen und das gegen die Wirkung seiner Ventildfeder geöffnete Rückschlagventil 73 in den Antriebsdruckraum 12 des Hub-Antriebszylinders 11 strömen kann.

[0098] Der am A-Verbraucheranschluß 63 anstehende, bei guter Näherung dem Betriebsdruck im Antriebs-Zylinder 11 entsprechende Druck steht auch am Last-Sensierungsanschluß 57 des Hub-Steuerventils 14 an und bewirkt, daß das diesem zugeordnete Wechselventil 72 in diejenige Funktionsstellung gelangt, in der der anstehende Betriebsdruck auch in die Betriebs-Druckkammer 88 der Druckwaage 79 eingekoppelt ist. Dieser Druck ist wegen des über dem Drosselspalt 152 eintretenden Druckabfalls niedriger als der Druck unter dem das über die Druck(P)-Versorgungsleitung 49 dem Hub-Steuerventil 14 zuströmende Druckmedium steht, der auch in die Referenzdruckkammer 89 der Druckwaage 79 eingekoppelt ist.

[0099] Der diesbezüglich erforderliche Strömungspfad, dem im Schaltbild der Fig. 1 der Referenzdruck-Anschluß 81 entspricht, ist durch einen mit der Druck(P)-Druckversorgungsleitung 49 in ständig kommunizierender Verbindung stehenden Querkanal 224 sowie einen mit diesem und mit der Referenzdruckkammer 89 der Druckwaage 79 in ständig kommunizierender Verbindung stehenden Längskanal 226 des Druckwaagenkolbens 84 gebildet. Aufgrund der positiven Druckdifferenz Δp zwischen dem im stationären Betriebszustand in die Referenzdruckkammer 89 eingekoppelten Referenzdruckes p_R und dem in die Betriebsdruckkammer 88 der Druckwaage 79 eingekoppelten Betriebsdruck p_B ergibt sich für den Druckwaagenkolben 84 eine gegen die Rückstellkraft der Waagenfeder 93 gegenüber seiner Grundstellung ausgelenkte Gleichgewichtsposition, in der zwischen einer kolbenseitigen Steuerkante 227 und einer gehäuseseitigen Steuerkante 228 des Steuerbocks 110 ein Drosselspalt 229 freigegeben ist, über den Druckmedium von der Druck(P)-Versorgungsleitung 49 zum drucklosen Tankraum 54' bzw. zum Vorratsbehälter 56 des Druckversorgungsaggregats 52 zurückströmen kann.

[0100] Der im Antriebsdruckraum 12 des Hub-Antriebszylinders 11 herrschende Druck p_B ist auch in die B-Verbraucheranschlußkammer eingekoppelt und herrscht - im stationären Betriebszustand - auch in der äußeren Druckkammer 183 der Absenkungs-Ventileinheit 14", deren Ventilkörper 187 und 203 dadurch mit zusätzlicher Kraft gegen ihre zugeordneten Ventilsitze 191 bzw. 201 gedrängt sind.

[0101] Zur Stillsetzung des Hub-Antriebes 11 wird der Hauptkolben 14' des Hub-Steuerventils 14, gesteuert mittels des Schrittmotors 96, in die Grundstellung 0 gestellt, in der, bedingt durch die Stellung des Hauptkolbens 14', die Druck (P)-Versorgungsleitung 49 gegen den A- Verbraucheranschluß 63 abgesperrt ist, dieser jedoch, bedingt durch einen in dieser Grundstellung freigegebenen Spalt zwischen dem zentralen Flansch 128 des Hauptkolbens und dem diesem benachbart angeordneten Rand 126'₁₂ an der zur zentralen Längsachse 111 des Hub-Steuerventils 14 koaxialen Ausnehmung 126'₁₂ des Segmentbleches 122'₁₂ des Steuerblocks 110 freigegebenen Ringspalts mit dem drucklosen Rücklauf(T)-Anschluß 48 in kommunizierender Verbindung steht.

[0102] Die Folge hiervon ist, daß das Rückschlagventil 73 in seine Sperrstellung gelangt und, weil sich auch die Absenkungs-Steuerventileinheit 14" in ihrer Sperrstellung befindet, die Hebebühne mit der auf ihr abgestützten Last stehenbleibt.

[0103] Sofern hierbei der Pumpenantrieb 92 nicht abgeschaltet wird, gelangt der Kolben 84 der Druckwaage 79 durch die Wirkung des in deren Referenzdruckkammer 89 eingekoppelten Ausgangsdruckes der Pumpe 91 in eine

Regelstellung, in der in dem Gehäusekanal 137 des Steuerblocks 110 zwischen der Druck(P)-Versorgungsleitung 49 und dem Tankraum 54' ein Drosselspalt 229 freigegeben ist, über den in einem Umlaufbetrieb der Pumpe 91 Druckmedium aus der Druck(P)-Versorgungsleitung 49 "direkt" zur Rücklaufleitung 54, d.h. zum Vorratsbehälter 56 des Druckversorgungsaggregats 52 zurückströmt.

[0104] Auch das Anfahren der Grundstellung 0 des Hauptkolbens 14' des Hub-Steuerventils 14 erfolgt zweckmäßigerweise motorgesteuert, kontrolliert durch die elektronische Steuereinheit 103, um ein lastgerecht sanftes Einlaufen der Hebebühne in den Stillstand zu gewährleisten und unerwünschte Erschütterungen oder Schwingungen zu vermeiden. Die hierzu erforderliche Last-Information ist durch das druck-charakteristische Ausgangssignal des Drucksensors 107 bereitgestellt.

[0105] Sobald die Grundstellung 0 des Hauptkolbens 14' des Hub-Steuerventils 14 erreicht ist, was die elektronische Steuereinheit 103 am diesbezüglichen Ausgangssignal des Referenzsignalsgebers 102 erkennt, kann die elektrische Ansteuerung des Schrittmotors 96 aufgehoben werden, da der Hauptkolben 14' durch die Wirkung der Rückstellfedern 17 und 18 in der Grundstellung 0 gehalten wird. In der Grundstellung 0 des Hauptkolbens 14' sind Stützringe 231 und 232, über die die Rückstellfedern 17 und 18 des Hub-Steuerventils 14 an den einander abgewandten Endstirnflächen 233 und 234 des jeweiligen Kolben-Endflansches 129 bzw. 127 angreifen, gegen gehäusefeste Anschlagflächen 233' bzw. 234' gedrängt, mit denen, in der Grundstellung 0 des Hauptkolbens 14', dessen Endstirnflächen 233 und 234 fluchten. Die Anschlagfläche 233' für den Stützring 233 der motorseitigen Ventildfeder 17 ist durch eine radiale Innenschulter des Gehäuseteils 119 gebildet, das die gehäusefeste Begrenzung der Tank-Anschlußkammer 121 bildet, innerhalb derer der Spindeltrieb 94 zur Antriebskopplung des Schrittmotors 96 mit dem Hauptkolben 14' angeordnet ist; die Anschlagfläche 234', an der - in der Grundstellung 0 des Hauptkolbens 14' - derjenige Stützring 232 abgestützt ist, an dem die andere, im Tankraum 54' angeordnete Ventildfeder 18 angreift, die an der inneren Ringrippe 189 des die Absenkungsventileinheit 14" aufnehmenden Gehäuseteils 117 abgestützt ist, ist durch den tankraumseitigen Rand der mit der zentralen Längsachse 111 des Hub-Steuerventils 14 koaxialen kreisrunden Öffnung 1268 desjenigen Segmentbleches 122_g gebildet, das den Tankraum 54' gegen die Druck(P)-Versorgungsleitung 49 abgrenzt.

[0106] Der Hauptkolben 14' des Hub-Steuerventils 14 hat an seiner der Absenkungs-Ventileinheit 14" zugewandten Seite einen durch den im Tankraum 54' angeordneten Stützring 232 hindurchtretenden zylindrischen Fortsatz 236, dessen Durchmesser geringfügig kleiner ist als der Innendurchmesser des Stützringes 232. Dieser Fortsatz verjüngt sich über eine kegelstumpf-förmige Fase 237 zu einem zylindrischen Betätigungsabschnitt 238 hin, dessen Durchmesser d_3 etwas größer ist als der Durchmesser d_1 der zentralen Öffnung 198 des Bodens 194 des zylindrisch-topf-förmigen Ventilkörpers 187 der Absenkungs-Ventileinheit 14". Auf diesen zylindrischen Betätigungsabschnitt 238 folgt ein schlanker, stoßelförmiger Endabschnitt 239, dessen Durchmesser d_4 (Fig. 2b) signifikant kleiner ist als der Durchmesser d_1 der zentralen Bodenöffnung 198 des topfhülsenförmigen Ventilkörpers 187.

[0107] In der Grundstellung des Hauptkolbens 14' befindet sich dessen stoßelförmiger Endabschnitt 239 in der in der Fig. 2a gestrichelt eingezeichneten Position, in der seine Endstirnfläche 241 entweder an der gegenüberliegenden Endstirnfläche 242 des kegelstumpfförmigen Dichtkörpers 202 des inneren Ventilkörpers 203 der Absenkungs-Ventileinheit 14" "schon" anliegt oder noch in einem kleinen Abstand von dieser angeordnet ist, so daß schon wenige Ansteuerimpulse, durch die der Schrittmotor 96 im Sinne einer Verschiebung des Kolbens 14' in Richtung auf die Absenkungs-Ventileinheit 14" ansteuerbar ist, genügen, um den stoßelförmigen Endabschnitt 239 in Anlage mit dem inneren Ventilkörper 203 zu bringen und diesen bei weiterer Ansteuerung des Schrittmotors in derselben Richtung von dem am anderen Ventilkörper 187 angeordneten Ventilsitz 201 abzuheben, so daß die in der Fig. 2b qualitativ dargestellte Konfiguration der Kolben 187 und 203 der Absenkungs-Ventileinheit 14" erreicht wird, in der deren inneres Sitzventil 201, 203 geöffnet ist, während das äußere Sitzventil 187, 191 noch geschlossen ist.

[0108] Druckmedium, das im Antriebsdruckraum 12 des Hub-Antriebszylinders 11 unter einem durch die vom Kolben 13 abgestützte Last sowie durch dessen den Antriebsdruckraum 12 beweglich begrenzende Kolbenfläche bestimmten Druck steht, kann jetzt über den B-Verbraucheranschluß 64, die B-Verbraucheranschlußkammer 118, die Festdrossel 217, den äußeren Druckraum 183 des Gehäuseteils 117, den Innenraum 207, den Längskanal 209 und die Querkanäle 211 in den inneren Ringraum 213 der Kolben-Anordnung 187, 203 und über den nunmehr freigegebenen Ventilspalt 242 (Fig. 2b) in den drucklosen Tankraum 54' des Hub-Steuerventils 14 und über diesen zum Vorratsbehälter 56 des Druckversorgungsaggregats 52 abströmen, mit der Folge, daß die Hebebühne des Gabelstaplers abgesenkt wird. Unter der Voraussetzung, daß die freie Querschnittsfläche des Ventilspalts 242 signifikant kleiner ist als der freie Strömungsquerschnitt der Drossel 217, ist die Sinkgeschwindigkeit im wesentlichen durch die Drosselwirkung des inneren Sitzventils 201, 203 bei der jeweils gegebenen Last bestimmt und durch motor-gesteuerte Einstellung der Ventilspalt-Weite wählbar. Ist, andererseits, die Drosselwirkung des Ventilspalts 242 signifikant kleiner als diejenige der Festdrossel 217, so ist bei vorgegebener Last die Absenkungs-Geschwindigkeit durch die Festdrossel 217 bestimmt und auf einen lastabhängigen Maximalwert begrenzt.

[0109] Die insoweit erläuterte Art des Absenkungsbetriebes durch feinfühlige Einstellung der Drosselwirkung des durch den inneren Ventilkörper 203 und dessen Sitz 201 am äußeren Ventilkörper 187 gebildeten "Vorentlastungs"-Ventils und Begrenzung der maximalen Sinkgeschwindigkeit durch die Festdrossel 217 ist dann zweckmäßig, wenn

die abzusenkende Last groß und demgemäß auch der Druck hoch ist, unter dem das Druckmedium im Antriebsdruckraum 12 des Hub-Antriebszylinders 11 und in der mit diesem in unmittelbar kommunizierender Verbindung stehenden B-Verbraucheranschlußkammer 118 der Absenkungs-Ventileinheit 14" steht.

[0110] Ist, andererseits, die abzusenkende Last vergleichsweise gering und demzufolge auch der Druck, unter dem das Hydraulikmedium im Antriebsdruckraum 12 des Hub-Antriebszylinders 11 steht, mit der möglichen Folge, daß die allein durch Öffnung des Vorentlastungsventils 201, 203 erreichbare Absenkungs-Geschwindigkeit unerwünscht niedrig wäre, kann der wirksame Abström-Querschnitt der Absenkungs-Ventileinheit 14" dadurch vergrößert werden, daß durch weitere Auslenkung des Hauptkolbens 14' auch das weitere, durch den topfhülsenförmigen Ventilkörpers 187 und den diesem zugeordneten Ventilsitz 191 gebildete Ventil der Absenkungs-Ventileinheit 14" geöffnet wird und dadurch die qualitativ in der Fig. 2c dargestellte Konfiguration der Ventilkörper 187 und 203 erreicht wird, in der Druckmedium sowohl aus dem durch die beiden Ventilkörper 187 und 203 berandeten Ringraum 213 als auch über den äußeren, durch Abheben des topfhülsenförmigen Ventilkörpers 187 von dem Ventilsitz 191 freigegebenen Ventilspalt 243 direkt aus der B-Verbraucheranschlußkammer 118 in den drucklosen Tankraum 54' abströmen kann.

[0111] Der zylindrische Betätigungsabschnitt 238 des Kolben-Fortsatzes 236 ist an seiner mit der ebenen, tankraumseitigen Begrenzungsfläche 196 des Ventilkörpersbodens 194 in Anlage gelangenden Stirnseite mit Einkerbungen 244 versehen, über die Druckmedium aus dem Ringraum 213 auch dann hinreichend ungehindert abströmen kann, wenn der zylindrische Betätigungsabschnitt 238 an dem die zentrale Bodenöffnung 198 umgebenden Randbereich abgestützt ist.

Patentansprüche

1. Hydraulik-Installation an einem Gabelstapler-Fahrzeug mit einem hydraulischen Hub-Antrieb für eine Hebebühne und mindestens einem weiteren hydraulischen Antrieb, insbesondere einem hydraulischen Neigungs-Stellantrieb, mit den Hydraulik-Antrieben einzeln zugeordneten elektrisch ansteuerbaren Ventilanordnungen, mittels derer die für die verschiedenen Bewegungen der Hebebühne erforderlichen Betriebsdrücke und Durchflußmengen steuerbar sind, wobei der Hubantrieb als einfach-wirkender Hydrozylinder ausgebildet ist, dessen Hebe- und Absenkungsbetrieb durch ventilgesteuerten Druckmittel-Zustrom zum Antriebsdruckraum bzw. -Abfluß aus diesem Antriebsdruckraum des Hydrozylinders steuerbar ist und hierzu eine Hub-Steuerventilanordnung vorgesehen ist, die aus einer Grundstellung (0), in der der Antriebsdruckraum des Hub-Antriebszylinders sowohl gegen den Druckausgang des Druckversorgungsaggregats als auch gegen dessen Rücklauf (T)-Anschluß abgesperrt ist, in eine dem Anhebungsbetrieb zugeordnete Funktionsstellung (I) steuerbar ist, in der der Antriebsdruckraum des Hub-Antriebszylinders mit dem Druck(P)-Versorgungsausgang des Druckversorgungsaggregats verbunden, jedoch gegen dessen Rücklauf(T)-Anschluß abgesperrt ist, alternativ dazu in eine dem Absenkungsbetrieb des Hub-Antriebszylinders zugeordnete Funktionsstellung(II) steuerbar ist, in der der Antriebsdruckraum des Hub-Antriebszylinders über einen in dieser Stellung freigegebenen Strömungspfad des Ventils mit dem Rücklauf(T)-Anschluß des Druckversorgungsaggregats verbunden, jedoch gegen dessen Druck(P)-Ausgang abgesperrt ist, wobei die Beträge der in den Funktionsstellungen I und II freigegebenen Strömungspfad-Querschnitte steuerbar einstellbar sind und zunehmenden Beträgen der Auslenkungen eines Kolbens der Hub-Steuerventilanordnung aus seiner Mittelstellung zunehmende Beträge der Strömungsquerschnitte der in der jeweiligen Funktionsstellung (I oder II) freigegebenen Strömungspfade entsprechen,.

gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:

a) die Hub-Steuerventilanordnung ist als Mehr-Wege/3-Stellungs-Ventil (14) ausgebildet, das einen Hauptkolben (14') hat, der mittels eines elektrischen Stellmotors (96) in seine den verschiedenen Funktionsstellungen (0, I und II) der Hub-Steuerventilanordnung (14) entsprechenden Positionen bewegbar ist, die **durch** form-schlüssige Bewegungskopplung des Ventilkolbens (14') mit der Abtriebswelle des Stellmotors (96) in definierter Relation zu den auf eine Referenzposition bezogenen azimuthalen Stellungen des Rotors des Stellmotors stehen;

b) der Stellmotor (96) ist als digital ansteuerbarer Motor ausgebildet, dessen Rotor eine in ein digitales Ansteuersignal codierte azimuthale Position seiner Abtriebswelle zwangsweise erreicht;

c) es ist ein Drucksensor (107) vorgesehen, der für den Druck im Antriebsdruckraum (12) des Hub-Antriebszylinders (11) charakteristische elektrische Ausgangssignale erzeugt, die einer elektronischen Steuereinheit (103) zugeleitet sind, die in Abhängigkeit von den druck- und damit auch last-charakteristischen Ausgangssignalen des Drucksensors (107) eine selbsttätige Begrenzung des Aussteuerhubes des Hauptkolbens (14') des Hubsteuerventils (14) auf einen Betrag vermittelt, dem ein lastgerecht-zulässiger Höchstwert der Anhebe-

oder Absenkungsgeschwindigkeit der Hebebühne entspricht, unterhalb dessen ein dynamisch stabiler, im wesentlichen schwingungsfreier, Anhebe- und Absenkungsbetrieb der Hebebühne gewährleistet ist.

- 5 2. Hydraulik-Installation nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** zur mechanischen Antriebskopplung des Stellmotors (96) und des Hauptkolbens (14') der Hub-Steuerventilanordnung (14) ein nicht-selbsthemmendes Ge-
triebe vorgesehen ist, und daß die Grundstellung (0) des Hauptkolbens (14') durch Rückstellfedern (17 und 18) zentriert ist.
- 10 3. Hydraulik-Installation nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, daß** das mechanische Getriebe als Spindel-Muttertrieb (94) ausgebildet ist, bei-dem vorzugsweise die Spindel (97) als Gewindeabschnitt der Abtriebswelle des Stellmotors (96) ausgebildet ist und die Spindelmutter (98) fest mit dem Kolben (14') verbunden und vorzugs-
weise einstückig mit dem Kolben ausgeführt ist, der verdrehsicher im Ventil gehäuse verschiebbar geführt ist.
- 15 4. Hydraulik-Installation nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, daß** bei einer Auslenkung des Ventil-Hauptkolbens (14') aus seiner Mittelstellung im Sinne eines Übergangs in die dem Absenkungsbetrieb des Hub-Antriebszylinders (11) zugeordnete Funktionsstellung (II) der Hub-Steuerventilanordnung (14) zunächst ein erstes Sitzventil (201,203) in seine Offen-Stellung gelangt, in der ein Druckraum (183) der Hubsteuerventilan-
ordnung (14), der über eine Fest-Drossel (217) mit einer mit dem Antriebsdruckraum (12) des Antriebs-Hydro-
20 zylinders (11) in ständig kommunizierender Verbindung stehenden B-Verbraucheranschlußkammer (118) in stän-
dig-kommunizierender Verbindung steht, über den sich zunehmend öffnenden Ventilspalt (242) dieses ersten Sitz-
ventils in kommunizierende Verbindung mit dem Tank-Anschlußraum (54') des Hub-Steuerventils (14) gelangt, und bei weiterer Auslenkung des Hauptkolbens (14') im Sinne einer Vergrößerung des Querschnittes des Abström-
Pfades (108) der Hubsteuerventilanordnung (14) zusätzlich ein zweites Sitz ventil (187,191) in seine Offen-Stellung
25 gelangt, über dessen Ventilspalt (243) die B-Verbraucheranschlußkammer (118) und mit dieser der Antriebsdruck-
raum (12) des Hub-Antriebszylinders (11) in direkt-kommunizierende Verbindung mit dem Tank-Raum (54') der
Hauptsteuerventilanordnung (14) gelangt.
- 30 5. Hydraulik-Installation nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, daß** das erste Sitzventil (201,203) als in das zweite Sitzventil (187,191) integriertes, durch die Auslenkungs-Verschiebung des Hauptsteuerkolbens (14') ent-
sperrbares Rückschlagventil ausgebildet ist.
- 35 6. Hydraulik-Installation nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet, daß** das zweite Sitzventil (187,191) als durch die Auslenkungs-Bewegung des Hauptkolbens (14') entsperbares Rückschlagventil ausgebildet ist, das ab einer Mindest-Auslenkung des Kolbens durch dessen Anschlagwirkung mit dem Ventilkörper (187) des zweiten Sitz-
ventils (187,191) in seine Offen-Stellung gelangt, in welcher mit zunehmender weiterer Auslenkung des Kolbens
40 (14') der Öffnungsquerschnitt des Ventilspalts (243) des zweiten Sitzventils (187,191) weiter zunimmt, der Öff-
nungsquerschnitt des Ventilspalts (242) des ersten Sitzventils (201,203) jedoch konstant bleibt.
- 45 7. Hydraulik-Installation nach einem der Ansprüche 4 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, daß** das zweite Sitzventil (187,191) als Kegel-Sitzventil ausgebildet ist, das einen topfhülsen-förmigen Ventilkörper (187) hat, der mit einem zylindermantelförmigen Ventilkörper-Abschnitt (199) das Gehäuse für den seinerseits topfhülsenförmigen Ventil-
körper (203) des ersten Sitzventils (201,203) bildet, der ebenfalls einen kegelstumpfförmigen Dichtkörper (202)
45 hat, der mittels einer Ventiltfeder (216) gegen einen kreislinienförmigen Ventilsitz (201) am Boden (194) des Ven-
tilkörpers (187) des zweiten Sitzventils gedrängt wird, innerhalb dessen durch einen sitznahen Abschnitt des Ven-
tilkörpers (187) des zweiten Sitzventils (187,191) und eine dem Durchmesser nach kleinere Kolbenstufe (212) des
Ventilkörpers (203) des ersten Sitzventils (201, 203) ein Ringraum (213) begrenzt ist, der über Querkänäle (211)
des Ventilkörpers (203) des ersten Sitzventils (201,203) mit dem äußeren Druckraum (183) der Hub-Steuerven-
tilanordnung (14) in ständig-kommunizierender Verbindung steht.
- 50 8. Hydraulik-Installation nach einem der Ansprüche 1 bis 7, wobei der/die weitere(n) Hydraulik-Antrieb(e) jeweils mittels eines doppelt wirkenden Hydrozylinders oder mittels eines im Gegentakt betreibbaren Hydrozylinder-Paa-
res realisiert ist/sind, der/die mittels je eines Mehrwege/3-Stellungs-Magnetventils steuerbar ist/sind, dessen Steu-
ermagnetsystem als Doppelhub-System mit zwei Erregerwicklungen ausgebildet ist, durch deren alternative Be-
stromung auf den Ventilkörper in alternativen Richtungen wirkende Stellkräfte ausübbar sind, wobei der Kolben
55 des Ventils eine der Grundstellung 0 des Ventils entsprechende federzentrierte Mittelstellung hat, die dem stillge-
setzten Zustand des jeweiligen Antriebes entspricht, und alternative Richtungen der Kolben-Auslenkung den al-
ternativen Funktionsstellungen I und II zugeordnet sind, die den alternativen Antriebsrichtungen des jeweiligen
Antriebes entsprechen, **dadurch gekennzeichnet, daß** das Ventil (33,34,36) als impulsbreitenmoduliertes Ventil

ausgebildet ist, bei dem die Erregerwicklungen in fortlaufender, rascher alternierender Folge für unterschiedliche Zeitspannen T_1 und T_2 erregbar sind, so daß Richtung und Betrag der Auslenkung des Ventilkolbens, durch die für eine ausgewählte Funktionsstellung des Ventils ein definierter Strömungsquerschnitt bzw. -Widerstand eingestellt werden soll, durch das Verhältnis der Erregungszeiten T_1 und T_2 bestimmt ist, wobei der Grundstellung des beweglichen Kolbens das Verhältnis $T_1/T_2 = 1$ zugeordnet ist, und die Summe $T_1 + T_2$ der Erregungszeitspannen, für die die Erregerwicklungen (38 und 39) periodisch bestromt werden, hinreichend klein gewählt ist, so daß die Auslenkungsamplituden der in den effektiven Gleichgewichtslagen sich ergebenden Bewegungen des Ventilkolbens signifikant kleiner sind als der maximale Aussteuerhub desselben, wobei die Summe der Ansteuerzeiten $T_1 + T_2$ einem vorgebbaren konstanten Wert T , d.h. einer Modulations-Frequenz $f_m = 1/T$ entspricht, des weiteren als Erregerströme für die beiden Erregerwicklungen gepulste Gleichströme verwendet werden, deren Impulsfolgefrequenz f_i mindestens 10x und vorzugsweise 50 bis 100x größer ist als die Modulationsfrequenz f_m , und daß das Verhältnis T_1/T_2 zwischen 1/100 und 100/1 veränderbar ist.

9. Hydraulik-Installation nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Frequenz f_m , mit der die Modulationsimpulse der unterschiedlichen Dauern T_1 und T_2 erzeugbar sind, mindestens 200 Hz und vorzugsweise zwischen 400 Hz und 1000 Hz beträgt, und daß die Impulsfolgefrequenz f_i zwischen 5 und 10 kHz beträgt.

10. Hydraulik-Installation nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, daß** das Hub-Steuerventil (14) und das/die weitere(n) Steuerventil(e) (33,34,36) je einen Last(X-)Sensierungsanschluß(57) haben, der in der Grundstellung (0) des jeweiligen Ventils (14,33,34,36) mit dem Rücklauf(T)-Anschluß (53) des jeweiligen Steuerventils (14,33,34,36) und in den alternativen Funktionsstellungen (I und II) des jeweiligen Steuerventils (14,33,34,36) entweder mit dem einen Verbraucheranschluß (63) oder mit dem anderen Verbraucheranschluß (64) des jeweiligen Steuerventils (14,33,34, 36) verbunden ist, daß diese Last(X)-Sensierungsanschlüsse (57) mit Zulauf-Anschlüssen (58,61,69,71) je eines Wechselventils (59,68,72) verbunden sind, die eine Druck-Vergleichsanordnung bilden, über die der jeweils höchsteensierte Betriebsdruck dem Last-Anschluß (78) einer Druckwaage (79) zugeleitet ist, deren Referenz-Druckanschluß (81) an den Druckausgang (51) des Druckversorgungsaggregats (52) angeschlossen ist.

11. Hydraulik-Installation nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet, daß** ein das Gehäuse für mindestens das Hub-Steuerventil (14) und vorzugsweise auch für weitere Steuerventile (33,34,36) bildender Steuerblock (110) einen mehrschichtigen Aufbau aus Segmentblechen (122₁ bis 122₁₄) hat, die mit ihren breiten Längs-Begrenzungsflächen hart aneinander angelötet sind und mit Ausnehmungen versehen sind, durch deren Konturenverlauf und Anordnung zueinander die Querschnittsformen und die lichten Abmessungen von Querkänen und Längskanälen sowie von Ventilkänen und Steuerkammern innerhalb des Steuerblocks (110) vorgegeben sind.

12. Hydraulik-Installation nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet, daß** das eine äußere, "erste" Segmentblech (122₁) und weitere innerhalb des Steuerblocks (110) angeordnete Segmentbleche (122₂ bis 122₈) mit kreisrunden Öffnungen (123₁ bis 123₈) gleichen Durchmessers versehen sind, die in miteinander fluchtender Anordnung einen als Druck(P)-Versorgungsanschluß dienenden Quernakanal (132) bilden, der in einen Längsschlitz (124) des nach innen folgenden Segmentbleches (122₉) mündet, der die Druckversorgungsleitung (49) bildet, die zu den Druck (P)-Versorgungsanschlüssen (48) der einzelnen Steuerventile (11,13,34,36) führt.

13. Hydraulik-Installation nach Anspruch 11 oder Anspruch 12, **dadurch gekennzeichnet, daß** das eine äußere, "erste" Segmentblech (121₁) und weitere, innerhalb des Steuerblocks (110) angeordnete Segmentbleche (122₂ bis 122₅) mit kreisrunden Öffnungen (131₁ bis 131₅) versehen sind, die in miteinander fluchtender Anordnung den Rücklauf(T)-Anschlußkanal (131) bilden, der in die ihrerseits durch schlitzförmige Ausnehmungen berandete Rücklaufleitung (54) mündet, an die die Steuerventile (14,33,34 und 36) angeschlossen sind.

14. Hydraulik-Installation nach einem der Ansprüche 11 bis 13, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Druck(P)-Versorgungsanschlußstutzen (48') und/oder der Rücklauf(T)-Anschlußstutzen (53') in einen äußeren Abschnitt des P-Versorgungs-Querkanaals (123) bzw. des Rücklauf(T)-Rücklaufkanals (131) des Steuerblocks (110) eingelötet ist/sind.

Claims

1. Hydraulic installation for a forklift truck, having a hydraulic lift drive for a lifting platform and at least one further hydraulic drive, particularly a hydraulic tilt positioning drive, and, individually assigned to these hydraulic drives,

electrically driveable valve arrangements by means of which the operating pressures and pressure-medium flow rates required for the different movements of the lifting platform can be controlled, the lift drive being designed as a single-acting hydraulic cylinder whose lifting and lowering operations are controllable through valve-controlled inflow of pressure medium to the drive pressure space and valve-controlled outflow of pressure medium from this drive pressure space of the hydraulic cylinder respectively, and there being provided for this purpose a lift control valve arrangement which is controllable out of an initial position (0), in which the drive pressure space of the lift drive cylinder is blocked against both the pressure output of the pressure supply unit and against its return (T) connection, into a functional position (I), assigned to the lifting operation, in which the drive pressure space of the lift drive cylinder is connected to the pressure (P) supply output of the pressure supply unit but blocked against its return (T) connection, or, alternatively, is controllable into a functional position (II) assigned to the lowering operation of the lift drive cylinder, in which the drive pressure space of the lift drive cylinder is connected, via flow path of the valve which is released in this position, to the return (T) connection of the pressure supply unit but blocked against its pressure (P) output, the amounts of the flow-path cross-sections released in the functional positions I and II being controllably settable and increasing amounts of the flow cross-sections of the flow paths released in the respective functional position (I or II) corresponding to increasing amounts of the displacements of a piston of the lift control valve arrangement out of its middle position,

characterized by the following features:

a) the lift control valve arrangement is designed as a multiway/3-position valve (14) which has a main piston (14') which is movable, by means of an electric positioning motor (96), into its positions, corresponding to the different functional positions (0, I and II) of the lift control valve arrangement (14), which, due to positive motional coupling of the valve piston (14') to the drive shaft of the positioning motor (96), have a defined relationship to the, relative to a reference position, azimuthal positions of the rotor of the positioning motor;

b) the positioning motor (96) is designed as a digitally driveable motor, the rotor of which, by forced operation, attains an azimuthal position of its drive shaft which is coded into a digital drive signal,

c) a pressure sensor (107) is provided which generates electrical output signals which are characteristic of the pressure in the drive pressure space (12) of the lift drive cylinder (11) and are supplied to an electronic control unit (103) which, in dependence on the output signals of the pressure sensor (107) which are characteristic of the pressure and, consequently, the load, provides for an automatic limitation of the control stroke of the main piston (14') of the lift control valve (14) to an amount, to which there corresponds a maximum value of the lifting or lowering speed of the lifting platform that is permissible in relation to the load, below which a dynamically stable lifting and lowering operation of the lifting platform which is substantially free from rocking motion is assured.

2. Hydraulic installation according to Claim 1, **characterized in that**, a non-self-locking gearing is provided for the mechanical drive coupling of the positioning motor (96) and the main piston (14') of the lift control valve arrangement (14), and the initial position (0) of the main piston (14') is centred by means of restoring springs (17 and 18).

3. Hydraulic installation according to Claim 2, **characterized in that** the mechanical gearing is designed as a spindle-nut drive mechanism (94) in which the spindle (97) is preferably designed as a thread section of the drive shaft of the positioning motor (96) and the spindle nut (98) is fixedly joined to the piston (14') and is preferably made in a single piece with the piston which is movably guided in a torsionally rigid manner in the valve housing.

4. Hydraulic installation according to any one of Claims 1 to 3, **characterized in that**, upon a displacement of the valve main piston (14') out of its middle position for the purpose of a transition into the functional position (II) of the lift drive control arrangement (14) which is assigned to the lowering operation of the lift drive cylinder (11), a first seat valve (201, 203) first comes into its open position in which a pressure space (183) of the lift control valve arrangement (14) which communicates continuously, via a fixed throttle (217) with a B load connection chamber (118) which communicates continuously with the drive pressure space (12) of the drive hydraulic cylinder (11), comes into communication with the tank connection space (54') of the lift control valve (14) via the increasingly opening valve gap (242) of this valve seat, and upon further displacement of the main valve (14') for the purpose of an enlargement of the cross-section of the flow-off path (108) of the lift control valve arrangement (14), there additionally comes into its open position a second seat valve (187, 191) via whose valve gap (243) the B load connection chamber (118) and, with the latter, the drive pressure chamber (12) of the lift drive cylinder (11), comes into direct communication with the tank space (54') of the main control valve arrangement (14).

5. Hydraulic installation according to Claim 4, **characterized in that** the first seat valve (201, 203) is designed as a check valve which is integrated into the second seat valve (187, 191) and can be deblocked by the displacement travel of the main control piston (14').

6. Hydraulic installation according to Claim 5, **characterized in that** the second seat valve (187, 191) is designed as a check valve which can be deblocked by the displacement movement of the main valve (14') and which, from a minimum displacement of the piston through the stop action of the latter with the valve body (187) of the second valve seat (187, 191), comes into its open position in which, with increasing further displacement of the piston (14'), the opening cross-section of the valve gap (243) of the second seat valve (187, 191) increases further, but the opening cross-section of the valve gap (242) of the first seat valve (201, 203) remains constant.

7. Hydraulic installation according to any one of Claims 4 to 6, **characterized in that** the second seat valve (187, 191) is designed as a ball seat valve which has a valve body (187), in the form of a cup sleeve, which, with a valve body section (199) in the form of a cylinder surface, forms the housing for the, in turn, cup-sleeve-type valve body (203) of the first seat valve (201, 203) which likewise has a sealing body (202), in the form of a truncated cone, which is pressed, by means of a valve spring (216), against a valve seat (201), in the form of a circular line, on the base (194) of the valve body (187) of the second seat valve within which there is delimited, by a section, close to the seat, of the valve body (187) of the second valve seat (187, 191) and by a smaller-diameter piston step (212) of the valve body (203) of the first seat valve (201, 203), an annular space (213) which communicates continuously with the outer pressure space (183) of the lift control valve arrangement (14) via transverse channels (211) of the valve body (203) of the first seat valve (201, 203).

8. Hydraulic installation according to any one of Claims 1 to 7, the further hydraulic drive(s) being respectively realized by means of a double-acting hydraulic cylinder or by means of a push-pull operable hydraulic cylinder pair, which is/are controllable by means of a respective multiway/3-position electromagnetic valve whose control magnet system is designed as a double stroke system with two excitation windings through the alternative energizing of which positioning forces acting on the valve body in alternative directions can be exerted, the piston of the valve having a spring-centred middle position, corresponding to the initial position 0 of the valve, which corresponds to the stopped state of the respective drive, and alternative directions of the piston displacement being assigned to the alternative functional positions I and II which correspond to the alternative drive directions of the respective drive, **characterized in that** the valve (33, 34, 36) is designed as a pulse-width-modulated valve in which the excitation windings can be excited in continuous, rapid alternating sequence for different periods T_1 and T_2 , so that the direction and amount of the displacement of the valve piston by which a defined flow cross-section or resistance is to be set for a selected functional position of the valve is determined by the ratio of the excitation times T_1 and T_2 , the ratio $T_1/T_2 = 1$ being assigned to the initial position of the movable piston, and the sum $T_1 + T_2$ of the excitation periods for which the excitation windings (38 and 39) are periodically energized being made sufficiently small such that the displacement amplitudes of the movements of the valve piston produced in the effective equilibrium positions are significantly smaller than the maximum control stroke of the same, the sum of the drive times T_1 and T_2 corresponding to a predefinable constant value T , i.e., a modulation frequency $f_m = 1/T$, there being furthermore used, as excitation currents for the two excitation windings, direct currents whose pulse repetition frequency f_i is at least 10x and preferably 50 to 100x greater than the modulation frequency f_m , and the ratio T_1/T_2 is variable between 1/100 and 100/1.

9. Hydraulic installation according to Claim 8, **characterized in that** the frequency f_m with which the modulation pulses of the different periods T_1 and T_2 can be generated is at least 200 Hz and preferably between 400 Hz and 1000 Hz, and the pulse repetition frequency f_i is between 5 and 10 kHz.

10. Hydraulic installation according to any one of Claims 1 to 9, **characterized in that** the lift control valve (14) and the further lift control valve(s) (33, 34, 36) each have a load (x)-sensing connection (57) which, in the initial position (0) of the respective valve (14, 33, 34, 36), is connected to the return (T) connection (53) of the respective control valve (14, 33, 34, 36) and, in the alternative functional positions (I and II) of the respective control valve (14, 33, 34, 36), is connected either to the one load connection (63) or to the other load connection (64) of the respective control valve (14, 33, 34, 36), and these load (x)-sensing connections (57) are connected to supply connections (58, 61, 69, 71) of a respective shuttle valve (59, 68, 72) which form a pressure comparison arrangement via which the respectively highest sensed operating pressure is supplied to the load connection (78) of a pressure regulator (79) whose reference pressure connection (81) is connected to the pressure output (51) of the pressure supply unit (52).

11. Hydraulic installation according to any one of Claims 1 to 10, **characterized in that** a control block (110), forming the housing for at least the lift control valve (14) and preferably also for further control valves (33, 34, 36), has a multilayer structure of segment plates (122₁ to 122₁₄) which are hard-soldered to one another by their broad longitudinal delimiting faces and are provided with recesses through whose contour shape and arrangement in relation to one another the cross-sectional forms and the inside dimensions of transverse channels and longitudinal channels, as well as valve channels and control chambers within the control block (110) are predefined.
12. Hydraulic installation according to Claim 11, **characterized in that** an outer, "first" segment plate (122₁) and further segment plates (122₂ to 122₈) within the control block (110) are provided with circular openings (123₁ to 123₈) of equal diameter which, arranged in alignment with one another, form a transverse channel (132), serving as a pressure (P) supply connection, which opens into a longitudinal slot (124) of the inwardly following segment plate (122₉), the said longitudinal slot forming the pressure supply line (49) which leads to the pressure (P) supply connections (48) of the individual control valves (11, 13, 34, 36).
13. Hydraulic installation according to either of Claims 11 or 12, **characterized in that** the one outer, "first" segment plate (121₁) and further segment plates (122₂ to 122₅) disposed within the control block (110) are provided with circular openings (131₁ to 131₅) which, arranged in alignment with one another, form the return (T) connection channel (131) which opens into the return line (54), which in turn is bordered by slot-type recesses, to which the control valves (14, 33, 34 and 36) are connected.
14. Hydraulic installation according to any one of Claims 11 to 13, **characterized in that** the pressure (P) supply connection connector-piece (48') and/or the return (T) connection connector-piece (53') is/are soldered into an outer section of the P supply transverse channel (123) and of the return (T) return channel (131) respectively of the control block (110).

Revendications

1. Installation hydraulique pour chariot élévateur à fourche avec un groupe moteur hydraulique de levage pour une plate-forme de levage, avec un au moins un autre groupe moteur hydraulique, en particulier un groupe moteur hydraulique de réglage d'inclinaison, avec des ensembles de vannes attribuées individuellement aux groupes moteurs hydrauliques et pouvant être activés électriquement, à l'aide desquels les pressions de service et les débits de passage de fluide sous pression nécessaires pour les différents mouvements de la plate-forme de levage peuvent être pilotés, le groupe moteur de levage étant conçu comme vérin hydraulique à simple action, dont le fonctionnement en levage et en abaissement est commandable par un flux de fluide sous pression vers la chambre de pression d'actionnement du vérin hydraulique, respectivement par un reflux hors de cette chambre de pression d'actionnement pilotés par des vannes et un ensemble de vannes de pilotage du levage étant prévu pour cela, qui peut être piloté, à partir d'une position de base (0), dans laquelle la chambre de pression d'actionnement du vérin d'entraînement du levage fait l'objet d'un barrage aussi bien par rapport à la sortie sous pression du groupe de production de pression que par rapport à son raccord de retour (T), jusque dans une position de fonctionnement (I) attribuée au mode de levage, dans laquelle la chambre de pression d'actionnement du vérin d'entraînement du levage est reliée avec la sortie d'alimentation en pression (P) du groupe de production de pression mais est fermée par rapport son raccord de retour (T) et qui, en variante par rapport à cela, peut être piloté dans une position de fonctionnement (II) attribuée au mode d'abaissement du vérin d'entraînement du levage, dans laquelle la chambre de pression d'actionnement du vérin d'entraînement du levage est reliée par l'intermédiaire d'un trajet d'écoulement de la vanne, qui est libéré dans cette position, avec le raccord de retour (T) du groupe de production de pression mais est fermée par rapport à sa sortie d'alimentation en pression (P), les valeurs des sections de trajets d'écoulement libérés dans les positions de fonctionnement I et II pouvant être pilotées par commande et des valeurs croissantes des excursions d'un piston de l'ensemble de vannes de pilotage du levage à partir d'une position médiane correspondant à des valeurs croissantes des sections d'écoulement des trajets d'écoulement libérés dans la position de fonctionnement respective (I ou II), **caractérisée par** les particularités suivantes :

a) l'ensemble de vannes de pilotage du levage est conçu comme vanne à plusieurs voies et à 3 positions (14), qui comprend un piston principal (14') pouvant être déplacé à l'aide d'un servomoteur électrique (96) dans ses positions correspondant aux différentes positions de fonctionnement (0, I et II) de l'ensemble de vannes de pilotage du levage (14), lesquelles positions ont, par le couplage en complémentarité de forme des mouvements du piston de vanne (14') avec l'arbre de sortie du servomoteur (96), une relation définie avec les positions azimutales du rotor du servomoteur se rapportant à une position de référence ;

b) le servomoteur (96) est conçu comme moteur pouvant être piloté en mode digital, dont le rotor atteint obligatoirement une position azimutale de son arbre de sortie, qui est codée en un signal digital de pilotage ;
 c) il est prévu un capteur de pression (107), qui produit des signaux électriques de sortie caractéristiques pour la pression dans la chambre de pression d'actionnement (12) du vérin d'entraînement du levage (11), qui sont transmis à une unité de commande électronique (103) qui, en fonction des signaux de sortie du capteur de pression (107) caractéristiques de la pression et de ce fait aussi de la charge, détermine une limitation automatique de la course de réglage du piston principal (14') de la vanne de pilotage du levage (14) à une valeur, à laquelle correspond une vitesse maximale admissible en fonction de la charge pour la levée ou pour l'abaissement de la plate-forme de levage et en-dessous de laquelle un mode de levage et d'abaissement sensiblement exempt de vibrations de la plate-forme de levage est garanti.

2. Installation hydraulique selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** pour le couplage mécanique d'entraînement du servomoteur (96) et du piston principal (14') de l'ensemble de vannes de pilotage du levage (14) il est prévu une transmission non autobloquante et **en ce que** la position de base (0) du piston principal (14') est centrée par des ressorts de rappel (17 et 18).

3. Installation hydraulique selon la revendication 2, **caractérisée en ce que** la transmission mécanique est conçue comme transmission à écrou et broche (94), dans le cas de laquelle la broche (97) est de préférence conçue comme section de filetage de l'arbre de sortie du servomoteur (96) et l'écrou de broche (98) est relié de manière fixe avec le piston (14') et est de préférence réalisé en une seule pièce avec le piston, qui est guidé de manière coulissante dans le boîtier de vanne en étant protégé contre la rotation.

4. Installation hydraulique selon l'une des revendications 1 à 3, **caractérisée en ce que**, dans le cas d'une excursion du piston principal de la vanne (14') hors de sa position médiane dans le sens d'un passage dans la position de fonctionnement (II) de l'ensemble de vannes de pilotage du levage (14) attribuée au mode d'abaissement du vérin d'entraînement du levage (11), une première vanne à siège (201, 203) arrive d'abord dans sa position ouverte, dans laquelle une chambre de pression (183) de l'ensemble de vannes de pilotage du levage (14) qui, par l'intermédiaire d'un élément d'étranglement fixe (217) est en liaison de communication permanente avec une chambre de raccordement de consommateurs B (118), qui est en liaison de communication permanente avec la chambre de pression d'actionnement (12) du vérin hydraulique d'entraînement (11), arrive en liaison de communication avec le compartiment de raccordement du réservoir (54') de la vanne de pilotage du levage (14) par l'intermédiaire de la fente de vanne qui s'ouvre progressivement (242) de cette première vanne à siège, et **en ce que** dans le cas d'une poursuite de l'excursion du piston principal (14') dans le sens d'un accroissement de la section du trajet d'écoulement (108) de l'ensemble de vannes de pilotage du levage (14), une deuxième vanne à siège (187, 191) arrive en outre dans sa position ouverte, par la fente de vanne (243) de laquelle la chambre de raccordement de consommateurs B (118) et avec celle-ci la chambre de pression d'actionnement (12) du vérin d'entraînement du levage (11) arrivent en liaison de communication directe avec le compartiment de réservoir (54') de l'ensemble de vannes de pilotage du levage (14).

5. Installation hydraulique selon la revendication 4, **caractérisée en ce que** la première vanne à siège (201, 203) est conçue comme vanne anti-retour intégrée dans la deuxième vanne à siège (187, 191) et pouvant être déverrouillée par le déplacement d'excursion du piston principal de pilotage (14').

6. Installation hydraulique selon la revendication 5, **caractérisée en ce que** la deuxième vanne à siège (187, 191) est conçue comme vanne anti-retour pouvant être déverrouillée par le mouvement d'excursion du piston principal (14') et qui, à partir d'une excursion minimale du piston, par l'effet d'impact de ce dernier avec le corps de vanne (187) de la deuxième vanne à siège (187, 191) arrive dans sa position ouverte, dans laquelle, avec la poursuite croissante de l'excursion du piston (14'), la section d'ouverture de la fente de vanne (243) de la deuxième vanne à siège (187, 191) continue à augmenter, la section d'ouverture de la fente de vanne (242) de la première vanne à siège (201, 203) restant toutefois constante.

7. Installation hydraulique selon l'une des revendications 4 à 6, **caractérisée en ce que** la deuxième vanne à siège (187, 191) est conçue comme vanne à siège conique, ayant un corps de vanne en tant que douille en forme de pot (187), qui forme avec une section de corps de vanne en forme d'enveloppe cylindrique (199) le boîtier pour le corps de vanne (203) de la première vanne à siège (201, 203) étant réalisée en tant que douille en forme de pot, qui possède également un corps d'étanchéité en forme de cône tronqué (202), qui est appuyé à l'aide d'un ressort de vanne (216) contre un siège de vanne (201) de forme circulaire se trouvant sur le fond (194) du corps de vanne (187) de la deuxième vanne à siège, à l'intérieur de laquelle une chambre annulaire (213) est délimitée par une

section proche du siège du corps de vanne (187) de la deuxième vanne à siège (187, 191) et par un palier de piston (212), plus petit en ce qui concerne le diamètre, du corps de vanne (203) de la première vanne à siège (201, 203), laquelle chambre annulaire étant, par l'intermédiaire de canaux transversaux (211) du corps de vanne (203) de la première vanne à siège (201, 203), en liaison de communication permanente avec la chambre de pression extérieure (183) de l'ensemble de vannes de pilotage du levage (14).

8. Installation hydraulique selon l'une des revendications 1 à 7, dans le cas de laquelle l'autre(les autres) vérin(s) hydraulique(s) est(sont) réalisé(s) respectivement à l'aide d'un vérin hydraulique à double action ou à l'aide d'une paire de vérins hydrauliques pouvant être exploités en symétrie, qui peut (peuvent) être piloté(s) au moyen d'une vanne à plusieurs voies et à 3 positions, dont le système magnétique de pilotage est conçu comme système à double levage avec deux enroulements d'excitation, la mise sous tension alternée duquel permettant d'exercer sur le corps de vanne des forces de réglage agissant dans des directions alternées, le piston de la vanne ayant une position médiane centrée par des ressorts et correspondant à la position de base 0 de la vanne, qui correspond à l'état d'arrêt du vérin correspondant, et dans le cas de laquelle des directions alternées de l'excursion du piston sont attribuées aux positions de fonctionnement alternées (I et II), qui correspondent aux directions d'entraînement alternées du vérin respectif, **caractérisée en ce que** la vanne (33, 34, 36) est conçue comme vanne à modulation de la largeur d'impulsion, dans le cas de laquelle les enroulements d'excitation peuvent être activés selon une chronologie continue rapide et alternée pour différentes périodes de temps T_1 et T_2 , de sorte que la direction et la valeur de l'excursion du piston de vanne, pour lesquels il convient, pour une position de fonctionnement sélectionnée de la vanne, de régler une section et une résistance d'écoulement définie, sont déterminées par le rapport des temps d'excitation T_1 et T_2 , le rapport $T_1/T_2 = 1$ étant attribué à la position de base du piston mobile et la somme $T_1 + T_2$ des périodes d'excitation, pendant lesquelles les enroulements d'excitation (38 et 39) sont mis périodiquement sous tension, étant choisie suffisamment petite, de sorte que les amplitudes d'excursion des mouvements du piston de vanne se produisant dans les états d'équilibre effectifs, sont plus petites de manière significative que la course maximale de réglage de celui-ci, la somme des temps de réglage $T_1 + T_2$ correspondant à une valeur constante T pouvant être imposée, c'est à dire à une fréquence de modulation $f_m = 1/T$, **en ce que**, comme courants d'excitation pour les deux enroulements d'excitation, on utilise par ailleurs des courants continus pulsés, dont la fréquence de répétition des impulsions f_i est au moins de 10 fois, et de préférence de 50 à 100 fois, plus grande que la fréquence de modulation f_m , et **en ce que** le rapport T_1/T_2 peut être modifié entre 1/100 et 100/1.
9. Installation hydraulique selon la revendication 8, **caractérisée en ce que** la fréquence f_m , avec laquelle peuvent être générées les impulsions de modulation des différentes durées T_1 et T_2 , est d'au moins de 200 Hz et est située de préférence entre 400 Hz et 1000 Hz et **en ce que** la fréquence de répétition des impulsions f_i est située entre 5 et 10 kHz.
10. Installation hydraulique selon l'une des revendications 1 à 9, **caractérisée en ce que** la vanne de pilotage du levage (14) et l'autre(les autres) vanne(s) de pilotage (33, 34, 36) est(sont) munie(s) respectivement d'un raccord de captage de la charge (x) (57), qui est relié dans la position de base (0) de la vanne respective (14, 33, 34, 36) avec le raccord de retour (T) (53) de la vanne de pilotage respective (14, 33, 34, 36) et dans les positions de fonctionnement alternées (I et II) de la vanne de pilotage respective (14, 33, 34, 36) soit avec l'un des raccords de consommateurs (63) soit avec l'autre des raccords de consommateurs (64) de la vanne de pilotage respective (14, 33, 34, 36), et **en ce que** ces raccords de captage de la charge (x) (57) sont reliés avec des raccords d'alimentation (58, 61, 69, 71) de respectivement une vanne à alternance (59, 68, 72), qui forment un ensemble de comparaison de la pression, par l'intermédiaire duquel la pression de service respectivement la plus élevée qui a été captée est amenée au raccord de pression (78) d'une balance de pression (79), dont le raccord de pression de référence (81) est branché sur la sortie de pression (51) du groupe de production de pression (52).
11. Installation hydraulique selon l'une des revendications 1 à 10, **caractérisée en ce qu'un** bloc de commande (110) formant le boîtier pour au moins la vanne de pilotage du levage (14) et de préférence aussi pour d'autres vannes de commande (33, 34, 36) dispose d'une conception en plusieurs couches formées de tôles de segments (122₁ à 122₁₄), qui sont brasées ensemble sur leurs surfaces de délimitation longitudinales larges et qui sont munies d'évidements, par l'évolution des contours et par la disposition réciproque desquels sont imposées, à l'intérieur du bloc de commande (110) les formes de sections et les dimensions intérieures de canaux transversaux et de canaux longitudinaux ainsi que de canaux de vannes et de chambres de commande.
12. Installation hydraulique selon la revendication 11, **caractérisée en ce que** la "première" tôle de segment extérieure (122₁) et d'autres tôles de segments (122₂ à 122₈) disposées à l'intérieur du bloc de commande (110) sont munies

de forures circulaires (123₁ à 123₈) de même diamètre, qui forment, dans une disposition en alignement réciproque, un canal transversal (132) servant de raccord d'alimentation en pression (P), qui aboutit dans une fente longitudinale (124) de la tôle de segment (122₉) placée à la suite dans le sens allant vers l'intérieur, qui forme la conduite d'alimentation en pression (49), qui conduit aux raccords d'alimentation en pression (P) (48) des différentes vannes de commande (11, 13, 34, 36).

13. Installation hydraulique selon la revendication 11 ou la revendication 12, **caractérisée en ce que** la "première" tôle de segment extérieure (122₁) et d'autres tôles de segments (122₂ à 122₅) disposées à l'intérieur du bloc de commande (110) sont munies de forures circulaires (131₁ à 131₅), qui forment, dans une disposition en alignement réciproque, le canal de raccordement de retour (T) (131), qui aboutit dans la conduite de retour (54) délimitée de son côté par des évidements en forme de fentes et à laquelle sont raccordées les vannes de pilotage (14, 33, 34 et 36).

14. Installation hydraulique selon l'une des revendications 11 à 13, **caractérisée en ce que** la tubulure de raccordement d'alimentation en pression (P) (48') et/ou la tubulure de raccordement de retour (T) (53') est(sont) brasée(s) dans une section extérieure du canal transversal d'alimentation (P) (123) ou du canal de retour (T) (131) du bloc de commande (110).

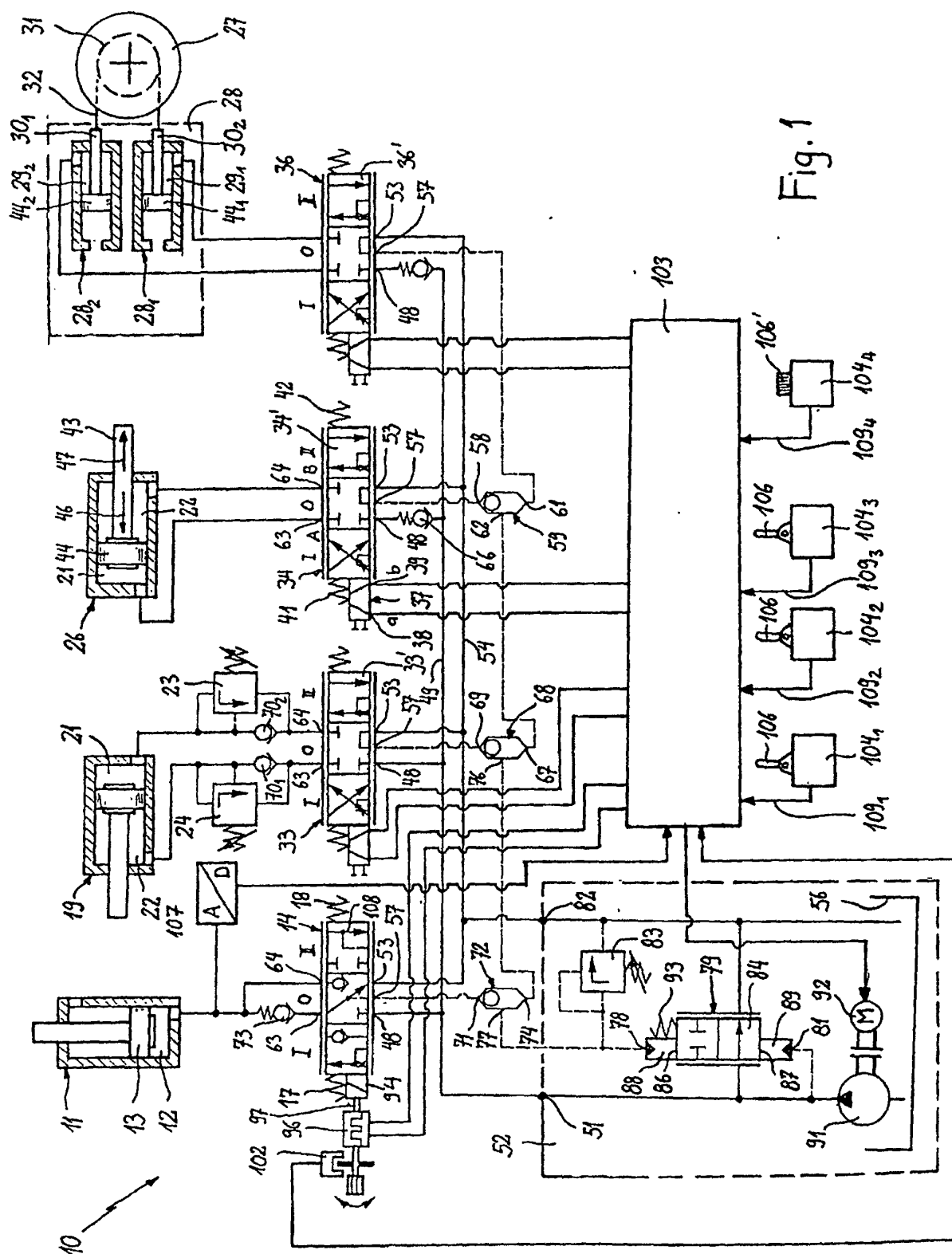


Fig. 1

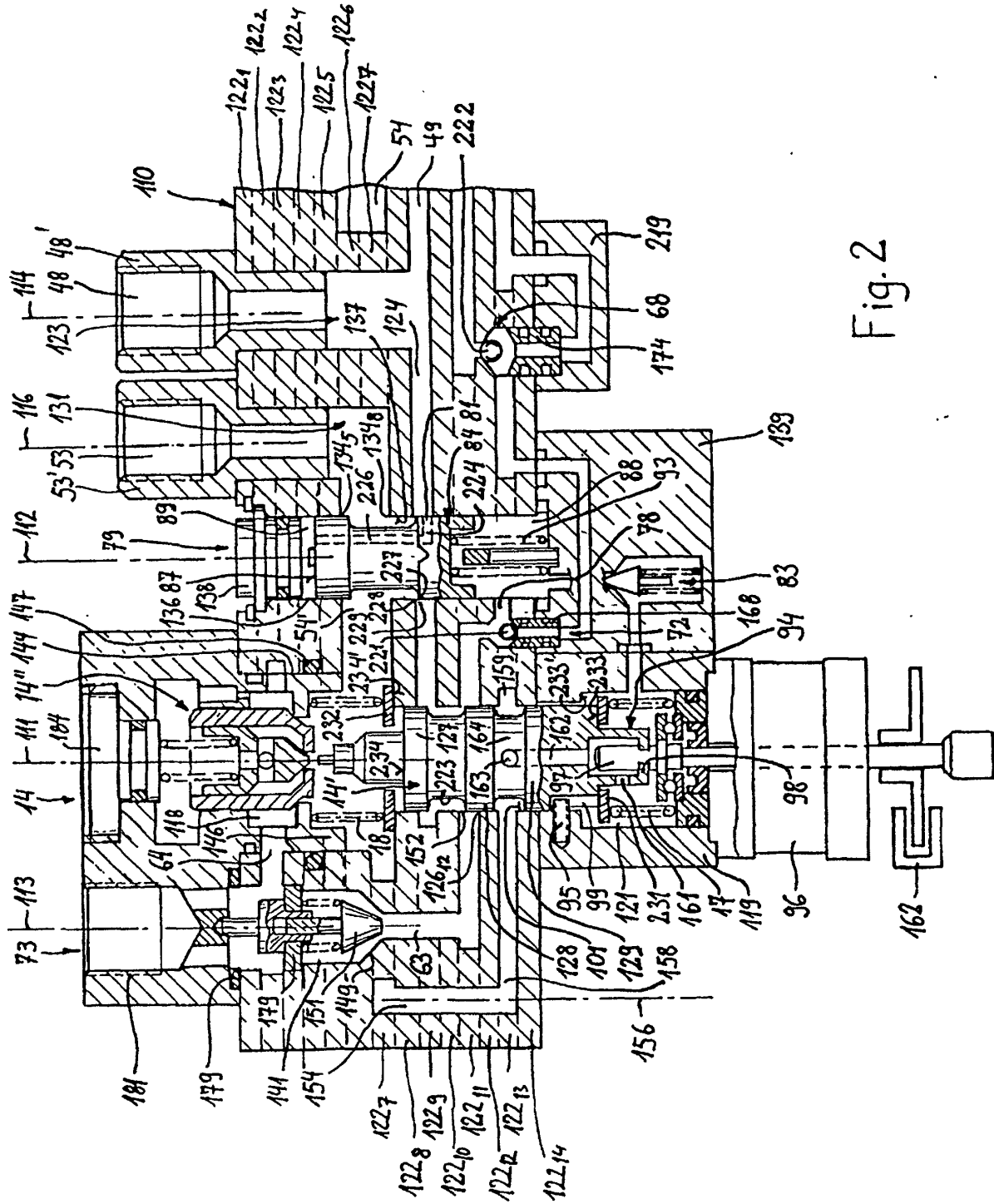


Fig. 2

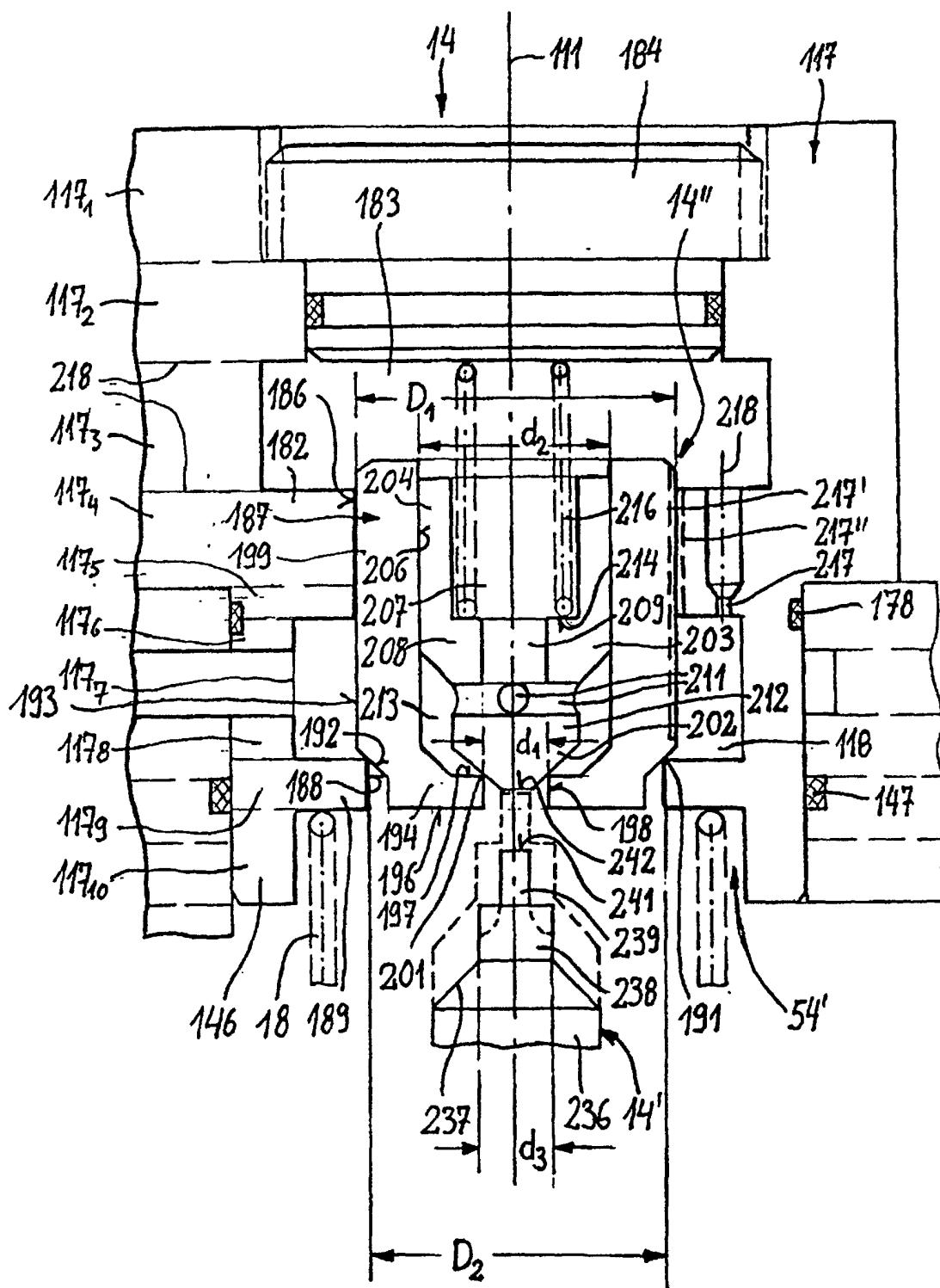
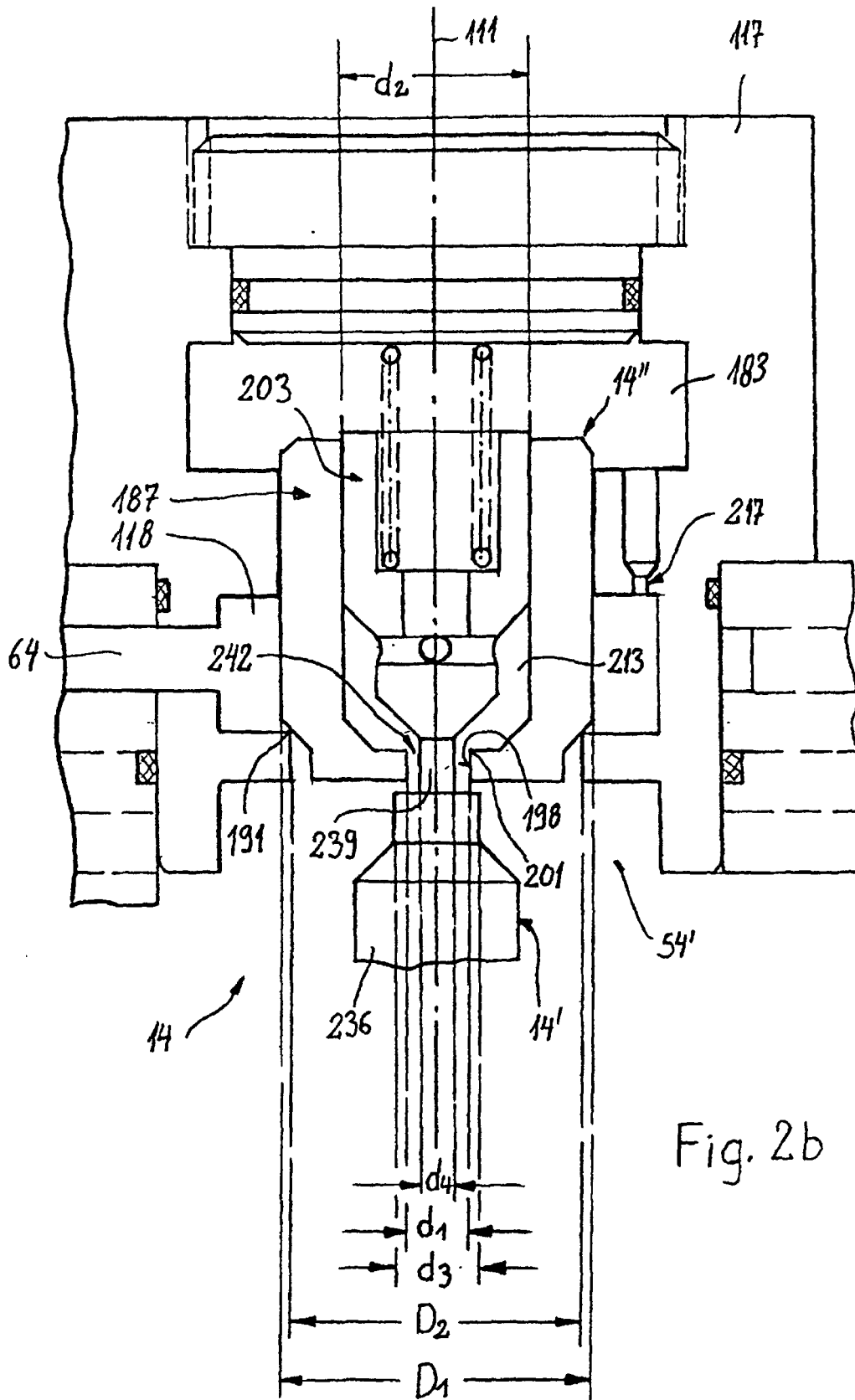


Fig. 2a



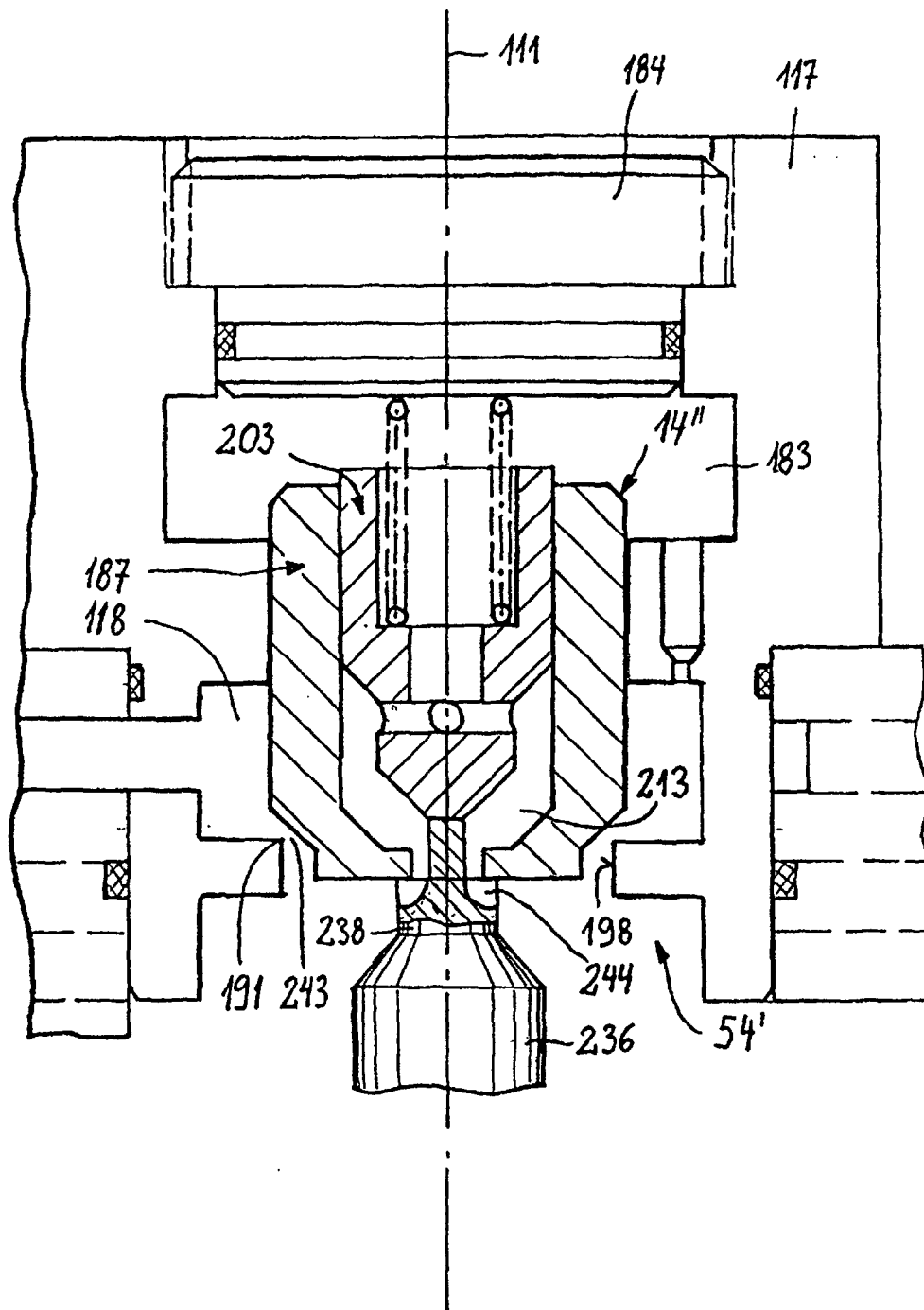


Fig. 2c

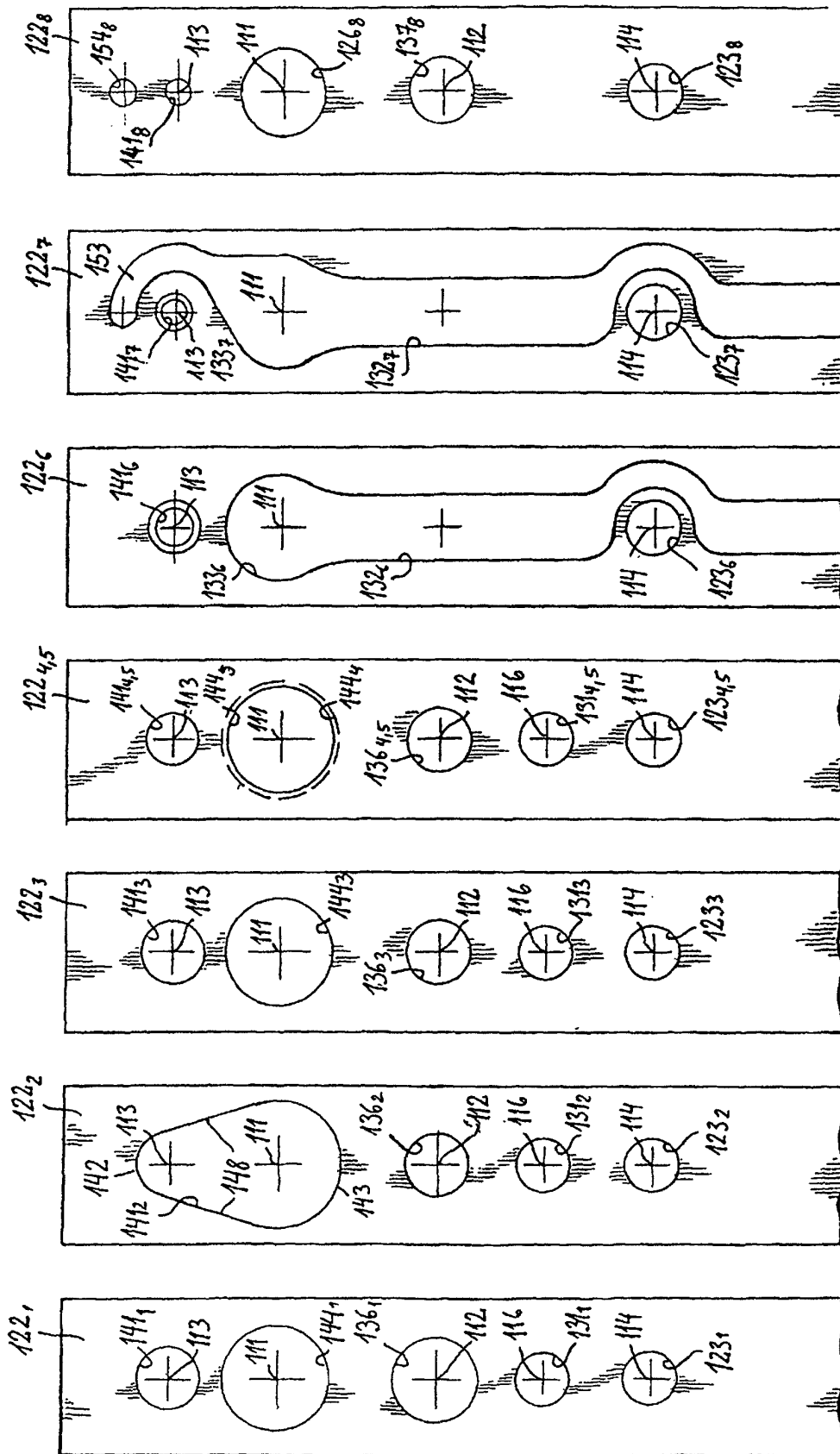


Fig. 3g

Fig. 3f

Fig. 3e

Fig. 3d

Fig. 3c

Fig. 3b

Fig. 3a

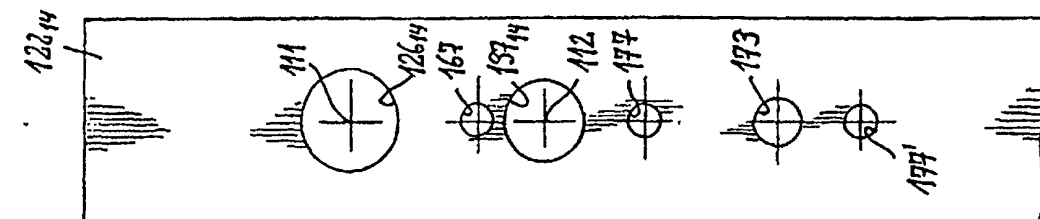


Fig. 3m

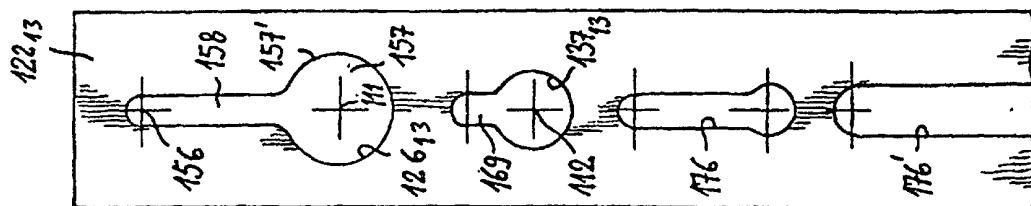


Fig. 3l

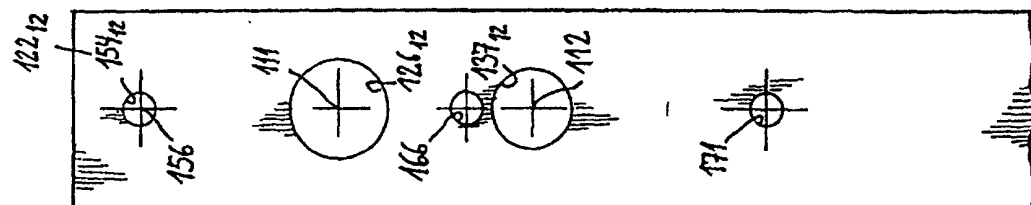


Fig. 3k

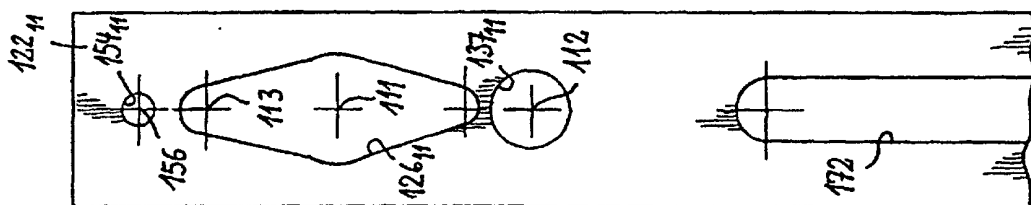


Fig. 3j

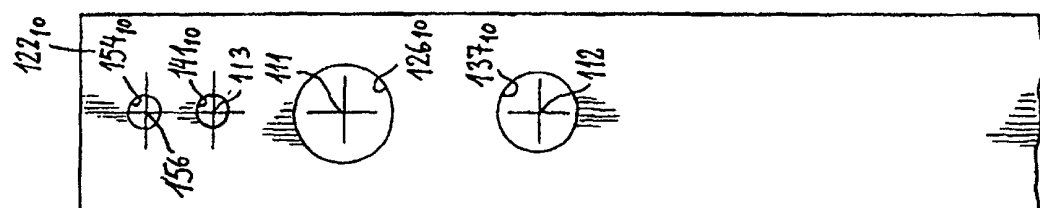


Fig. 3i

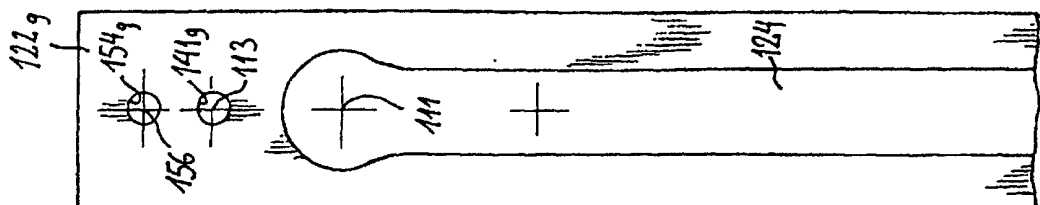


Fig. 3h