



(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:
13.09.2006 Patentblatt 2006/37

(51) Int Cl.:
B66F 3/24 (2006.01)

(21) Anmeldenummer: 06004121.7

(22) Anmeldetag: 01.03.2006

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR
HU IE IS IT LI LT LU LV MC NL PL PT RO SE SI
SK TR
Benannte Erstreckungsstaaten:
AL BA HR MK YU

(72) Erfinder:
• Lupold, Wilhelm
72189 Vöhringen (DE)
• Katz, Walter
72172 Sulz-Bergfelden (DE)

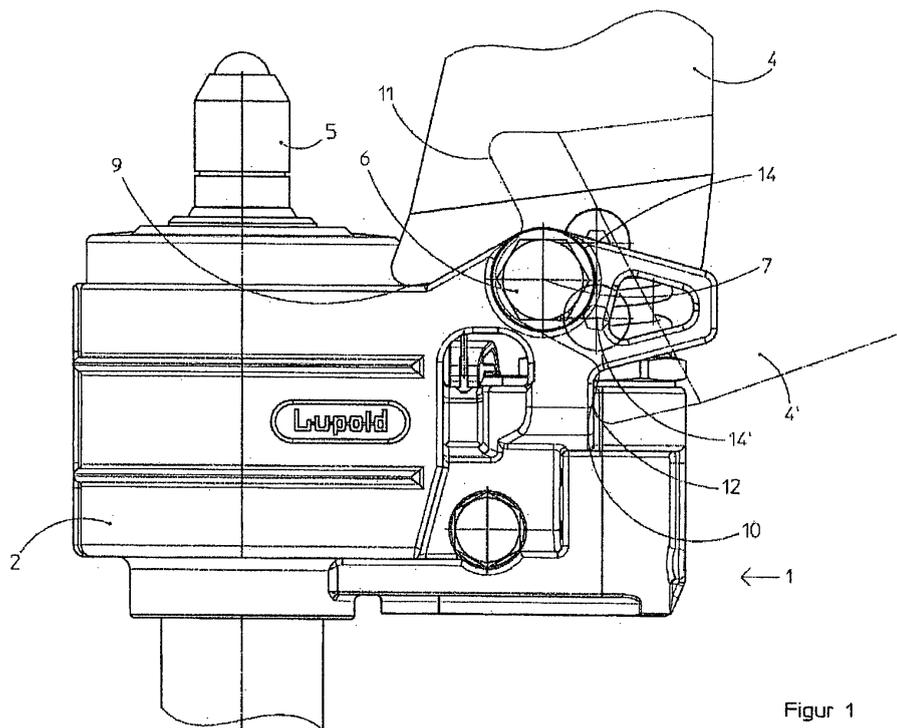
(30) Priorität: 08.03.2005 DE 202005003868 U

(74) Vertreter: Göhring, Robert
Westphal, Mussnug & Partner
Patentanwälte
Am Riettor 5
78048 Villingen-Schwenningen (DE)

(71) Anmelder: Andreas Lupold Hydrotechnik GmbH
72189 Vöhringen (DE)

(54) Hydraulikaggregat

(57) Die Erfindung betrifft ein Hydraulikaggregat (1), insbesondere für Gabelhubwagen, mit einem Gehäuse (2), mit einem auf Hydraulikmedium in einem Pumpraum wirkenden Pumpkolben, mit einem Betätigungselement (4) für den Pumpkolben, mit einem Hubkolben (5) sowie mit einem Druckraum. Der Pumpkolben wird mit Hilfe des Betätigungselementes (4) in einen mit Hydraulikmedium gefüllten Pumpraum bewegt. Durch diesen Pumphub wird Hydraulikmedium von dem Pumpraum in einen, einem Hubkolben (5) zugeordneten Druckraum gepumpt, wodurch der Hubkolben (5) verdrängt wird und eine Last anheben kann. In der Regel wird der Pumpkolben über eine Feder in seine Ausgangslage zurückbewegt, wobei bei dieser Zurückbewegung des Pumpkolbens in seine Ausgangsstellung Hydraulikmedium aus einem Tankraum in den Pumpraum angesaugt wird.



Figur 1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Hydraulikaggregat, insbesondere ein Hydraulikaggregat für Gabelhubwagen, mit einem Gehäuse, mit einem auf Hydraulikmedium in einem Pumpraum wirkenden Pumpkolben, mit einem Betätigungselement für den Pumpkolben, mit einem Hubkolben sowie mit einem Druckraum. Der Pumpkolben wird mit Hilfe des Betätigungselementes in einen mit Hydraulikmedium gefüllten Pumpraum bewegt. Durch diesen Pumphaub wird Hydraulikmedium von dem Pumpraum in einen, einem Hubkolben zugeordneten Druckraum gepumpt, wodurch der Hubkolben verdrängt wird und eine Last anheben kann. In der Regel wird der Pumpkolben über eine Feder in seine Ausgangslage zurückbewegt, wobei bei dieser Zurückbewegung des Pumpkolbens in seine Ausgangsstellung Hydraulikmedium aus einem Tankraum in den Pumpraum angesaugt wird.

[0002] Vorteilhafte Ausgestaltungen sind in den Unteransprüchen angegeben.

[0003] Gemäß einer ersten Ausführung ist mit Vorteil vorgesehen, dass sämtliche, von außen sichtbaren, Bauteile des Hydraulikaggregates aus Edelstahl ausgebildet sind. Insbesondere wenn das Hydraulikaggregat in einen Gabelhubwagen eingebaut wird, ist es von Vorteil, wenn die gesamten, von außen sichtbaren, Bauteile des Gabelhubwagens aus Edelstahl ausgebildet sind. Das erfindungsgemäß ausgebildete Hydraulikaggregat eignet sich insbesondere zum Einsatz in Arbeitsbereichen, wo mit aggressiven Medien, wie Säuren oder Basen gearbeitet wird. Es ist beobachtet worden, dass herkömmliche Hydraulikaggregate durch den Einsatz in der Lebensmittel- oder chemischen Industrie wesentlich schneller verschleifen als in sonstigen Bereichen eingesetzte Hydraulikaggregate. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die üblicherweise aus Aluminiumguss oder beschichtetem Eisenguss bestehenden Hydraulikaggregate durch den Kontakt mit Milchsäuren, Fleischsaft, Pökelsalz, Reinigungsmitteln, etc. wesentlich schneller korrodieren, was letztlich zu einem vorzeitigen Versagen der Hydraulikaggregate führt. Gemäß der erfindungsgemäßen Ausführung wird ein langlebiges Hydraulikaggregat erhalten, welches weitgehend unanfällig gegen die üblicherweise zum Einsatz kommenden, aggressiven Medien ist.

[0004] Gemäß einer weiteren Ausführung eines Hydraulikaggregates ist mit Vorteil vorgesehen, dass das Betätigungselement als Schwenkhebel ausgebildet ist, wobei am Gehäuse Anschläge zur Begrenzung der Schwenkbewegung des Schwenkhebels in beide Richtungen vorgesehen sind. Bei dem Einsatz des Hydraulikaggregates auf einem Gabelhubwagen handelt es sich bei dem Schwenkhebel in der Regel um die Deichsel des Gabelhubwagens. Bisher war es üblich, nur zur Begrenzung der Schwenkbewegung des Schwenkhebels nach oben in seine Ausgangsstellung, einen Anschlag am Gehäuse vorzusehen. Die Schwenkbewegung des Schwenkhebels nach unten wurde im Stand der Technik dadurch begrenzt, dass der Pumpkolben bei seinem Pumphaub gegen den Boden oder einen Anschlag innerhalb des Pumpraums stieß. Dabei wirkten enorme Kräfte auf die kraftübertragenden Bauteile des Hydraulikaggregates, was einen erhöhten Verschleiß zur Folge hatte. Durch die erfindungsgemäße Ausgestaltung des Hydraulikaggregates wird die Schwenkbewegung des Schwenkhebels in beide Richtungen durch Anschläge am Gehäuse begrenzt, die die beim Anschlag des Schwenkhebels auftretenden Kräfte aufnehmen. Der Pumpkolben, der Pumpzylinder und der Pumpraum werden durch den Anschlag des Schwenkhebels in beiden Maximalauslenkungen nicht belastet.

[0005] Gemäß einer weiteren Ausgestaltung der Erfindung ist mit Vorteil vorgesehen, dass das Betätigungselement als Schwenkhebel ausgebildet ist und dass die Schwenkachse unterhalb des Krafteinleitungspunktes in den Pumpkolben angeordnet ist. Hierdurch wird mit Vorteil erreicht, dass die Krafteinleitung in den Pumpkolben ziehend und nicht wie bisher üblich drückend erfolgt. Durch die erfindungsgemäße Ausgestaltung des Hydraulikaggregates ist es möglich, den Pumpzylinder, der den Pumpkolben axial führt, länger auszubilden als bei bekannten Hydraulikaggregaten. Hierdurch werden die bei dem Verschwenken des Schwenkhebels notwendigerweise auftretenden, auf den Pumpkolben wirkenden, Querkräfte auf eine größere Führungsfläche verteilt. Ein weiterer Vorteil der erfindungsgemäßen Ausgestaltung besteht darin, dass die durch die ziehende Krafteinleitung entstehenden Querkräfte geringer sind als bei drückender Krafteinleitung in den Pumpkolben.

[0006] In Ausgestaltung der Erfindung ist mit Vorteil vorgesehen, dass die Krafteinleitung von dem Schwenkhebel in den Pumpkolben über ein Mitnehmerteil erfolgt, wobei das Mitnehmerteil derart am Schwenkhebel angelenkt ist, dass es relativ zu dem Schwenkhebel verschwenkbar ist. Das Mitnehmerteil liegt auf dem Pumpkolben auf und ist relativ zu diesem beweglich. Bei einer Betätigung des Schwenkhebels wird von dem Mitnehmerteil eine Axialkraftkomponente auf den Pumpkolben ausgeübt, wobei das Mitnehmerteil durch die Schwenkbewegung des Schwenkhebels auf dem Pumpkolben eine Wippbewegung vollführt. In einer möglichen Ausführungsform ist das Mitnehmerteil im Wesentlichen U-förmig ausgebildet, wobei das Mitnehmerteil mit den parallelen Schenkeln am Schwenkhebel angelenkt ist und wobei das Mitnehmerteil mit der die parallelen Schenkel verbindenden Unterseite auf dem Pumpkolben aufliegt. Gemäß einer noch weiter verbesserten Ausführungsform ist das Mitnehmerteil umfangsseitig geschlossen, also beispielweise rohrförmig ausgebildet, um einen noch besseren seitlichen Schutz, insbesondere vor aggressiven Substanzen und Kräfteinflüssen, zu gewährleisten. Die Schwenkachse des Mitnehmerteils liegt beabstandet und parallel zu der unterhalb des Krafteinleitungspunktes in den Pumpkolben angeordneten Schwenkachse des Schwenkhebels.

[0007] Damit das Mitnehmerteil auf dem Pumpkolben möglichst reibungsfrei hin- und herbewegt werden kann, ist mit Vorteil vorgesehen, dass das Mitnehmerteil auf einer an der Oberseite des Pumpkolbens angeordneten Kugel bei

Betätigung des Schwenkhebels abrollt, wobei vorzugsweise die Krafteinleitung in den Pumpkolben über die Kugel erfolgt. Das Mitnehmerteil vollführt bei Betätigung des Schwenkhebels eine Wippbewegung auf der auf der Oberseite des Pumpkolbens angeordneten Kugel, wobei der Krafteinleitungspunkt auf der Kugeloberfläche wandert. Die Kugel ist mit Vorteil in den Pumpkolben eingepresst. Mit Vorteil ist in dem Mitnehmerteil eine Einsenkung zur Aufnahme und Positionierung des Mitnehmerteils auf der Kugel vorgesehen.

[0008] Dadurch, dass die Schwenkachse des Schwenkhebels unterhalb des Krafteinleitungspunktes in den Pumpkolben angeordnet ist, kann mit Vorteil vorgesehen werden, dass der aus dem Gehäuse herausragende Abschnitt des Pumpkolbens, bzw. mindestens der Endbereich des Pumpkolbens, innerhalb des Schwenkhebels angeordnet ist, also von mindestens zwei, vorzugsweise drei oder vier Umfangsseiten des Schwenkhebels umgeben ist. Wenn der Schwenkhebel beispielsweise einen U-förmigen Querschnitt aufweist, so ragt der Pumpkolben mit Vorteil zwischen die beiden parallelen Schenkel des Schwenkhebels. Durch die erfindungsgemäße Ausgestaltung wird der Pumpkolben und/oder das Mitnehmerteil vor äußeren Einwirkungen geschützt.

[0009] Gemäß einer weiteren Ausführung des Hydraulikaggregates weist das Hydraulikaggregat ein Senkregelventil mit einem Ventileinsatz auf, wobei in dem Ventileinsatz ein, vorzugsweise axialer, Hydraulikmediumkanal und mindestens ein, in den Hydraulikmediumkanal mündender, Versorgungskanal vorgesehen ist, wobei über den Versorgungskanal Hydraulikmedium aus dem Druckraum in den Ventilraum und weiter in einen Tankraum abfließen kann. Der Versorgungskanal mündet in eine zumindest über einen Teil des Umfangs des Ventileinsatzes verlaufende Nut, wobei der Nutquerschnitt in Umfangsrichtung mit zunehmendem Abstand von der Mündungsöffnung des Versorgungskanals abnimmt. Dabei ist der Ventileinsatz von einem unter Druckeinwirkung verformbaren Drosselring umgeben. Dabei kann vorgesehen sein, dass der Querschnitt in Umfangsrichtung mit zunehmendem Abstand von der Mündungsöffnung des Versorgungskanals linear abnimmt.

[0010] Der den Ventileinsatz auf Höhe der Umfangsnut umgebende Drosselring legt sich bei offenem Hydraulikmediumkanal aufgrund des im Druckraum vorherrschenden Druckes an die Umfangsnut bzw. an den Rand der Umfangsnut an. Dabei ist das Anlegeverhalten proportional zur Höhe des Drucks im Druckraum. Letzterer ist abhängig von der Größe der auf den Hubkolben wirkenden Last. Dies bedeutet, dass je größer die Last ist, die auf den Hubkolben wirkt, desto größer ist der Druck im Druckraum und desto größer ist ausgehend von der Mündungsöffnung die von dem Drosselring in Umfangsrichtung abgedeckte Nutstrecke. Da der Nutquerschnitt in Umfangsrichtung mit zunehmendem Abstand von der Mündungsöffnung abnimmt, ist der Durchflussquerschnitt für Druckmedium durch die Nut bei einer größeren Last demnach geringer als bei einer kleineren Last, da der Drosselring bei kleinerer Last die Nut nur über eine geringe Umfangsstrecke abdeckt und dort die Nutquerschnittsfläche größer ist. Der abströmende Hydraulikmediumvolumenstrom und damit die Senkgeschwindigkeit des Hubkolbens ist demnach abhängig von der Größe der auf den Hubkolben wirkenden Last. Die Regelung der Absenkgeschwindigkeit erfolgt also über die Länge der Drosselstrecke (von dem Drosselring abgedeckte Nutstrecke) und über die Querschnittsfläche der Nut (Einströmfläche von Hydraulikmedium in die teilweise vom Drosselring abgedeckte Umfangsnut).

[0011] In Ausgestaltung der Erfindung ist mit Vorteil vorgesehen, dass mindestens zwei, insbesondere gegenüberliegende, Versorgungskanäle vorgesehen sind, wobei nicht mehrere, sondern nur ein Versorgungskanal in eine Nut mündet. Dabei verläuft die Nut nicht über den gesamten Umfang, sondern nur über einen Teil des Umfangs, insbesondere über die Hälfte des Umfangs. Bei dieser zweckmäßigen Weiterbildung der Erfindung wird einer der beiden Versorgungskanäle sofort vollständig von dem Drosselring verschlossen und die Abströmung erfolgt, abhängig von der Größe der auf den Hubkolben wirkenden Last, nur durch einen Versorgungskanal in den, vorzugsweise axial verlaufenden, Hydraulikmediumkanal innerhalb des Ventileinsatzes.

[0012] Es ist von Vorteil, wenn der Nutquerschnitt in etwa V-förmig ausgebildet ist, wobei die Nuttiefe mit zunehmendem Abstand von der Mündungsöffnung in Umfangsrichtung abnimmt. Eine V-förmige Ausbildung des Nutquerschnittes hat den Vorteil, dass eine überproportionale Querschnittsflächenwegnahme mit zunehmendem Abstand von der Mündungsöffnung gegeben ist.

[0013] Um die Nut über die gesamte Breite vollständig abdecken zu können ist mit Vorteil vorgesehen, dass die Breite des Drosselrings, zumindest im Bereich der Nut so bemessen ist, dass er diese mit axialer Reserve überdeckt.

[0014] Weiterhin ist es zweckmäßig, dass mindestens ein Versorgungskanal als radiale Querbohrung ausgebildet ist, die, falls der Hydraulikmediumkanal innerhalb des Ventileinsatzes axial verläuft, zu diesem einen Winkel von 90° aufweist.

[0015] Bei dem Ventileinsatz handelt es sich mit Vorteil um ein Bauteil mit zumindest zu beiden Seiten der Nut kreisförmigem Querschnitt, wobei der Drosselring im nicht verformten Zustand einen kreisringförmigen Querschnitt aufweist, und wobei der Innendurchmesser des Drosselrings größer ist als der Außendurchmesser des Ventileinsatzes an beiden Nuträndern, so dass der Drosselring im nicht verformten Zustand von dem Ventileinsatz radial beabstandet ist.

[0016] In Ausgestaltung der Erfindung ist mit Vorteil vorgesehen, dass die Nut zu zwei gegenüberliegenden Seiten mindestens einer Mündungsöffnung in Umfangsrichtung verläuft, insbesondere auf jeder Seite über etwa ¼ des Umfangs. Falls gemäß einer vorteilhaften Ausgestaltung nur eine Mündungsöffnung in eine Nut mündet, verläuft diese Nut dadurch in etwa über den halben Umfang des Ventileinsatzes.

[0017] Es ist zweckmäßig, wenn mindestens ein Versorgungskanal sowie der Hydraulikmediumkanal als Einström-

kanal für Hydraulikmedium beim Pumpvorgang in den Druckraum dienen.

[0018] Mit Vorteil ist der Hydraulikmediumkanal in Abströmrichtung mittels eines Rückschlagventils, insbesondere Kugelventil abdichtbar. Soll der Hubkolben abgesenkt werden, so muss zunächst das Rückschlagventil entgegen einer Federkraft geöffnet werden, so dass Hydraulikmedium in Schließrichtung des Rückschlagventils aus dem Druckraum über die Nut, mindestens einen Versorgungskanal und den Hydraulikmediumkanal in einen Tankraum abfließen kann.

[0019] Es ist von Vorteil, den Drosselring aus Kunststoff auszubilden, da ein solcher Drosselring mit größeren Toleranzen gefertigt werden kann. Um das gewünschte Anlegeverhalten an die Nut bei einem Drosselring aus Metall zu erreichen, müssten minimierte Fertigungstoleranzen eingehalten werden.

[0020] Gemäß einer weiteren Ausführung weist das Hydraulikaggregat eine Umschalteinrichtung zur Umschaltung zwischen zwei unterschiedlich großen Krafteintragflächen des Pumpkolbens auf, wodurch das Hydraulikaggregat zwischen Schnellhub und Normalhub umschaltbar ist. Im Schnellhubmodus wird die Kraft vom Pumpkolben mittels einer größeren wirksamen Fläche in das Hydraulikmedium im Pumpraum eingetragen als im Normalhubmodus, wodurch im Schnellhubmodus bei einem Pumphub mehr Hydraulikmedium verdrängt wird, als bei gleichem Pumphub im Normalhubmodus.

[0021] Die Umschalteinrichtung umfasst einen Ringkolbenraum, welcher teilweise von dem Pumpkolben begrenzt ist. Weiterhin ist eine, vorzugsweise zentrische, Verbindung zwischen dem Ringkolbenraum und dem Pumpraum vorgesehen, die mittels eines federkraftbeaufschlagten Umschaltventils abgedichtet ist. Das Hydraulikmedium kann bei Überschreiten eines Umschaltdruckes im Pumpraum entgegen der Schließrichtung des Umschaltventils in den Ringkolbenraum strömen. Der Umschaltdruck kann beispielsweise über die Wahl der Feder des Umschaltventils variiert werden. Erreicht der Druck im Pumpraum den Umschaltdruck nicht, bleibt das Umschaltventil geschlossen. Bei Erreichen des Umschaltdruckes kann Hydraulikmedium vom Pumpraum in den Ringkolbenraum strömen, wodurch ein Druckgleichgewicht zwischen Ringkolbenraum und Pumpraum hergestellt wird. Da das Hydraulikmedium im Ringkolbenraum die Krafteintragfläche des Pumpkolbens teilweise hinterströmt, wird bei einem Druckgleichgewicht zwischen Ringkolbenraum und Pumpraum die wirksame Krafteintragsfläche reduziert, wodurch der Krafteintrag dann nur noch über eine kleinere Krafteintragsfläche in den Pumpraum erfolgt.

[0022] Im Stand der Technik besteht das Problem, dass Hydraulikmedium bei Erreichen des Umschaltdruckes in einen nicht, oder nur teilweise mit Hydraulikmedium gefüllten Ringkolbenraum strömt. Es müssen also meist mehrere Pumpfübe ausgeführt werden, um den Ringkolbenraum über das Umschaltventil mit Hydraulikmedium zu füllen. Daher ist gemäß einer vorteilhaften Ausgestaltung vorgesehen, dass eine Verbindungsleitung zwischen dem Ringkolbenraum und einem Tankraum besteht, die in Richtung Tankraum mittels eines Rückschlagventils abgedichtet ist, und dass Hydraulikmedium bei einem Pumphub durch die Verbindungsleitung, entgegen der Schließrichtung des Rückschlagventils, aus dem Tankraum in den Ringkolbenraum angesaugt wird. Der Ringkolbenraum ist dadurch zu jedem Zeitpunkt mit Hydraulikmedium gefüllt, wodurch bei Erreichen des Umschaltdruckes im Pumpraum sofort eine Druckerhöhung im Ringkolbenraum erreicht wird.

[0023] Um eine Bewegung des Pumpkolbens in seine Ausgangslage bei gefülltem Ringkolbenraum zu ermöglichen, muss eine Abströmmöglichkeit für Hydraulikmedium aus dem Ringkolbenraum geschaffen werden, da der Abfluss über die Verbindungsleitung zum Tankraum aufgrund des Rückschlagventils versperrt ist. Eine Ausführungsform des Hydraulikaggregates sieht daher vor, dass der zwischen Pumpkolben und Pumpraumwand gebildete Ringspalt über eine am Umfang des Pumpkolbens vorgesehene, axial verschiebliche Ringdichtung abdichtbar ist. Wenn der Druck im Pumpraum höher ist als der Druck im Ringkolbenraum, wird die Ringdichtung von dem Hydraulikmedium in eine Axialposition verschoben, in der sie den Ringspalt abdichtet. Falls der Druck im Ringkolbenraum höher ist als im Druckraum, wird die Ringdichtung von dem Hydraulikmedium in eine Axialposition verschoben, in der ein Durchfluss von Hydraulikmedium vom Ringkolbenraum in den Druckraum möglich ist. Die Ringdichtung erhält über die axiale Verschieblichkeit eine Doppelfunktion. Zum einen dichtet sie den Ringspalt beim Pumpvorgang ab und ermöglicht zusätzlich ein Abströmen von Hydraulikmedium aus dem Ringkolbenraum in den Pumpraum bei einer Bewegung des Pumpkolbens zurück in seine Ausgangsstellung. Die Ringdichtung fungiert somit als Rückschlagventil. Damit die Ringdichtung besser an mindestens einer Dichtfläche anliegt, kann mindestens ein Federelement, vorzugsweise ein axial zwischen Ringdichtung und Sicherungsring angeordneter Wellfederring, vorgesehen sein.

[0024] Mit Vorteil ist die Ringdichtung zwischen zwei Axialanschlügen axial verschieblich, wobei ein Axialanschlag beispielsweise als Ringschulter des Ringkolbens und der gegenüberliegende Axialanschlag als Sicherungsring ausgebildet sein kann.

[0025] Um den Anströmvolumenstrom vom Ringkolbenraum in Richtung Pumpraum zu vergrößern, sind mit Vorteil radial hinter der Ringdichtung in dem Pumpkolben axial verlaufende Durchflusnuten eingebracht. Diese müssen selbstverständlich nicht im Pumpkolben eingebracht sein, sondern können auch beispielsweise in die Ringdichtung eingebracht sein.

[0026] Es ist mit Vorteil vorgesehen, dass der Pumpkolben mindestens zwei Abschnitte mit voneinander unterschiedlichem Durchmesser aufweist, wobei der Pumpkolben ausschließlich mit dem Abschnitt mit dem geringeren Durchmesser axial geführt ist. Bisher war es üblich, den Pumpkolben sowohl an seinem größeren Durchmesser, als auch an seinem

kleineren Durchmesser axial zu führen, wobei der kleinere Durchmesser in einem Pumpzylinder und der größere Durchmesser an der Wandung des Pumpraums geführt war. Gemäß der erfindungsgemäßen Ausgestaltung des Hydraulikaggregates ist es nun möglich, den Pumpkolben ausschließlich im Pumpzylinder axial zu führen und den Pumpkolben lediglich randseitig gegenüber der Pumpraumwandung abzudichten. Somit werden Dichtigkeits-, Montage-, und Verschleißprobleme aufgrund eines fertigungstechnisch bedingten Versatzes zwischen Pumpraumwandung und Pumpzylinder vermieden.

[0027] Gemäß einer vorteilhaften Ausführung weist das Umschaltventil zwischen Ringkolbenraum und Pumpraum einen federkraftbeaufschlagten Umschaltstößel auf, wobei der Umschaltstößel gegen die Federkraft in einen, gegenüber dem Ringkolbenraum abgedichteten, Niederdruckraum verschiebbar ist. Der Druck im Niederdruckraum ist immer geringer als der Umschaltdruck. Der Umschaltdruck kann durch Wahl der auf den Umschaltstößel wirkenden Feder bestimmt werden. Durch diese Ausgestaltung des Hydraulikaggregates ist der Umschaltstößel nicht vollständig von Hydraulikmedium umflossen. Bei Hydraulikaggregaten aus dem Stand der Technik ist der Umschaltstößel vollständig von Hydraulikmedium umflossen, wodurch die auf den Umschaltstößel wirkende Federkraft nicht dauerhaft kompensiert werden kann. Bei bekannten Hydraulikaggregaten muss deshalb über den gesamten Pumphaub zunächst die Federkraft überwunden werden, da die Feder immer bestrebt ist, die Verbindung zwischen Ringkolbenraum und Pumpraum zu schließen.

[0028] Je nach dem, wie groß die gegenüber dem Niederdruckraum abgedichtete Querschnittsfläche des Umschaltstößels im Verhältnis zu der Querschnittsfläche des Umschaltstößels oder der Querschnittsfläche eines mit dem Umschaltstößel verbundenen Dichtelementes gewählt wird, auf die das im Pumpraum befindliche Hydraulikmedium eine Druckkraft ausübt, kann die Federkraft vollständig oder teilweise bei Erreichen des Umschaltdrucks kompensiert werden. Aus einer vollständigen Kompensation der Federkraft im Umschaltzeitpunkt folgt ein ruckartiges Umschaltverhalten. Daher ist man bestrebt, dass die gegenüber dem Niederdruckraum abgedichtete Querschnittsfläche des Umschaltstößels kleiner ist als die Querschnittsfläche des Umschaltstößels oder eines mit dem Umschaltstößel verbundenen Dichtelementes, auf die im Pumpraum befindliche Hydraulikmedium bei geschlossenem Umschaltventil wirkt, d. h. eine Druckkraft ausübt. Das Produkt aus der abgedichteten Querschnittsfläche des Umschaltstößels und dem Druck im Pumpraum wirkt der auf den Umschaltstößel wirkenden Federkraft bei geöffnetem Umschaltventil entgegen. Die Kraft auf dem Umschaltstößel aufgrund eines etwaigen Drucks im Niederdruckraum kann in der Regel vernachlässigt werden. Entspricht also die gegenüber dem Niederdruckraum abgedichtete Querschnittsfläche des Umschaltstößels der Querschnittsfläche des Umschaltstößels, auf die Hydraulikmedium im Pumpraum eine Druckkraft ausübt, wird die Federkraft im Umschaltzeitpunkt schlagartig vollständig kompensiert, wodurch es zu einem ruckartigen Umschaltverhalten von Schnellhub auf Normalhub kommt. Besser ist es, wenn die abgedichtete Querschnittsfläche kleiner ist als die Querschnittsfläche des Umschaltstößels bzw. des Dichtelementes, auf die eine Druckkraft wirkt. Bei dieser Ausführung gibt es einen Übergangsbereich, in dem die Federkraft noch nicht vollständig aufgehoben ist, woraus ein weiches Umschaltverhalten resultiert.

[0029] In Ausgestaltung der Erfindung ist mit Vorteil vorgesehen, dass der Druck im Niederdruckraum bei geschlossenem Umschaltventil maximal so groß ist, dass die von einem im Niederdruckraum befindlichen Medium, vorzugsweise Gas, auf den Umschaltstößel ausgeübte Druckkraft kleiner aber gleichgerichtet ist, als die auf den Umschaltstößel wirkende Federkraft.

[0030] Gemäß einer Ausgestaltung der Erfindung ist der Niederdruckraum mit der Atmosphäre verbunden. Hierbei können jedoch Verschmutzungen und nicht erwünschte chemische Substanzen in den Niederdruckraum gelangen, was bei einer Variante nicht aus Edelstahl zu Korrosionsproblemen führt.

[0031] Anhand der Zeichnung werden die unterschiedlichen Ausführungen näher erläutert.

[0032] Dabei zeigen:

Fig. 1 eine Seitenansicht eines Hydraulikaggregates,

Fig. 2 eine Seitenansicht eines Hydraulikaggregates,

Fig. 3 einen Schnitt durch eine Ventilebene eines Hydraulikaggregates,

Fig. 4 einen Querschnitt durch ein Senkregelventil eines Hydraulikaggregates,

Fig. 5 einen Schnitt durch eine Pumpeinrichtung eines Hydraulikaggregates und

Fig. 6 einen Schnitt durch ein Hydraulikaggregat.

[0033] In den Figuren und der folgenden Beschreibung wurden für gleiche Bauteile oder Bauteile mit gleicher Funktion identische Bezugszeichen verwendet.

[0034] Das in den Figuren 1 und 2 dargestellte Hydraulikaggregat 1 eignet sich insbesondere für den Einsatz in Gabelhubwagen. Der Anwendungsbereich ist hierauf jedoch nicht beschränkt. Das Hydraulikaggregat weist ein Gehäuse 2 auf, welches aus Edelstahl gefertigt ist. Aus dem Gehäuse ragt ein Pumpkolben 3 heraus, der mit einem als Schwenkhebel ausgebildeten Betätigungselement 4 in einen im Gehäuse 2 befindlichen Pumpraum verfahren werden kann. Weiterhin weist das Hydraulikaggregat 1 einen aus dem Gehäuse 2 nach oben heraus stehenden, parallel zum Pumpkolben 3 angeordneten, Hubkolben 5 auf, dem ein im Gehäuse angeordneter Druckraum zugeordnet ist. Durch Druckerhöhung im Druckraum wird der Hubkolben aus dem Gehäuse heraus verfahren.

[0035] Sämtliche von außen sichtbare Bauteile des Hydraulikaggregates 1, wie das Gehäuse, das Betätigungselement 4 und der Pumpkolben 3 und der Hubkolben 5 sind aus Edelstahl gefertigt und daher weitgehend korrosionsunanfällig.

[0036] Das Betätigungselement 4 ist mittels eines Bolzens 6 derart am Gehäuse angelenkt, dass die Schwenkachse 7 des Betätigungselementes 4 unterhalb des Kraftereinleitungspunktes 8 in den Pumpkolben angeordnet ist.

[0037] Das als Schwenkhebel ausgebildete Betätigungselement 4 kann von der in Figur 1 mit einer dicken Linie eingezeichneten Ausgangslage um die Schwenkachse 7 um einen maximalen Schwenkwinkel von 70° in eine in Figur 1 gestrichelt dargestellte Endlage verschwenkt werden. An dem Gehäuse 2 sind zwei Anschläge 9 und 10 zur Begrenzung der Schwenkbewegung des Betätigungselementes 4 in beide Richtungen vorgesehen. Der Anschlag 9 definiert die Ausgangslage und der Anschlag 10 definiert die Endlage des 70°-Schwenkbereichs des Betätigungselementes 4. Das Betätigungselement 4 liegt mit einer ersten Gegenfläche 11 in der Ausgangslage am Anschlag 9 und in der Endlage mit einer zweiten Gegenfläche 12 am Anschlag 10 des Betätigungselementes 4 an. Die bei dem Anschlagen des Betätigungselementes an den Anschlägen auftretenden Kräfte werden von dem Betätigungselement 4 und dem Gehäuse 2 aufgenommen.

[0038] An dem Betätigungselement 4 ist mit Abstand zur Schwenkachse 7 ein Mitnehmerteil 13 angelenkt, wobei das Mitnehmerteil 13 um eine Schwenkachse 14 relativ zum Betätigungselement 4 verschwenkbar ist. Dabei ist die Schwenkachse 14 parallel zur Schwenkachse 7 des Betätigungselementes 4 angeordnet und dreht bei Betätigung des Betätigungselementes 4 um diese. Das Mitnehmerteil 13 liegt auf einer im Pumpkolben 3 drehbar eingepressten Kugel 15 auf und kann über die Kugel 15 eine Axialkraftkomponente in den Pumpkolben 3 einleiten. Das Mitnehmerteil 13 weist eine hülsenförmige Umfangswand 16 und einen fest mit der Umfangswand 16 verbundenen Deckel 17 auf. In dem Deckel 17 ist eine nicht dargestellte Einsenkung zur Führung des Mitnehmerteils 13 auf der Kugel 15 eingebracht. Bei Verschwenken des Betätigungselementes 4 um die Schwenkachse 7 führt das Mitnehmerteil 13 in Bezug auf den Pumpkolben 3 eine Art Wippbewegung aus.

[0039] Die Kraftereinleitung in den Pumpkolben erfolgt bei dem dargestellten Hydraulikaggregat 1 ziehend. Bei Verschwenken des Betätigungselementes 4 um dessen Schwenkachse 7 drückt das drehbar mit dem Betätigungselement 4 verbundene Mitnehmerteil 13 mit der Unterseite seines Deckels 17 auf die Kugel 15 des Pumpkolbens 3, wodurch sich dieser in den Pumpraum hineinbewegt. Hierdurch wird Hydraulikmedium aus dem Pumpraum in einen auf den Hubkolben 5 wirkenden Druckraum verdrängt, wodurch sich der Hubkolben anhebt. Die Rückstellung des Pumpkolbens 3 in seine Ausgangsstellung erfolgt über eine in Fig. 1 nicht dargestellte Schraubenfeder.

[0040] Durch die Verlegung der Schwenkachse 7 des Betätigungselementes unter den Kraftereinleitungspunkt und die daraus resultierende, ziehende Kraftereinleitung ist es möglich, den nach oben hin gewonnenen Raum durch einen verlängerten Pumpzylinder 3 und damit eine verlängerte Führung des Pumpkolbens durch Verlängerung des Pumpzylinders auszunutzen, wodurch der Verschleiß des Hydraulikaggregates 1 erheblich reduziert wird. Durch die Anordnung werden die in der Ausgangslage und der Endlage des Betätigungselementes von dem Mitnehmerteil 13 auf den Pumpkolben 3 übertragenen Querkkräfte gegenüber anderen Anordnungen reduziert.

[0041] Wie insbesondere in Figur 2 zu erkennen ist, ist der aus dem Gehäuse 2 herausragende Abschnitt des Pumpkolbens 3 sowie die Mitnehmereinheit 13 innerhalb des Betätigungselementes 4 angeordnet. Im konkreten Ausführungsbeispiel bedeutet dies, dass die genannten Bauteile zwischen zwei Seitenflächen des als Schwenkhebel ausgebildeten Betätigungselementes 4 angeordnet und so gegen seitliche Kraftereinwirkung geschützt sind.

[0042] In Figur 3 ist ein Steuerventil 18, ein Senkregelventil 19 und ein Überdrucksicherheitsventil 20 in einem Hydraulikaggregat 1 dargestellt. Das Steuerventil 18 wird über einen Schalthebel 21 betätigt. Mit Hilfe des Schalthebels 21 und des Steuerventils 18 kann zwischen den drei Betriebszuständen Pumpstellung, Neutral- oder Fahrstellung und Senkstellung umgeschaltet werden. In Figur 3 ist der Betriebszustand Pumpstellung dargestellt.

[0043] Über eine Leitung 22 ist das Steuerventil 18 mit dem in dieser Figur nicht dargestellten Pumpraum verbunden. Ein Dichtelement 23 dichtet eine Durchgangsöffnung 24 ab, die in einen Ringraum 25 mit Schraubenfeder 26 mündet, wobei der Ringraum 25 mit einem in Figur 3 nicht dargestellten Tankraum für Hydraulikmedium verbunden ist. Wird in dieser Betriebsstellung der Pumpkolben 3 über das Betätigungselement 4 betätigt, so strömt über die Leitung 22 Hydraulikmedium in einen Ventilraum 27 und von dort aus entgegen der Schließrichtung eines Rückschlagventils 28 mit Ventilkugel 29 durch einen Hydraulikmediumkanal 30 in einem Ventileinsatz 31 des Senkregelventils 19 zu zwei gegenüberliegenden Versorgungskanälen 32 und 33 und durch diese weiter in einen in Figur 3 nicht dargestellten, auf den Hubkolben wirkenden Druckraum.

[0044] In der nicht dargestellten Senkstellung drückt ein Senkstößel 34 des Steuerventils 18 gegen die Ventilkugel

29 des Rückschlagventils 28, so dass Hydraulikmedium von dem Druckraum über die Versorgungskanäle 32 und 33 sowie über den nun geöffneten Hydraulikmediumkanal 30 in den Ventilraum 27 und von dort aus über die in der Senkstellung von dem Dichtelement 23 nicht abgedichtete Durchgangsöffnung 24 in den Ringraum 25 und von dort aus in den Tankraum strömen kann.

5 **[0045]** In der Neutral- oder Fahrstellung drückt der Senkstößel 34 nicht gegen die Ventilkugel 29 des Rückschlagventils 28, so dass der Hydraulikmediumkanal 30 innerhalb des Ventileinsatzes 31 geschlossen bleibt. Jedoch ist in der Neutralstellung die Durchgangsöffnung 24 nicht von dem Dichtelement 23 abgedichtet, so dass eine mögliche Betätigung des Betätigungselementes 4 und damit des Pumpkolbens 3 lediglich zu einem Hydraulikmediumfluss von dem Pumpraum in den Tankraum führt. Ein Anheben des Hubkolbens wird in dieser Schaltstellung des Steuerventils 18 vermieden.

10 **[0046]** Das Senkregelventil 19 besteht aus dem Ventileinsatz 31, den in dem Ventileinsatz 31 axial verlaufenden Hydraulikmediumkanal 30 und dem den Hydraulikmediumkanal 30 abdichtendem Rückschlagventil 28, bestehend aus einer Schraubenfeder 35 und der Ventilkugel 29 mit Führungsbolzen 36 für die Schraubenfeder 35. Weiterhin umfasst das Senkregelventil 18 zwei gegenüberliegende und radial im Ventileinsatz 31 verlaufende Versorgungskanäle 32, 33 sowie einen koaxial zum Ventileinsatz 31 angeordneten Drosselring 37 und eine über den halben Umfang des Ventileinsatzes 31 verlaufende Nut 38.

15 **[0047]** Der Versorgungskanal 33 mündet mit seiner Mündungsöffnung 39 in die Nut 38. Die Querschnittsfläche der Nut 38 ist V-förmig. Die Nuttiefe und damit der Nutquerschnitt nimmt zu beiden Seiten der Mündungsöffnung 39 in Umfangsrichtung mit zunehmendem Abstand zur Mündungsöffnung 39 ab, wobei die Nut zu jeder Seite der Mündungsöffnung 39 in Umfangsrichtung über $\frac{1}{4}$ des Umfangs des Ventileinsatzes 31 verläuft. Ein zwischen Ventileinsatz 31 und einer Umfangswand 40 gebildeter Ringraum 41 steht über eine Verbindungsleitung 42 mit dem Druckraum in Verbindung. Wie aus Figur 3 zu erkennen ist, ist der Drosselring 37 breiter als die V-förmige, über den halben Umfang des Ventileinsatzes 31 verlaufende Nut 38. Sobald über den Schalthebel 21 das Steuerventil 18 in die Senkstellung bewegt wird, bei der der Senkstößel 34 das Rückschlagventil 28 öffnet, ist das Hydraulikmedium bestrebt, vom Druckraum über die Verbindungsleitung 42, den Ringraum 41, die Versorgungsbohrungen 32 und 33 und den Hydraulikmediumkanal 30 in Richtung Tankraum abzufließen. Die hierdurch auf den Drosselring 37 wirkende Druckkraft führt zu einer Verformung des Drosselrings 37, der sich einerseits dichtend an die Mündungsöffnung 43 des Versorgungskanals 32 anlegt und sich andererseits dichtend zu beiden Seiten der Nut an den Ventileinsatz 31 anlegt. Je größer die auf den Hubkolben wirkende Last ist, desto größer ist der auf den Drosselring wirkende Druck und um so länger ist die Strecke der Nut, die von dem Drosselring abgedeckt wird, in dem sich der Drosselring dichtend an den Ventileinsatz über einen Teil des Umfangs anlegt. Da der Querschnitt der Nut 38 zu beiden Seiten der Mündungsöffnung 39 in Umfangsrichtung mit zunehmendem Abstand von der Mündungsöffnung 39 abnimmt, reduziert sich dabei der für die Abströmung von Hydraulikmedium zur Verfügung stehende Nuteinstromquerschnitt. Gleichzeitig verlängert sich der Abströmweg (abgedichtete Nutstrecke bis zur Mündungsöffnung). Hierdurch erhöhen sich die auftretenden Druckverluste und der Abströmvolumenstrom verringert sich. Je größer der im Druckraum vorherrschende Druck ist, um so langsamer fließt das Hydraulikmedium durch das Senkregelventil 19 ab und um so langsamer wird die Last gesenkt.

25 **[0048]** In den Figuren 5 und 6 sind unterschiedliche Schnitte durch ein erfindungsgemäßes Hydraulikaggregat dargestellt.

30 **[0049]** In Figur 5 ist eine Umschaltvorrichtung 44 zur Umschaltung zwischen Schnellhub und Normalhub dargestellt. Oberhalb des Pumpraums 45 ist ein Ringkolbenraum 46 zu erkennen. In den Pumpraum 45 ragt der in einem Pumpzylinder 47 axial geführte Pumpkolben 3 hinein. Der Pumpkolben 3 wird mittels einer Schraubenfeder 48 entgegen der Betätigungsrichtung in die in den Figuren 5 und 6 dargestellte Ausgangsposition bewegt, wobei sich die Schraubenfeder 48 an einer Schulter 49 des Pumpzylinders 47 und einer Anschlägscheibe 50 des Pumpkolbens abstützt. Auf der Oberseite des Pumpkolbens 3 ist die Kugel 15 zur wippenden Lagerung einer Mitnehmereinheit 13 oder eines Betätigungselementes 4 für den Pumpkolben 3 zu erkennen.

35 **[0050]** Der Ringkolbenraum 46 wird nach unten hin, also in Richtung Pumpraum durch einen Abschnitt 51 des Pumpkolbens 3 mit großem Durchmesser begrenzt. Wenn zwischen Ringkolbenraum 46 und Pumpraum 45 ein Druckgleichgewicht hergestellt wird, wird ein Teil der großen Kräfteintragsfläche 52 kompensiert, so dass lediglich eine kleinere Kräfteintragsfläche 53 auf das Hydraulikmedium im Pumpraum 45 wirkt. So kann zwischen Schnellhub (große Kräfteintragsfläche 52) und Normalhub (kleine Kräfteintragsfläche 53) umgeschaltet werden.

40 **[0051]** Der Ringkolbenraum 46 ist über eine Verbindungsleitung 54, die nur in Figur 5 zu erkennen ist, mit dem in Figur 6 dargestellten Tankraum 55 verbunden. In der Verbindungsleitung 54 befindet sich ein Rückschlagventil 56, das das Abströmen von Hydraulikmedium aus dem Ringkolbenraum 46 über die Verbindungsleitung 54 in den Tankraum 55 verhindert. Bei jedem Pumphub des Pumpkolbens 3 wird über die Verbindungsleitung 54 Hydraulikmedium aus dem Tankraum 55 in den Ringkolbenraum 46 angesaugt, so dass dieser zu jedem Zeitpunkt mit Hydraulikmedium vollgefüllt ist.

45 **[0052]** Damit der Pumpkolben 3 in seine Ausgangsstellung zurück bewegt werden kann, muss Hydraulikmedium aus dem Ringkolbenraum 46 verdrängt werden. Zu diesem Zweck ist am Umfang des Abschnittes 51 des Pumpkolbens 3 eine axial verschiebliche Ringdichtung 57 vorgesehen, die zwischen zwei Anschlägen, nämlich einer Schulter 58 des Pumpkolbens 3 und einem Sicherungsring 59 am Umfang des Pumpkolbens 3 axial verschieblich ist. Wenn der Druck

im Pumpraum 45 höher ist als der Druck im Ringkolbenraum 46, wird die Ringdichtung 46 von dem Hydraulikmedium gegen die Schulter 58 gepresst und dichtet in dieser Position den Ringspalt 60 zwischen Pumpkolben 3 und Umfangswand 61 des Pumpraums 45 ab.

[0053] Wenn der Druck im Ringkolbenraum 46 höher ist als im Pumpraum 45, wird die Ringdichtung axial in Richtung Sicherungsring verschoben, wodurch Hydraulikmedium vom Ringkolbenraum 46 in den Pumpraum 45 fließen kann. Nicht dargestellt sind axiale Kanäle, insbesondere Nuten, in der Umfangswand 62 des Pumpkolbens 3 radial hinter der Ringdichtung 57. Über diese Kanäle wird eine Erhöhung des Durchflussquerschnittes erreicht. Die Ringdichtung 57 erfüllt durch ihre axiale Verschieblichkeit die Funktion eines Rückschlagventils. Somit kann auf ein separates Rückschlagventil und eine am Umfang des Pumpkolbens festgelegte Ringdichtung verzichtet werden.

[0054] In Figur 6 ist zu erkennen, dass die Umschaltvorrichtung 44 ein zentrisch im Pumpkolben 3 angeordnetes Umschaltventil 63 umfasst. Das Umschaltventil 63 verschließt eine Verbindung 64 zwischen Pumpraum 45 und Ringkolbenraum 46. Das Umschaltventil 63 ist aus einem Umschaltstößel 65 und einem daran befestigten, hier als Kugel ausgebildeten Dichtelement 66 gebildet. Der Umschaltstößel 65 ist von der Kraft einer Schraubenfeder 67 beaufschlagt, wodurch das Dichtelement 66 gegen eine Dichtfläche 68 an der Verbindung 64 gedrückt wird. Überschreitet der Druck im Pumpraum 45 durch Betätigung des Pumpkolbens 3 einen festgelegten Umschaltdruck, wird der Umschaltstößel 65 entgegen der Kraft der Schraubenfeder nach oben bewegt, wodurch die Verbindung 64 frei wird und Hydraulikmedium vom Pumpraum 45 in den Ringkolbenraum 46 strömen kann, wodurch wiederum ein Druckausgleich zwischen Pumpkolbenraum 45 und Ringkolbenraum 46 hergestellt wird. Dies führt zur Umschaltung von der großen Krafteintragsfläche 52 auf die kleine Krafteintragsfläche 53 des Pumpkolbens 3. Der Umschaltdruck entspricht im Wesentlichen dem Quotienten aus auf den Umschaltstößel 65 wirkender Federkraft und Querschnittsfläche 69 des Dichtelements 66, auf die eine Druckkraft von im Pumpraum 45 befindlichem Hydraulikmedium ausgeübt wird. Der Umschaltstößel 65 ist gegen die Federkraft der Feder 67 in einen Niederdruckraum 70 verschiebbar, der mittels Dichtung 71 gegenüber dem Ringkolbenraum 46 abgedichtet ist. Dabei ist der Raum, indem die Feder 67 angeordnet ist, Teil des Ringraums 46. Die Feder 67 ist demnach von Hydraulikmedium umgeben.

[0055] In dem gezeigten Ausführungsbeispiel ist der Niederdruckraum 70 mit Gas, insbesondere Luft bei Atmosphärendruck, gefüllt und nicht mit der Atmosphäre verbunden.

[0056] Die gegenüber dem Niederdruckraum 70 abgedichtete Querschnittsfläche 72 des Umschaltstößels 65 ist kleiner als die Querschnittsfläche 69 des Dichtelements 66, auf die im Pumpraum befindliches Hydraulikmedium bei geschlossenem Rückschlagventil wirkt. Hierdurch wird beim Umschaltvorgang ein Übergangsbereich erzeugt, indem die Federkraft der Feder 67 noch nicht vollständig aufgehoben wird. Es erfolgt also keine schlagartige vollständige Kompensation der Federkraft der Feder 67, wodurch sich der Umschaltvorgang weicher gestaltet. Bei weiter steigendem Druck im Pumpraum 45 und damit auch im Ringkolbenraum 46 wird die Kraft der Schraubenfeder 67 zunehmend kompensiert, so dass die Federkraft im weiteren Verlauf des Pumpvorgangs nicht mehr überwunden werden muss. Hierdurch muss weniger Kraft zur Betätigung des Betätigungselementes aufgewendet werden.

Bezugszeichenliste

[0057]

- 1 Hydraulikaggregat
- 2 Gehäuse
- 3 Pumpkolben
- 4 Betätigungselement
- 5 Hubkolben
- 6 Bolzen
- 7 Schwenkachse
- 8 Krafteinleitungspunkt
- 9 Anschlag
- 10 Anschlag
- 11 erste Gegenfläche
- 12 zweite Gegenfläche
- 13 Mitnehmerteil
- 14 Schwenkachse
- 15 Kugel
- 16 Umfangswand
- 17 Deckel
- 18 Steuerventil
- 19 Senkregelventil

EP 1 700 816 A2

	20	Überdrucksicherheitsventil
	21	Schalthebel
	22	Leitung
	23	Dichtelement
5	24	Durchgangsöffnung
	25	Ringraum
	26	Schraubenfeder
	27	Ventilraum
	28	Rückschlagventil
10	29	Ventilkugel
	30	Hydraulikmediumkanal
	31	Ventileinsatz
	32	Versorgungskanal
	33	Versorgungskanal
15	34	Senkstößel
	35	Schraubenfeder
	36	Führungsbolzen
	37	Drosselring
	38	Nut
20	39	Mündungsöffnung
	40	Umfangswand
	41	Ringraum
	42	Verbindungsleitung
	43	Mündungsöffnung
25	44	Umschaltvorrichtung
	45	Pumpraum
	46	Ringkolbenraum
	47	Pumpzylinder
	48	Schraubenfeder
30	49	Schulter
	50	Anschlagscheibe
	51	Abschnitthubkolben mit großem Durchmesser
	52	große Krafteinleitungsfläche
	53	kleine Krafteinleitungsfläche
35	54	Verbindungsleitung
	55	Tankraum
	56	Rückschlagventil
	57	Ringdichtung
	58	Schulter
40	59	Sicherungsring
	60	Ringspalt
	61	Umfangswand
	62	Umfangswand
	63	Umschaltventil
45	64	Verbindung
	65	Umschaltstößel
	66	Dichtelement
	67	Schraubenfeder
	68	Dichtfläche (Dichtkante)
50	69	Querschnittfläche
	70	Niederdruckraum
	71	Dichtung
	72	Querschnittfläche

55

Patentansprüche

1. Hydraulikaggregat (1), insbesondere für Gabelhubwagen, mit einem Gehäuse (2), mit einem auf Hydraulikmedium

EP 1 700 816 A2

in einem Pumpraum wirkenden Pumpkolben (3), mit einem Betätigungselement (4) für den Pumpkolben (3), mit einem Hubkolben (5) sowie mit einem Druckraum.

2. Hydraulikaggregat nach Anspruch 1,
5 **dadurch gekennzeichnet, dass** zumindest das Gehäuse aus Edelstahl ausgebildet ist und vorzugsweise sämtliche, von außen sichtbaren, Bauteile (2, 3, 4, 5), des Hydraulikaggregates, ebenfalls aus Edelstahl ausgebildet sind.
3. Hydraulikaggregat nach einem der vorherigen Ansprüche,
10 **dadurch gekennzeichnet, dass** das Betätigungselement (4) als Schwenkhebel ausgebildet ist, und dass am Gehäuse (2) Anschläge (9, 10) zur Begrenzung der Schwenkbewegung des Schwenkhebel in beide Richtungen vorgesehen sind.
4. Hydraulikaggregat nach einem der vorherigen Ansprüche,
15 **dadurch gekennzeichnet, dass** das Betätigungselement (4) als Schwenkhebel ausgebildet ist, und dass die Schwenkachse (7) des Schwenkhebels unterhalb des Krafteinleitungspunktes (8) in dem Pumpkolben (3) angeordnet ist.
5. Hydraulikaggregat nach Anspruch 4,
20 **dadurch gekennzeichnet, dass** an dem Schwenkhebel ein Mitnehmerteil (13) angelenkt ist, das relativ zum Schwenkhebel verdrehbar ist, und dass von dem Mitnehmerteil (13) bei Betätigung des Schwenkhebel eine Axialkraftkomponente auf den Pumpkolben (3) übertragbar ist und dass das Mitnehmerteil (13) relativ zu dem Pumpkolben (3) beweglich ist.
6. Hydraulikaggregat nach Anspruch 5,
25 **dadurch gekennzeichnet, dass** das Mitnehmerteil (13) auf einer an der Oberseite des Pumpkolbens angeordneten Kugel (15) bei Betätigung des Schwenkhebels gleitet, wobei vorzugsweise die Krafteinleitung in den Pumpkolben über die Kugel (15) erfolgt.
7. Hydraulikaggregat nach einem der Ansprüche 4 bis 6,
30 **dadurch gekennzeichnet, dass** der aus dem Gehäuse (2) herausragende Abschnitt des Pumpkolbens (3) innerhalb des, insbesondere im Querschnitt U-förmig oder rohrförmig ausgebildeten, Schwenkhebels angeordnet ist.
8. Hydraulikaggregat nach einem der vorherigen Ansprüche,
35 **dadurch gekennzeichnet, dass** das Hydraulikaggregat (1) ein Senkregelventil (19) mit einem Ventileinsatz (31) aufweist, wobei in dem Ventileinsatz (31) ein, vorzugsweise axialer, Hydraulikmediumkanal (30) und mindestens ein Versorgungskanal (32, 33) eingebracht ist, welcher mit dem Hydraulikmediumkanal derart verbunden ist, dass über den Versorgungskanal (32, 33) Hydraulikmedium aus dem Druckraum in den Hydraulikmediumkanal (30) abfließen kann, und dass der Versorgungskanal (32, 33) in eine zumindest über einen Teil des Umfangs des Ventileinsatzes (31) verlaufende Nut (38) mündet, und dass die Nutquerschnittsfläche in Umfangsrichtung mit zunehmendem Abstand von der Mündungsöffnung (39, 43) des Versorgungskanals abnimmt, und dass der Ventileinsatz (31) von einem verformbaren Drosselring (37) umgeben ist.
40
9. Hydraulikaggregat nach Anspruch 8,
45 **dadurch gekennzeichnet, dass** mindestens zwei, insbesondere gegenüberliegende, Versorgungskanäle (32, 33) vorgesehen sind, wobei nur ein Versorgungskanal (32) in eine Nut (38) mündet.
10. Hydraulikaggregat nach einem der Ansprüche 8 oder 9,
50 **dadurch gekennzeichnet, dass** die Nutquerschnittsfläche V-förmig ausgebildet ist, wobei die Nuttiefe mit zunehmendem Abstand von der Mündungsöffnung (39, 43) in Umfangsrichtung, vorzugsweise linear, abnimmt.
11. Hydraulikaggregat nach einem der Ansprüche 8 bis 10,
55 **dadurch gekennzeichnet, dass** die Breite des Drosselrings (37), derart bemessen ist, dass er die Nut (38) mit axialer Reserve überdeckt.
12. Hydraulikaggregat nach einem der Ansprüche 8 bis 11,
dadurch gekennzeichnet, dass mindestens ein Versorgungskanal (32, 33) als radiale Querbohrung ausgebildet ist.
13. Hydraulikaggregat nach einem der Ansprüche 8 bis 12,

dadurch gekennzeichnet, dass der Querschnitt des Ventileinsatzes (31) zu beiden Seiten der Nut (38) kreisförmig ist, und dass der Drosselring (37) im nicht verformten Zustand einen kreisringförmigen Querschnitt aufweist, und dass der Innendurchmesser des Drosselrings (37) größer ist als der Außendurchmesser des Ventileinsatzes (31) an beiden Rändern der Nut (38).

- 5
14. Hydraulikaggregat nach einem der Ansprüche 8 bis 13,
dass die Nut (38) zu zwei gegenüberliegenden Seiten mindestens einer, vorzugsweise ausschließlich einer, Mündungsöffnung (39, 43) in Umfangsrichtung, insbesondere über je ein Viertel des Umfangs, verläuft.
- 10
15. Hydraulikaggregat nach einem der Ansprüche 8 bis 14,
dadurch gekennzeichnet, dass mindestens ein Versorgungskanal (32, 33) sowie der Hydraulikmediumkanal (30) als Einströmkanal für Hydraulikmedium beim Pumpvorgang in den Druckraum dienen.
- 15
16. Hydraulikaggregat nach einem der Ansprüche 8 bis 15,
dadurch gekennzeichnet, dass der Hydraulikmediumkanal (30) in Abströmrichtung mittels Rückschlagventils (28), insbesondere Kugelventils, abdichtbar ist.
17. Hydraulikaggregat nach einem der Ansprüche 8 bis 16,
dadurch gekennzeichnet, dass der Drosselring (37) aus Kunststoff besteht.
- 20
18. Hydraulikaggregat nach einem der vorherigen Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, dass das Hydraulikaggregat (1) eine Umschaltvorrichtung (44) zur Umschaltung, zwischen zwei unterschiedlich großen Krafteintragsflächen (52, 53) des Pumpkolbens (3) aufweist, wodurch das Hydraulikaggregat (1) zwischen Schnellhub und Normalhub umschaltbar ist, wobei die Umschaltvorrichtung (44) einen Ringkolbenraum (46) umfasst, der teilweise von dem Pumpkolben (3) begrenzt ist, und dass eine, vorzugsweise zentrische, Verbindung (64) zwischen dem Ringkolbenraum (46) und dem Pumpraum (45) besteht, die mittels eines Umschaltventils (63) abgedichtet ist, und dass Hydraulikmedium bei Überschreiten eines Umschaltdruckes im Pumpraum (45) entgegen der Schließrichtung des Umschaltventils (63) in den Ringkolbenraum (46) strömen kann.
- 25
19. Hydraulikaggregat nach Anspruch 18,
dadurch gekennzeichnet, dass eine Verbindungsleitung (54) zwischen dem Ringkolbenraum (46) und einem Tankraum (55) besteht, die in Richtung Tankraum mittels eines Rückschlagventils (56) abgedichtet ist, und dass Hydraulikmedium bei einem Pumphub durch die Verbindungsleitung (54), entgegen der Schließrichtung des Rückschlagventils (56), aus dem Tankraum (55) in den Ringkolbenraum (46) ansaugbar ist.
- 30
20. Hydraulikaggregat nach einem der Ansprüche 18 oder 19,
dadurch gekennzeichnet, dass zwischen Pumpkolben (3) und Pumpraumwand (62) ein Ringspalt (60) gebildet ist, und dass eine axial verschiebliche Ringdichtung (57) am Umfang des Pumpkolbens (3) vorgesehen ist, die, wenn der Druck im Pumpraum (45) höher ist als der Druck im Ringkolbenraum (46), vom Hydraulikmedium in eine Axialposition verschoben wird, in der sie den Ringspalt (60) abdichtet, und dass die Ringdichtung (57), wenn der Druck im Ringkolbenraum (46) höher ist als im Pumpraum (45), vom Hydraulikmedium in eine Axialposition verschoben wird, in der ein Durchfluss von Hydraulikmedium vom Ringkolbenraum (46) in den Pumpraum (45) möglich ist.
- 35
21. Hydraulikaggregat nach Anspruch 20,
dadurch gekennzeichnet, dass die Ringdichtung (57) zwischen zwei Axialanschlüssen axial verschieblich ist.
- 40
22. Hydraulikaggregat nach einem der Ansprüche 20 oder 21,
dadurch gekennzeichnet, dass radial hinter der Ringdichtung (57) in dem Pumpkolben (3) mindestens ein axial verlaufender Durchflusskanal eingebracht ist.
- 45
23. Hydraulikaggregat nach einem der Ansprüche 18 bis 22,
dadurch gekennzeichnet, dass der Pumpkolben (3) mindestens zwei Abschnitte mit voneinander unterschiedlichem Durchmesser aufweist, wobei der Pumpkolben (3) ausschließlich mit dem Abschnitt mit dem geringsten Durchmesser axial geführt ist.
- 50
24. Hydraulikaggregat nach einem der Ansprüche 18 bis 23,
dadurch gekennzeichnet, dass das Umschaltventil (63) zwischen Ringkolbenraum (46) und Pumpraum (45) einen
- 55

EP 1 700 816 A2

federkraftbeaufschlagten Umschaltstößel (65) aufweist, wobei der Umschaltstößel (65) gegen die Federkraft in einen, gegenüber dem Ringkolbenraum (46) abgedichteten, Niederdruckraum (70) verschiebbar ist.

25. Hydraulikaggregat nach Anspruch 24,

5 **dadurch gekennzeichnet, dass** der Druck im Niederdruckraum (70) bei geschlossenem Rückschlagventil (63) maximal so groß ist, dass die von einem im Niederdruckraum (70) befindlichen Medium, vorzugsweise Gas, auf den Umschaltstößel (65) ausgeübte Druckkraft kleiner ist, als die auf den Umschaltstößel (65) wirkende Federkraft.

26. Hydraulikaggregat nach einem der Ansprüche 24 oder 25,

10 **dadurch gekennzeichnet, dass** der Niederdruckraum (70) mit der Atmosphäre verbunden ist.

27. Hydraulikaggregat nach einem der Ansprüche 24 bis 26,

15 **dadurch gekennzeichnet, dass** die gegenüber dem Niederdruckraum (70) abgedichtete Querschnittsfläche (72) des Umschaltstößels (65) kleiner ist als die Querschnittsfläche (69) des Umschaltstößels, oder eines mit dem Umschaltstößel (65) zusammenwirkenden Dichtelements (66), auf die im Pumpraum (45) befindliches Hydraulikmedium bei geschlossenem Umschaltventil (63) wirkt.

20

25

30

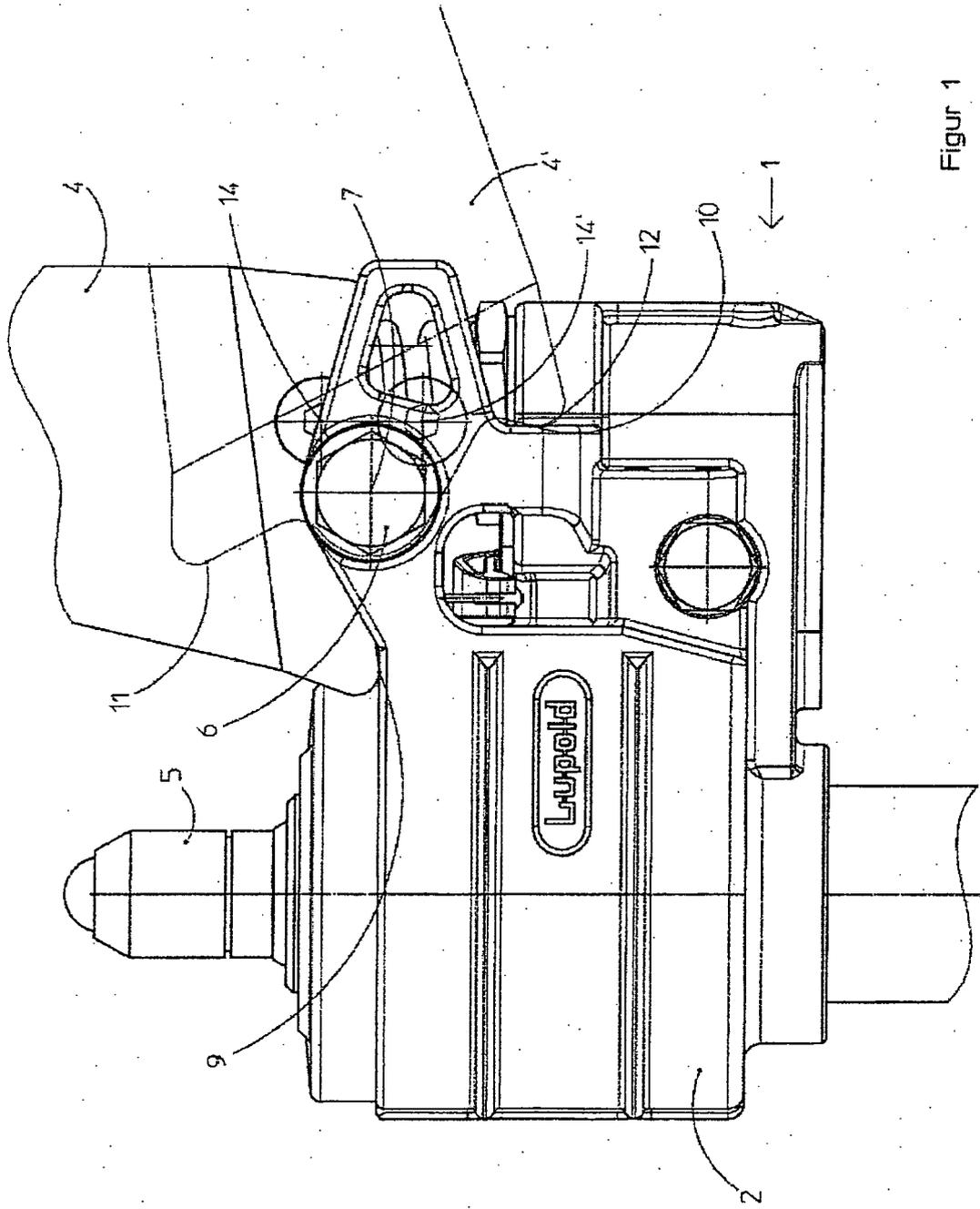
35

40

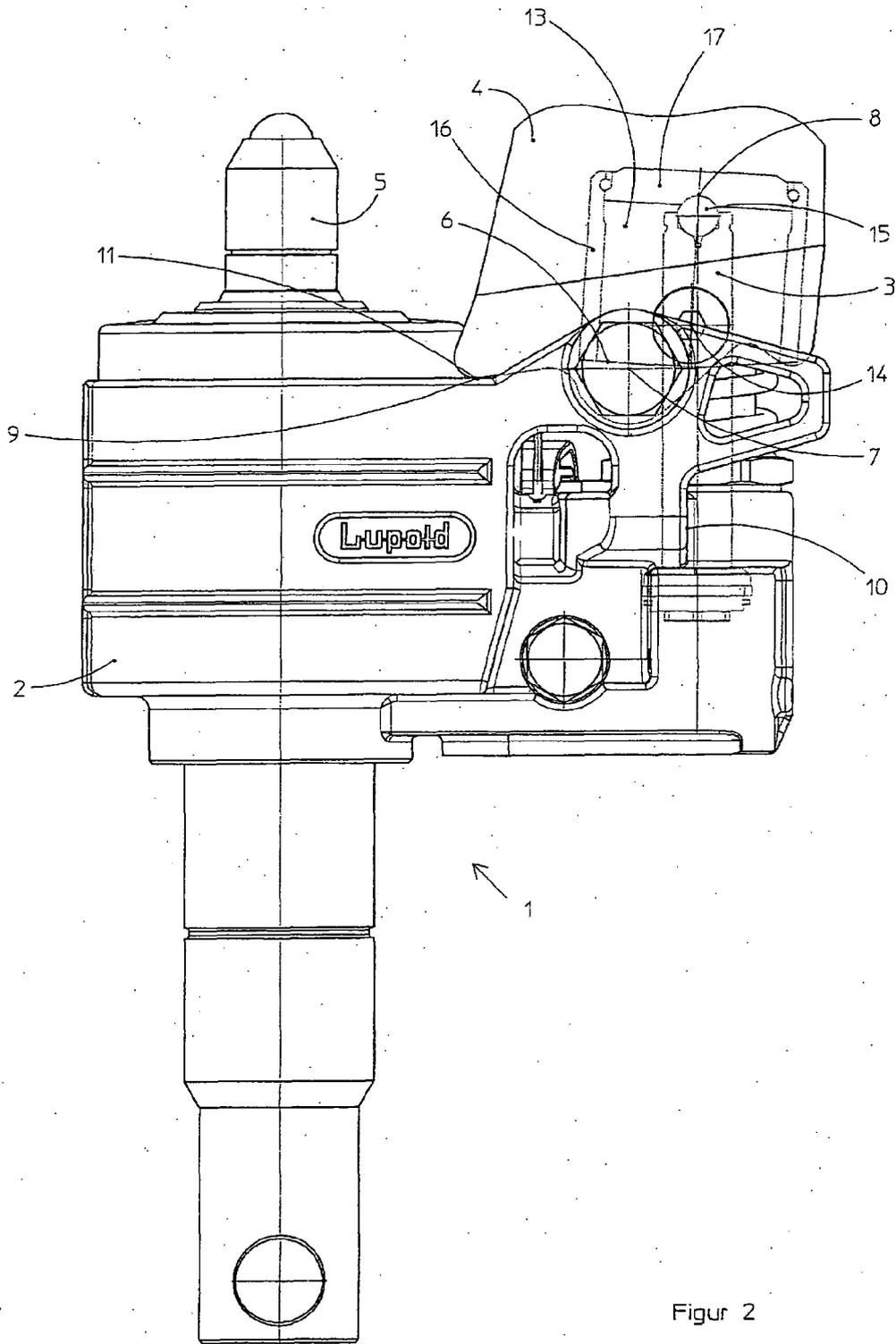
45

50

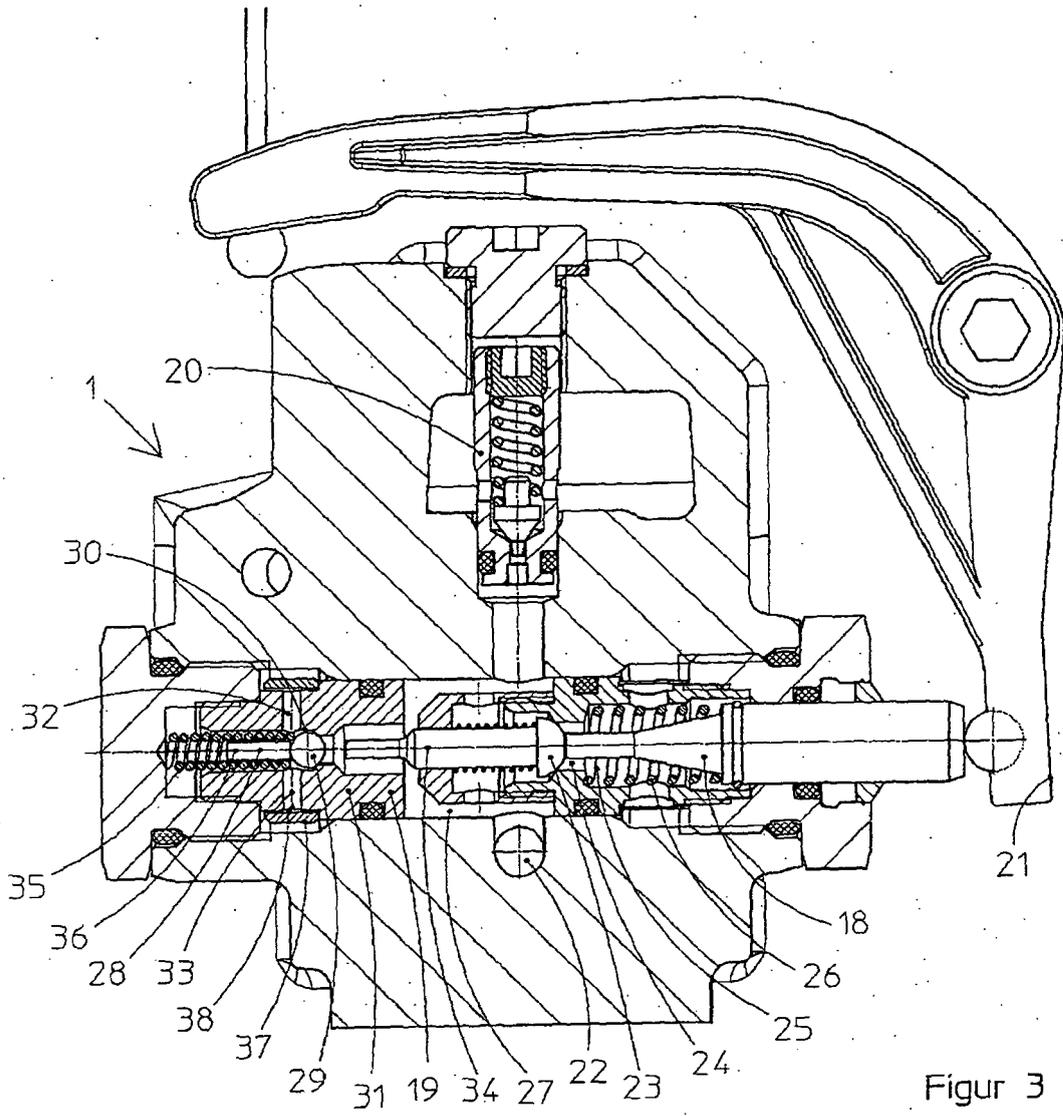
55



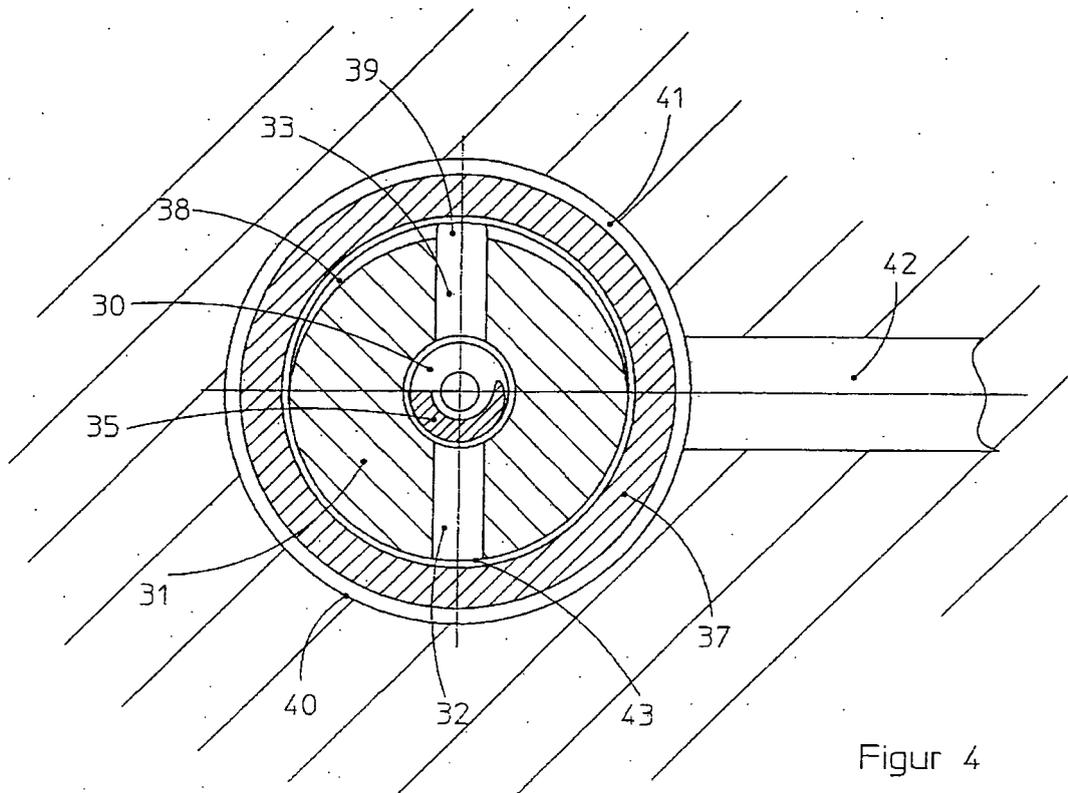
Figur 1



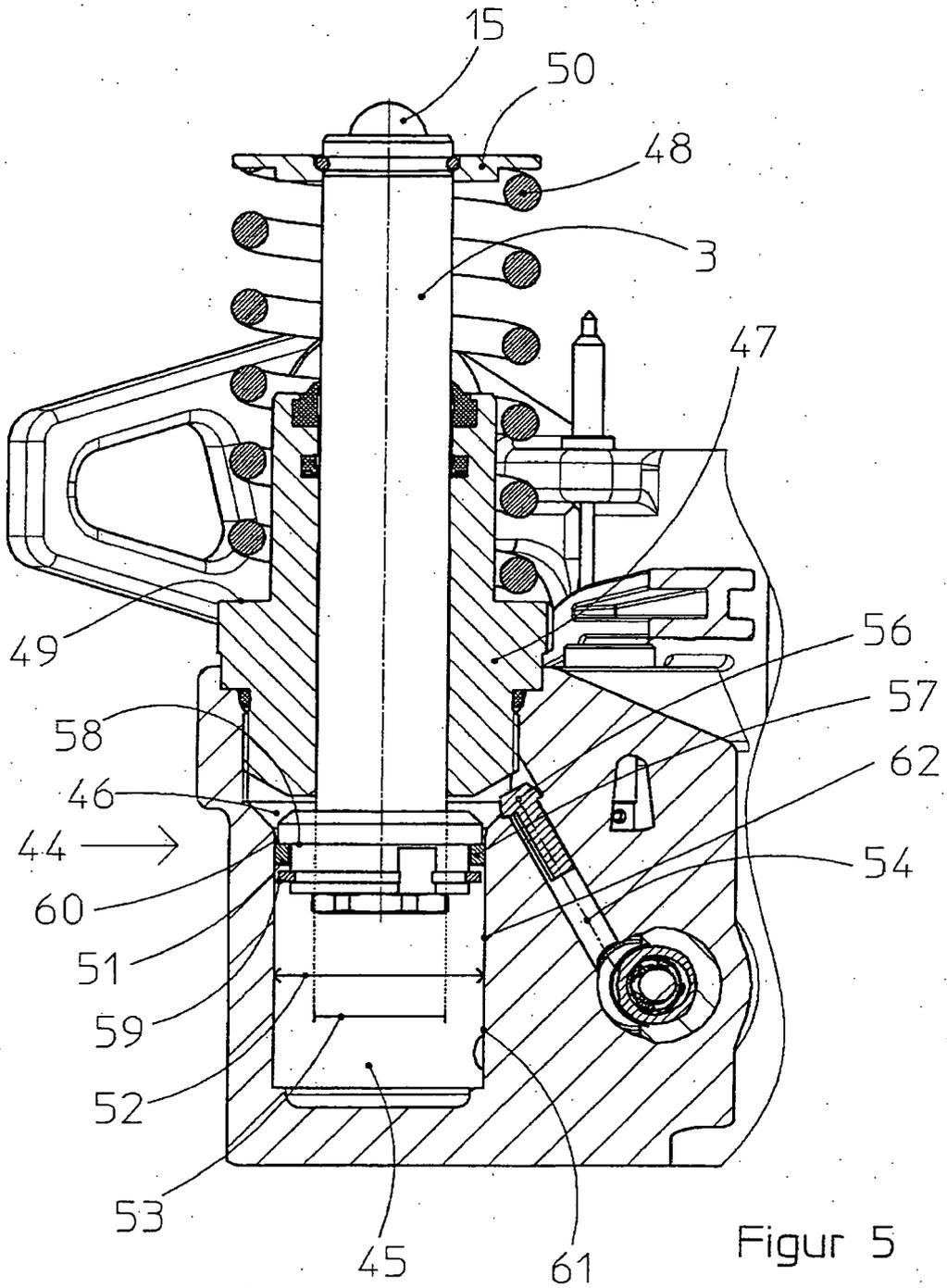
Figur 2



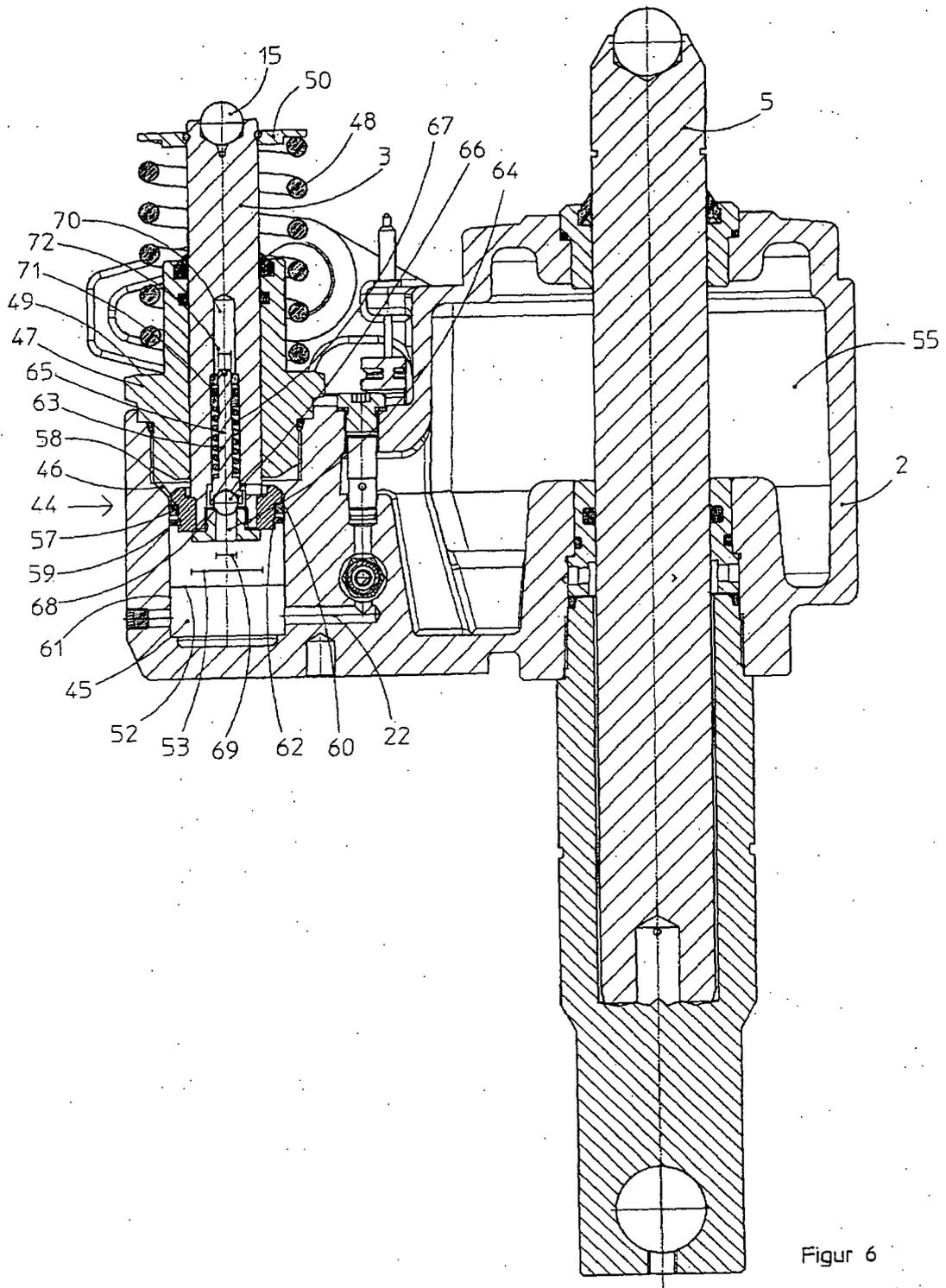
Figur 3



Figur 4



Figur 5



Figur 6