(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) **EP 1 869 282 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
07.10.2009 Patentblatt 2009/41

(21) Anmeldenummer: **06722719.9**

(22) Anmeldetag: **30.03.2006**

(51) Int Cl.:
E21B 19/09 *(2006.01)*

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/DE2006/000567

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2006/105764 (12.10.2006 Gazette 2006/41)

(54) HYDRAULISCHE SEEGANGSKOMPENSATIONSEINRICHTUNG

HYDRAULIC HEAVE COMPENSATION SYSTEM

DISPOSITIF HYDRAULIQUE DE COMPENSATION DE PILONNEMENT

(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

(30) Priorität: **04.04.2005 DE 102005015460**
09.12.2005 DE 102005058952

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
26.12.2007 Patentblatt 2007/52

(73) Patentinhaber: **Bosch Rexroth AG**
70184 Stuttgart (DE)

(72) Erfinder:
- **FLUKS, Martin**
  NL-4133 BL Vianen (NL)
- **SIMONS, Charles, A.**
  NL-5631 NL Eindhoven (NL)

(74) Vertreter: **Winter, Brandl, Fürniss, Hübner Röss, Kaiser,**
Polte Partnerschaft Patent- und Rechtsanwaltskanzlei
Bavariaring 10
80336 München (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
GB-A- 2 104 032
US-A- 3 842 603
US-A- 3 946 559
US-A- 4 098 082
US-A- 5 209 302

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

EP 1 869 282 B1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine hydraulische Seegangskompensationseinrichtung gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruches 1.

[0002] Derartige Seegangskompensationseinrichtungen werden beispielsweise in der Marinetechnik eingesetzt, wenn eine Last von einem Schiff auf ein am Meeresboden abgestütztes Objekt, beispielsweise eine Plattform abgesetzt werden soll, wobei beispielsweise ein Kran auf dem Schiff angeordnet ist. In umgekehrter Weise kann der Kran auch auf einer auf dem Meeresboden abgestützten Plattform angeordnet sein, so dass die Last auf ein Schiff oder ein entsprechendes schwimmendes Objekt abzusetzen ist. Eine ähnliche Aufgabenstellung liegt auch vor, wenn beispielsweise ein Bohrstrang von einer schwimmenden Plattform aus abgesenkt wird und diese durch den Seegang angehoben und abgesenkt wird. In der Forschung werden beispielsweise schwere Messgeräte oder Versorgungsstationen für Roboter oder dergleichen von einem Schiff über eine Winde in große Tiefen abgesenkt, wobei durch den Seegang verursacht, das Haltekabel erheblichen Zugbelastungen ausgesetzt ist. Bei manchen Anwendungen kann es auch vorkommen, dass sowohl das Zielobjekt als auch die Last aufgrund des Seegangs Bewegungen ausführen, wobei dann aber im Prinzip die gleichen Verhältnisse wie bei den vorbeschriebenen Fällen vorliegen.

[0003] Die durch den Seegang verursachten Bewegungen der Last sollen über Seegangskompensationseinrichtungen ausgeglichen werden, die dafür sorgen, dass die Relativposition der Last zum Zielobjekt im Wesentlichen konstant gehalten wird.

[0004] In der US 3,946,559, das als nächstliegender Stand der Technik angesehen wird und worauf die Merkmale des Oberbegriffs des Anspruchs 1 basieren, ist eine Seegangskompensationseinrichtung (Heave Compensation System) offenbart, bei der die Last, im vorliegenden Fall ein Bohrstrang an einem als Zylinder ausgeführten Aktuator befestigt ist, der seinerseits auf einem Schiff oder einer Plattform gelagert ist. Ein Druckraum des Aktuators ist mit dem Druck eines passiven hydropneumatischen Speichers beaufschlagt, der einen Kolben hat, über den ein Gasraum von einem Druckmittelraum getrennt ist. Der Kolben lässt sich mittels eines aktiven Zylinders verschieben. Dieser hat zwei Steuerräume, die in Abhängigkeit eines Steuersignals über eine Regelventileinrichtung und eine Druckmittelquelle mit einem Förderstrom beaufschlagbar sind, um die Positionsänderung im Aktuator zu regeln. Eine ähnliche Lösung ist auch in der US 5,209,302 offenbart. Bei derartigen Systemen wird durch den hydropneumatischen Speicher die statische Last kompensiert, während über den aktiven Zylinder die Positions- und Druckänderungen aufgrund des Seegangs ausgeglichen werden. Es zeigte sich, dass derartige Systeme ein wesentlich besseres Seegangskompensationsverhalten haben als Systeme, bei denen die statische Last nur über ein vergleichsweise einfach aufgebautes passives System (hydropneumatischer Speicher) abgestützt ist.

[0005] Beim Gegenstand der US 3,946,559 wird die Last (Bohrstrang) über einen Linearantrieb (Aktuator) gehalten - prinzipiell kann die Last auch durch eine Winde gehalten sein, wobei dann die Winde in geeigneter Weise angesteuert werden muss, um den Seegang zu kompensieren. So kann beispielsweise im Bereich zwischen der Winde und der Last eine hydraulisch verschiebbare Rolle angeordnet sein, die in Abhängigkeit vom Seegang bewegt wird, um die Position der Last zum Zielobjekt konstant zu halten. Derartige Lösungen sind beispielsweise in der Druckschrift "Efficient Heave Motion Compensation For Cable-Suspended Systems" (www.oceanworks.cc) beschrieben.

[0006] Ein Problem bei den bekannten Lösungen besteht darin, dass die Systeme vergleichsweise komplex aufgebaut sind und einen hohen Platzbedarf aufweisen.

[0007] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Seegangskompensationseinrichtung zu schaffen, die bei einfachem Aufbau eine zuverlässige Kompensation von aufgrund von Seegang verursachten Bewegungen ermöglicht.

[0008] Diese Aufgabe wird durch eine hydraulische Seegangskompensationseinrichtung mit den Merkmalen des Patentanspruches 1 gelöst.

[0009] Erfindungsgemäß hat die Seegangskompensationseinrichtung (Heave Compensation System) ein Kompensationssystem, das im Prinzip aus einem hydropneumatischen Speicher (passiver Zylinder) und einer Aktivzylindereinrichtung besteht. Die Aktivzylindereinrichtung ist in den hydropneumatischen Speicher integriert, wobei eine gemeinsame Kolbenanordnung innerhalb eines gemeinsamen Zylindergehäuses angeordnet ist. Durch die beiden außen liegenden Kolbenbodenflächen und die benachbarten Gehäusestirnflächen wird jeweils ein Druckraum begrenzt, von denen einer vorzugsweise ein Gasraum des hydropneumatischen Speichers ist.

[0010] Bei dem Stand der Technik gemäß der US 3,946,559 ist dagegen die Aktivzylindereinrichtung an den hydropneumatischen Speicher angesetzt, so dass eine derartige Lösung wesentlich mehr Bauraum und vorrichtungstechnischen Aufwand erfordert.

[0011] Die Einheit aus hydropneumatischem Speicher mit darin integrierter Aktivzylindereinrichtung lässt sich in Wirkverbindung mit einem Linearaktuator (Hydrozylinder) oder einer Winde betreiben, von denen die Last gehalten wird.

[0012] Bei der erst genannten Alternative wird somit die Last von dem als Hydraulikzylinder ausgeführten Aktuator abgestützt, dessen in Abstützrichtung der Last wirksamer Druckraum über eine Druckleitung mit dem zweiten Druckraum des gemeinsamen Zylindergehäuses verbunden ist. Dieser einen Arbeitsraum ausbildende Druckraum und der vorstehend erwähnte Gasraum bilden dann die beiden Endabschnitte des gemeinsamen Zylindergehäuses.

[0013] Die in diesem gemeinsamen Zylindergehäuse geführte Kolbenanordnung hat zwei die Kolbenbodenflächen ausbildende Kolbenbünde, die von einem Kolbensteg verbunden sind. Dieser durchsetzt dichtend eine Trennwand des Zylindergehäuses, so dass durch die Ringstirnflächen der Kolbenbünde einerseits und die Gehäusetrennwand andererseits die beiden Steuerräume der Aktivzylindereinrichtung ausgebildet sind.

[0014] Zur Abdichtung dieser beiden Steuerräume untereinander und der Steuerräume zu dem benachbarten Gasraum bzw. Arbeitsraum sind am Außenumfang der Ringbunde und in der Durchgangsöffnung der Gehäusetrennwand Dichtungen angeordnet.

[0015] Bei der zweiten vorgenannten Alternative ist die Last an einer Winde abgestützt. Diese wird vorzugsweise über einen Hydromotor angetrieben, dessen Druckseite mit einem Arbeitsraum des Zylindergehäuses verbunden ist, so dass eine Druckmittelverbindung zwischen Hydromotor und der Aktivzylindereinrichtung besteht.

[0016] Die Einheit aus hydrodynamischem Speicher und Aktivzylindereinrichtung hat bei diesem Ausführungsbeispiel vorzugsweise eine Kolbenanordnung mit zwei endseitigen Kolbenbünden und einem mittleren Ringbund, die über jeweils zwei Kolbenstege miteinander verbunden sind. Jeder dieser Kolbenstege durchsetzt eine Gehäusetrennwand des Zylindergehäuses, so dass neben den beiden außen liegenden Zylinderräumen (einer davon ist der Gasraum) im Zylindergehäuse durch zwei benachbarte Ringstirnflächen der vorbeschriebenen Kolbenbünde und die dazwischen liegende Gehäusetrennwand, die beiden Steuerräume der Aktivzylindereinrichtung und durch die beiden anderen Ringstirnflächen der Kolbenbünde sowie die dazwischen liegende Gehäusetrennwand der Arbeitsraum und ein weiterer Arbeitsraum ausgebildet sind.

[0017] Gemäß den vorstehenden Ausführungen sind stirnseitig im Zylindergehäuse ein Gasraum und ein weiterer Druckraum begrenzt, letzterer kann bei einem bevorzugten Ausführungsbeispiel mit Umgebungsdruck beaufschlagt werden.

[0018] Der zum Antrieb der Winde vorgesehene Hydromotor kann in einem geschlossenen oder offenen Druckmittelkreislauf geführt sein.

[0019] Im erstgenannten Fall (geschlossener Druckmittelkreislauf) wird der Hydromotor über eine von einem Motor angetriebene Pumpe mit variablem Fördervolumen mit Druckmittel versorgt, wobei ein Sauganschluss der Pumpe über eine Saugleitung mit einem Niederdruckanschluss des Hydromotors sowie ein Druckanschluss der Pumpe über eine Hochdruckleitung mit einem Druckanschluss des Hydromotors verbunden ist. Bei diesem Ausführungsbeispiel wird die Hochdruckleitung über eine Druckleitung mit dem erstgenannten Arbeitsraum und die Saugleitung über eine Niederdruckleitung mit dem weiteren Arbeitsraum verbunden, so dass der Hydromotor wahlweise oder überlagernd über die Pumpe oder die Arbeitsräume mit Druckmittel versorgt werden kann.

[0020] Sowohl die Bünde des gemeinsamen Kolbens als auch die Kolbenstege können mit unterschiedlichen Durchmessern ausgeführt sein.

[0021] Zur Absicherung kann in der Druckleitung zwischen dem Druckraum des Aktuators (Hydraulikzylinder) und dem Arbeitsraum des Zylindergehäuses oder zwischen dem Arbeitsraum und der Druckleitung des hydraulischen Windenantriebes ein schnell schaltendes Sperrventil (Isolation Valve) angeordnet sein, so dass die Verbindung zwischen dem Aktuator bzw. dem Windenantrieb und dem Kompensationssystem (hydropneumatischer Speicher /Aktivzylindereinrichtung) in kürzester Zeit unterbrochen werden kann.

[0022] Die Kolbenanordnung kann einstückig oder aus mehreren Kolben ausgebildet sein.

[0023] Sonstige vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind Gegenstand weiterer Unteransprüche.

[0024] Im Folgenden werden bevorzugte Ausführungsbeispiele der Erfindung anhand schematischer Zeichnungen näher erläutert. Es zeigen:

Figur 1 eine hydraulische Seegangskompensationseinrichtung für eine an einem Linearaktuator gehaltene Last;

Figur 2 eine Seegangskompensationseinrichtung für eine an einer Winde gehaltenen Last und

Figur 3 eine konkrete Anwendung der Seegangskompensationseinrichtung gemäß Figur 1 bei einer Bohreinrichtung.

[0025] Figur 1 zeigt ein Funktionsschema einer Seegangskompensationseinrichtung (Heave Compensation System) 1, bei der eine Last L mittels eines als Hydraulikzylinder 2 ausgeführten Linearantriebs bewegbar ist. Es sei angenommen, dass dieser Hydraulikzylinder 2 ortsfest auf einem Schiff oder einer schwimmenden Plattform gelagert ist und die Last L mit Bezug zu einem feststehenden Zielobjekt, beispielsweise einer auf dem Meeresboden abgestützten Plattform in einer vorbestimmten Relativposition gehalten werden soll. Die Kompensation der statischen Last und des Seegangs erfolgt über eine strichpunktiert angedeutetes Kompensationssystem 4 mit hydropneumatischem Speicher, über das der Hydraulikzylinder 2 derart ansteuerbar ist, dass die Last L die vorbestimmte Relativposition zum Zielobjekt beibehält.

[0026] Der als Differentialzylinder ausgeführte Hydraulikzylinder 2 hat einen Differentialkolben 35, der den Hydraulikzylinder 2 in einen von der Kolbenstange durchsetzten Ringraum 36 und einen bodenseitigen Zylinderraum unterteilt. Zumindest der Ringraum 36 ist über eine nicht dargestellte Druckmittelversorgung zum Aus- und Einfahren der Kolbenstange 39 mit einer Pumpe oder einem Tank verbindbar, um die Last L anzuheben oder abzusenken. Ein derartiger Linearantrieb ist nur für vergleichsweise kleine Hübe ausgelegt.

[0027] Das Kompensationssystem 4 besteht im Wesentlichen aus einem hydropneumatischen Speicher 6 und einem als Gleichgangzylinder ausgeführten Aktivzylinder 8, der in den hydropneumatischen Speichern integriert ist. Die Einheit aus hydropneumatischen Speicher 6 und Aktivzylinder 8 wird als Aktivspeicher bezeichnet. Der hydropneumatische Speicher 6 ist so ausgelegt, dass er in der Lage ist, die Last L statisch, d.h. ohne die dynamischen Wechselbeanspruchungen aufgrund des Seegangs abzustützen, während der Aktivzylinder dazu vorgesehen ist, die dynamischen Wechselbelastungen so wie Reibungen und andere parasitäre Faktoren auszugleichen und eine Lageregelung der Last mit hoher Geschwindigkeit zu ermöglichen.

[0028] Der aus dem Speicher 6 und dem Aktivzylinder 8 bestehende Aktivspeicher hat ein gemeinsames Zylindergehäuse 10, in dem ein Kolben 12 axial verschiebbar geführt ist. Dieser hat zwei außen liegende Kolbenbünde 14, 16, die durch einen Kolbensteg 18 miteinander verbunden sind. Dieser durchsetzt eine Gehäusetrennwand 20 des Zylindergehäuses, so dass dieses durch den Boden des Kolbenbunds 16 in einen Gasraum 22 und den Boden des Kolbenbunds 14 in einen Arbeitsraum 24 unterteilt ist. Durch die Ringstirnfläche des Kolbenbundes 16 und die Trennwand 20 wird ein erster Steuerraum 26 und durch die Ringstirnfläche des Kolbenbundes 14 und die Gehäusetrennwand 20 ein zweiter Steuerraum 28 begrenzt. Im Bereich der Durchführung der Kolbenstange 18 durch die Gehäusetrennwand 20 und am Außenumfang der beiden Kolbenbünde 14, 16 sind in der Darstellung gemäß Figur 1 nicht gezeigte Dichtungen angeordnet, über die die vorgenannten Räume des Zylindergehäuses von einander getrennt sind. Der Gasraum 22 ist über eine Gasleitung 30 mit einem Gasspeicher 32 verbunden, so dass auf die Bodenfläche des Kolbenbundes 16 der Gasdruck wirkt. Die beiden Steuerräume 26, 28 sind über Anschlüsse A, B mit einer im Folgenden näher beschriebenen Regelventileinrichtung und einer Druckmittelquelle bzw. einem Tank verbindbar, so dass die Ringstirnfläche des Kolbenbundes 16 oder die Ringstirnfläche des Kolbenbundes 14 aktiv mit einem Druck beaufschlagbar ist, um den Kolben 12 in Abhängigkeit von der Bewegung der Last L zu verschieben. Die Anschlüsse A, B können auch kurzgeschlossen werden, um den Aktivzylinder in "Freigang" zu schalten; dann funktioniert die Anlage als passiver Speicher.

[0029] Der Arbeitsraum 24 ist über eine Druckleitung 34 mit einem Ringraum 36 des Hydraulikzylinders 2 verbunden um beim Anheben von Lasten von einem beweglichen Standort (z. B. Deck eines im Seegang befindlichen Schiffes) Stoßbelastungen vorzubeugen, kann in der Druckleitung 34 ein gestrichelt angedeutetes schnell schaltendes Absperrventil 38 vorgesehen werden, über das die Ölseite des Aktivspeichers vom Hydraulikzylinder 2 trennbar ist. Über dieses Absperrventil 38 kann auch die Speicherfunktion ausser Betrieb gesetzt werden.

[0030] Bei dem Ausführungsbeispiel gemäß Figur 1 wird somit der passive hydropneumatische Speicher durch den Gasspeicher 32, den Gasraum 22 und den Arbeitsraum 24 gebildet, während der Aktivzylinder durch die beiden ringförmigen Steuerräume 26, 28 gebildet ist, die von der Gehäusetrennwand 20 von einander getrennt sind und die über die Anschlüsse A, B mit Druckmittel beaufschlagbar sind.

[0031] Es sei nun angenommen, dass sich die Last L aufgrund des Seegangs relativ zum am Schiff abgestützten Zylindergehäuse 2 nach rechts (Ansicht nach Figur 1) bewegt. Dadurch wird Druckmittel aus dem Ringraum 36 über die Druckleitung 34 in den Arbeitsraum 24 verdrängt, so dass der Kolben 12 des Aktivspeichers in der Darstellung gemäß Figur 1 nach links bewegt wird, wobei der Druck im Gasraum 22 und somit im Gasspeicher 32 der Verschiebung der Last L entgegen wirkt. In dem Fall, in dem die beiden Arbeitsanschlüsse A, B mit einander verbunden sind, wirkt der Aktivspeicher wie ein passiver, herkömmlicher hydropneumatischer Speicher. Die Lastposition ist hierbei nicht direkt beeinflussbar.

[0032] In dem Fall, in dem die Kompensationsregelung aktiv ist, können die Steuerräume 26 und 28 in Figur 1 über die Anschlüsse A bzw. B mit Druckmittel beaufschlagt werden. Durch die Verschiebung des Kolbens 12 nach links oder rechts wird der Arbeitsraum 24 aktiv vergrössert oder verkleinert, so dass das Druckmittel aus dem Ringraum 36 überströmt und die Last L ihre gewünschte Relativposition beibehält. Die Regelung der Druckmittelzufuhr und Druckmittelabfuhr zu bzw. aus den beiden Steuerräumen 26, 28 erfolgt so, dass die Last L nach einem vorbestimmten Geschwindigkeitsprofil bewegt oder in ihrer Relativposition gehalten wird.

[0033] Die in Figur 1 dargestellte Lösung zeigt gegenüber dem eingangs genannten Stand der Technik, insbesondere der US 3,946,559 erhebliche Vorteile. So sind beim Stand der Technik vier Dichtungen erforderlich (zwei an den Kolbenbünden, eine an einer Trennwand und eine vierte an der Durchführung einer Kolbenstange des Kolbens durch die Stirnfläche des Aktivzylindergehäuses), während bei der in Figur 1 dargestellten Lösung nur drei Dichtungen (Kolbenbünde 16, 14 und Trennwand 20) vorgesehen sein müssen. Da keine Kolbenstange aus dem Zylinder heraus ragt, baut die erfindungsgemäße Lösung auch wesentlich kürzer. Der Kolben ist beim Stand der Technik entlang vier Gleitführungen (zwei Kolbenbünde, Durchführung durch Gehäusetrennwand und Durchführung durch Aktivzylinderstirnfläche) geführt, während beim in Figur 1 dargestellten Ausführungsbeispiel nur drei Gleitführungen (Kolbenbünde 14, 16, Gehäusetrennwand 20) vorgesehen sind. Ein weiterer Vorteil besteht darin, dass beim Stand der Technik gemäß der US-Patentschrift ein externes bewegliches Teil (Kolbenstange) vorgesehen ist, während bei der Lösung gemäß Figur 1 der Aktivspeicher ohne externe bewegliche Teile auskommt.

[0034] Das vorbeschriebene Ausführungsbeispiel mit einem linearen Antrieb ist für vergleichsweise geringe Wege der Last L ausgelegt. In dem Fall, dass die Last L

über größere Strecken bewegt werden soll, wird anstelle eines Linearantriebes eine Winde eingesetzt. Ein derartiges Ausführungsbeispiel ist in Figur 2 dargestellt.

[0035] Dabei wird die Last L mittels einer Winde 40 bewegt, die über einen oder mehrere Hydromotoren 42 angetrieben ist. Beim dargestellten Ausführungsbeispiel ist der Hydromotor 42 in einem geschlossenen Kreislauf angeordnet und wird über eine von einem Motor M angetriebene Verstellpumpe 44 mit Druckmittel versorgt. Dabei ist ein Druckanschluss P der Verstellpumpe 44 über eine Hochdruckleitung 47 mit einem Druckanschluss P' des Hydromotors und ein Sauganschluss S der Verstellpumpe 44 über eine Saugleitung 49 mit einem Niederdruckanschluss T des Hydromotors 42 verbunden.

[0036] Selbstverständlich kann anstelle des geschlossenen Kreislaufs auch ein offener Druckmittelkreislauf verwendet werden, wobei die Verstellpumpe Druckmittel aus einem Tank T ansaugt und das Druckmittel über den Niederdruckanschluss T des Hydromotors 42 zum Tank T zurückgeführt wird.

[0037] Das Kompensationssystem 4 besteht im Wesentlichen wiederum aus einem hydropneumatischen Speicher 6 und einem als Gleichgangzylinder ausgebildeten Aktivzylinder 8, die wiederum als Einheit (Aktivspeicher) ausgeführt sind. In dem gemeinsamen Zylindergehäuse 10 ist ein Kolben 12 geführt, der bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel zwei außen liegende Kolbenbünde 14, 16 sowie einen mittleren Ringbund 46 aufweist. Der Ringbund 46 und der Kolbenbund 14 sind von einem ersten Kolbensteg 48 und der Ringbund 46 und der Kolbenbund 16 über einen zweiten Kolbensteg 50 miteinander verbunden, wobei dieser beispielsweise einen geringeren Durchmesser als der erste Kolbensteg 48 hat. Der Kolbensteg 48 durchsetzt eine erste Gehäusetrennwand 52 und der zweite Kolbensteg 50 durchsetzt eine weitere Gehäusetrennwand 54. Durch den mit drei Bünden ausgeführten Kolben 12 wird das Zylindergehäuse 10 somit in sechs Druckräume unterteilt, wobei der in Figur 2 rechte Druckraum der Gasraum 22 ist. Die beiden Steuerräume 26, 28 sind durch die Gehäusetrennwand 52 und den Ringbund 46 bzw. den Kolbenbund 14 begrenzt. Ein weiterer Arbeitsraum 56 ist durch die weitere Gehäusewand 54 und den mittleren Ringbund 46 sowie der Arbeitsraum 24 durch die Gehäusetrennwand 54 und den rechten Kolbenbund 16 begrenzt. Der Gasraum 22 ist wie beim vorbeschriebenen Ausführungsbeispiel über eine Gasleitung 30 mit dem Gasspeicher 32 verbunden, so dass der Gasdruck auf die Bodenfläche des Kolbenbundes 16 wirkt. Durch die Bodenfläche des weiteren Kolbenbundes 14 und der Innenstirnfläche des Gehäuses 10 wird ein Raum 58 begrenzt, der z. B. mit der Umgebung oder dem Niederdruckraum verbunden oder abgeschlossen sein kann.

[0038] Gemäß Figur 2 ist der Arbeitsraum 24 über die Druckleitung 34 mit der Hochdruckleitung 47 und der weitere Arbeitsraum 56 über eine Niederdruckleitung 60 mit der Saugleitung 49 verbunden. In der Niederdruckleitung 60 und/oder der Druckleitung 34 können wiederum schnell schließende Sperrventile 38 vorgesehen werden. Durch diese Sperrventile 38 kann die Übertragung von Stoßbelastungen (Shock Loads) verhindert werden, die beispielsweise beim Aufnehmen einer Last von einem sich bewegenden Deck auftreten können. Über die Absperrventile 38 kann auch die Speicherfunktion ausser Betrieb gesetzt werden.

[0039] Die beiden Steuerräume 26, 28 lassen sich wiederum wie beim vorbeschriebenen Ausführungsbeispiel über die Anschlüsse A, B und eine nicht dargestellte Regelventilanordnung mit einer Druckmittelquelle oder einem Tank verbinden, um eine aktive Positionsregelung des Speicherkolbens, und damit der Last, durchzuführen.

[0040] Zum Anheben oder Absenken einer Last unter normalen Betriebsbedingungen, d.h. ohne Seegangskompensation sind diese beiden Anschlüsse A, B geschlossen und/oder die Absperrventile 38 geschlossen, so dass der Aktivzylinder 8 unwirksam ist und die Geschwindigkeit und Drehrichtung der Winde durch den Schwenkwinkel der Verstellpumpe 44 vorgegeben ist.

[0041] In dem Fall, in dem kein Anheben oder Absenken der Last erforderlich ist, jedoch eine Seegangskompensation erforderlich ist, um die Last in einer vorbestimmten Relativposition zu einem Zielobjekt zu halten, fördert die Verstellpumpe 44 kein Druckmittel zum Hydromotor 42. Der Kolben 12 wird jedoch durch die Regelung des Aktivzylinders 8 in Abhängigkeit von der Vertikalbewegung des Schiffs verschoben, so dass entsprechend aus den Arbeitsräumen 24 oder 56 Druckmittel zum Motor 42 geführt wird, so dass dieser die Winde 40 entsprechend antreibt, um die Kompensationsbewegung zu ermöglichen. Die Last L durch den Druck im hydropneumatischen Speicher 6 abgestützt. Der Aktivzylinder muss Druckunterschiede durch Gascharakteristik, Reibungen und dynamische Einflüsse aufbringen.

[0042] In dem Fall, in dem die Seegangskompensation gleichzeitig zu einem Anheben oder Absenken der Last durchgeführt werden soll - dies ist der häufigste Anwendungsfall - überlagert die Regelung der Verstellpumpe 44 die Ansteuerung des Aktivspeichers (Aktivzylinder 8, hydropneumatischer Speicher 6) und umgekehrt.

[0043] Wie eingangs erwähnt, soll der Gasdruck so ausgelegt sein, dass er die Last abstützen kann. In dem Fall, in dem stark unterschiedliche Lasten gehandhabt werden sollen, kann es vorteilhaft sein, wenn der Gasdruck im Gasspeicher 32 in Abhängigkeit von dieser Last veränderbar ist. Dazu wäre beispielsweise ein Kompressor mit den zugehörigen Regeleinrichtungen zur Einstellung des Gasdrucks vorzusehen.

[0044] Alternativ oder zusätzlich kann die Anpassung der Kompensationskraft an die zu handhabende Last auch dadurch erfolgen, dass der Hydromotor 42 der Winde 40 mit einem variablen Verdrängungsvolumen ausgeführt ist oder dass mehrere Hydromotoren 42 mit variablem Verdrängungsvolumen parallel geschaltet werden. Das Verdrängungsvolumen wird dann in Abhängig-

keit von der Last eingestellt, wobei der Druck an der Gasseite des Aktivspeichers, d.h. der Druck im Gasraum 22 und in dem Gasspeicher 32 konstant gehalten werden kann, so dass kein eigener Kompressor und keine Gasdruckregeleinrichtung erforderlich sind.

[0045] Der die Pumpe 44 und den Hydromotor 42 enthaltende hydraulische Kreislauf ist noch mit allen üblichen Vorrichtungen, wie beispielsweise Druckbegrenzungsventilen, Spülkreislauf, Kühlern, Filtern ausgeführt, wie sie bei herkömmlichen geschlossenen Kreisläufen eingesetzt werden. Eine Leckage lässt sich auf gleiche Weise ausgleichen, wie dies bei herkömmlichen Systemen der Fall ist.

[0046] Prinzipiell können die Funktionen der einzelnen Druckräume des Aktivspeichers getauscht werden. So kann beispielsweise der Steuerraum 28 mit dem Arbeitsraum 24 vertauscht werden.

[0047] Bei dem vorbeschriebenen Ausführungsbeispiel ist der Kolben 12 einteilig ausgeführt, prinzipiell könnte dieser Kolben auch mehrteilig ausgelegt werden.

[0048] Figur 3 zeigt eine konkrete Anwendung der in Figur 1 dargestellten Seegangskompensationseinrichtung für einen die Last L bildenden Bohrstrang, wobei ein Bohrkopf von einem Schiff 62 aus auf den Meeresgrund abgelassen werden soll, um beispielsweise eine Meeresbodenprobe zu entnehmen oder nach Öl zu bohren. Beim konkreten Ausführungsbeispiel ist eine Hydraulikzylinderanordnung 2 durch zwei oder mehrere parallel geschaltete Hydraulikzylinder gebildet, wobei die Kolbenstangen 39 an einem auf dem Schiff 62 abgestützten Bohrgerüst 64 gelagert und die Last L (Bohrstrang) an den vertikal verschiebbaren Zylindern befestigt ist. Am Bohrgerüst 64 ist bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel eine Lasermesseinrichtung 66 angeordnet, über die die Position des Schiffes erfassbar ist. Die Position der Zylinder 2 wird über Wegaufnehmer 68 erfasst.

[0049] Figur 3 zeigt die wesentlichen Bauelemente der Regeleinheit zur Ansteuerung des Aktivzylinders 8, über den die Bewegungen, bzw. die Druckschwankungen an den Hydraulikzylindern 2 aufgrund des Seegangs aktiv ausgeglichen werden. Wie im Zusammenhang mit Figur 1 erwähnt, wird die Last L, d.h. das Gewicht der Zylinder sowie des Bohrstranges durch den hydropneumatischen Speicher 6 statisch abgestützt, indem der Gasdruck im Gasraum 22 und damit im Gasspeicher 32 entsprechend eingestellt ist. Die Einstellung des Gasdrucks im Gasspeicher 32 erfolgt über eine Gasdruckregeleinheit 70, über die der Gasspeicher 32 mit einem Vorratsspeicher 72 verbindbar ist, der wiederum über einen Kompressoranordnung 74 aufgeladen werden kann. Selbstverständlich kann der Gasspeicher 32 auch direkt über die Kompressoreinheit 74 und die Gasdruckregeleinheit 70 aufgeladen werden, wobei der Gasdruck in Abhängigkeit vom Gewicht des Bohrstranges und ggf. vom Seegang veränderbar ist.

[0050] Die Druckmittelversorgung des Aktivzylinders 8, der Hydraulikzylinder 2 und des Arbeitsraumes 24 erfolgt über eine Verstellpumpe 76, über die Druckmittel aus einem Tank T angesaugt und in die Druckleitung 34 gefördert werden kann. Diese Druckleitung 34 ist über ein Hebeventil 78 mit einer mit der Pumpe 76 verbundenen Pumpenleitung 80 und über ein Senkenventil 82 mit einer mit dem Tank T verbundenen Tankleitung 84 verbindbar. Beide Ventile 78, 80 sind leckagefrei in eine Sperrstellung vorgespannt. Das Hebenventil 78 ist ein Schaltventil, während das Senkenventil 82 ein stetig verstellbares Wegeventil ist, bei dem eine Ablaufblende proportional verstellbar ist.

[0051] Von der Pumpenleitung 80 zweigt eine Vorlaufleitung 86 und von der Tankleitung 84 eine Ablaufleitung 88 ab, die zu zwei Eingangsanschlüssen P, T eines proportional verstellbaren Aktivspeicherregelventils 90 führen. Zwei Arbeitsanschlüsse A, B des Aktivspeicherregelventils 90 sind über eine Zulaufleitung 92 und eine Ablaufleitung 94 mit den Arbeitsanschlüssen A bzw. B des Aktivzylinders 8 verbunden. Die Zulaufleitung 92 und die Ablaufleitung 94 können über ein Bypassventil 97 kurzgeschaltet werden, so dass der Aktivzylinder 8 dann wirkungslos ist und der Speicher 4 nur als passiver Speicher arbeitet. Über das proportional verstellbare Aktivspeicherregelventil 90 können die beiden Steuerräume 26, 28 des Aktivzylinders 8 in Abhängigkeit von der Schiffsbewegung mit Druckmittel beaufschlagt bzw. mit dem Tank T verbunden werden. Das Aktivspeicherregelventil 90 ist in seiner federvorgespannten Grundposition mit einer Schwimmstellung ausgeführt und lässt sich über proportional verstellbare Elektromagnete so verstellen, dass entweder der Steuerraum 26 oder der Steuerraum 28 mit der Verstellpumpe 76 verbunden ist, während das Druckmittel vom jeweils anderen Druckraum zum Tank T hin verdrängt wird.

[0052] Die Befüllung des Arbeitsraumes 24 des hydropneumatischen Speichers 6 und der Ringräume 36 der Hydraulikzylinderanordnung 2 erfolgt über ein Füllregelventil 96, dessen einziger Arbeitsanschluss A über eine Füllleitung 98 mit einer Verbindungsleitung 100 zwischen dem Arbeitsraum 24 und der Druckleitung 34 verbunden ist. In dieser Verbindungsleitung 100 ist das vorbeschriebene Sperrventil 38 angeordnet, über das die Verbindung zwischen dem Arbeitsraum 24 und der Hydraulikzylinderanordnung 2 abgesperrt oder geöffnet werden kann. Ein Druckanschluss P des Füllregelventils 96 ist über eine Pumpenzweigleitung 102 mit der Pumpenleitung 80 und ein Tankanschluss T des Füllregelventils 96 über eine Tankzweigleitung 104 mit der Tankleitung 84 verbunden, in der des weiteren noch Einrichtungen zum Kühlen, Filtern, etc. des Druckmittels vorgesehen sind.

[0053] Zum besseren Verständnis sei im Folgenden das Absenken und Aufholen eines Bohrkopfes erläutert.

[0054] In einer ersten Vorbereitungsphase wird der hydropneumatische Speicher 6 zunächst in eine Ausgangsposition verfahren und der Gasdruck im Gasraum 22 in Abhängigkeit vom Gewicht des Bohrstranges eingestellt, wobei diese Einstellung proportional zu dem zu erwartenden abzusenkenden Gewicht minus der auf den Bohrkopf wirkenden gewünschten Vorschubkraft einge-

stellt wird. Diese Einstellung des Aktivspeichers 8 erfolgt über das Füllregelventil 96, über das der Arbeitsraum 24 mit Druckmittel versorgt wird, während das Sperrventil 38, das Hebenventil 78, das Senkenventil 82 geschlossen sind und das Bypassventil 97 geöffnet ist, so dass die beiden Steuerräume 26 und 28 des Aktivzylinders 8 verbunden sind.

[0055] In einer zweiten Phase wird der Bohrkopf zum Meeresboden abgesenkt. Dabei bleibt das Absperrventil 38 geschlossen und die Ventile 78 und 82 werden dazu verwendet, um durch Einfahren und Ausfahren der Hydraulikzylinderanordnung 2 das Zusammensetzen des Bohrstranges zu ermöglichen und den Bohrkopf abzusenken. Die Hydraulikzylinderanordnung 2 soll bei abgesenktem Bohrkopf so eingestellt sein, dass noch genügend Verfahrweg zur Seegangskompensation verbleibt. Während dieses Absenkvorganges können die Drücke im Gasraum 22 und im Arbeitsraum 24 noch entsprechend über das Füllventil 96 bzw. die Gasdruckregeleinheit 70 eingestellt werden, um das Gewicht des Bohrstrangs auszugleichen.

[0056] In dem Moment, in dem der Bohrkopf den Meeresboden erreicht, wird zunächst eine passive Seegangskompensation eingeschaltet, wobei der Lastdruck der Hydraulikzylinderanordnung 2 erfasst wird. Während dieser passiven Regelung werden die Ventile 78, 82 in ihre Sperrposition verfahren, das Aktivspeicherregelventil 90 ist noch in seiner Grundposition und das Sperrventil 38 ist geöffnet. Der Aktivspeicher 8 ist noch unwirksam, da das Bypassventil 97 noch in seiner Durchgangsstellung verbleibt.

[0057] Beim eigentlichen Bohren werden drei Methoden unterschieden:

1. Beim sogenenannten Normalbohren wird der Bohrdruck passiv "geregelt". Es werden Bohrdruckschwankungen aufgrund der Schiffsbewegungen und deshalb Zylinderbewegungen und Speicherkolbenbewegungen sowie Gasdruckschwankungen bewußt zugelassen. Bei dieser Bohrart ist der Aktivzylinder kurzgeschlossen, in dem das Bypassventil 97 in seine Durchgangsstellung und das Aktivspeicherregelventil 90 in seine Neutralstellung (Auf) gebracht werden.

2. Beim "verbesserten Normalbohren" werden die Bohrdruckschwankungen und entsprechend Drehmoment- und Drehgeschwindigkeitsschwankungen und der Bohrkopfverschleiß sowie ein Bohrkopfabheben reduziert oder weitestgehend vermieden, in dem der Druck im Arbeitsraum 24 oder, bevorzugt, im Ringraum 36 konstant gehalten wird. Dies erfolgt durch eine Druckregelung des Aktivzylinders 8, wobei das Bypassventil 97 in seine Sperrstellung gebracht wird und das Aktivspeicherregelventil 90 auf der Basis eines geeigneten Regelprozesses so angesteuert wird, dass der Druck in den genannten Druckräumen 24 oder, 36 praktisch konstant bleibt.

3. Beim sogenannten "Kernbohren" werden mit einem am Bohrstrang befestigten Sondergerät Bodenproben gebohrt. Bei diesem Vorgang müssen die Positionen mit relativ hoher Genauigkeit geregelt werden, um den Seegang und eventuelle Schiffsbewegungen zu kompensieren. Das Gesamtgewicht des Bohrstrangs wird, wie bereits erläutert, in etwa durch den Gasdruck im Gasraum 22 kompensiert. Die Position der Hydraulikzylinder 2 wird durch den Aktivzylinder 8 so geregelt, dass die Schiffsbewegung kompensiert wird, dabei befindet sich das Bypassventil 97 in seiner Sperrstellung und das Aktivspeicherregelventil 90 wird entsprechend geregelt.

[0058] Nach der Beendigung des Bohrvorgangs wird der Bohrkopf aus dem Boden herausgzogen und angehoben. Dieses Herausziehen kann im Prinzip ebenfalls nach den drei vorbeschriebenen Methoden erfolgen. In dem Fall, in dem ein kontinuierliches Herausziehen des Bohrkopfs oder des daran angebauten Geräts gewünscht wird, kann die aktive Seegangskompensationsregelung in eine Positionsregelung umgeschaltet werden, um die Schiffsbewegungen auszugleichen.

[0059] Dieses geregelte Herausziehen des Bohrkopfes aus dem Boden erfolgt dadurch, dass über das Füllregelventil 96 bei geöffnetem Bypassventil 97 Druckmittel in die Ringräume 36 der Hydraulikzylinderanordnung 2 gefördert wird, so dass der Bohrkopf mit konstanter Geschwindigkeit aus dem Boden herausgezogen wird. Wie gesagt, erfolgt dabei eine aktive Seegangskompensation mittels der Einstellung des Aktivspeicherregelventils 90, über das der zur Seegangskompensation erforderliche Druck in den Steuerräumen 26, 28 eingestellt wird, um den Bohrkopf mit konstanter Geschwindigkeit aus dem Boden heraus zu ziehen.

[0060] Nachdem der Bohrkopf aus dem Boden heraus gezogen ist, kann über die vorbeschriebenen Regelungsarten verhindert werden, dass dieser in unkontrollierter Weise angehoben wird. Der Zeitpunkt des Herausziehens des Bohrkopfes aus dem Boden kann sehr einfach erfasst werden, da dann die erforderliche Auszugskraft schlagartig absinkt. Um eine Kollision des Bohrkopfes mit dem Boden zu verhindern, wird dieser dann vergleichsweise schnell in einen Abstand zum Boden gebracht. Sobald der Kolben 12 des Aktivspeichers seine voreingestellte Ausgangsposition erreicht hat, wird die Seegangskompensation abgeschaltet, dabei wird das Sperrventil 38 geschlossen und das Füllregelventil 96 sowie wie das Aktivspeicherregelventil 90 in ihre Grundpositionen zurück verfahren. Das Bypassventil 97 wird in seine Durchgangsstellung gebracht, so dass der Aktivzylinder 8 abgeschaltet ist. Die beiden Ventile 78, 82 bleiben geschlossen.

[0061] Anschließend wird der Bohrstrang abgebaut und der Bohrkopf dabei zurück zum Schiff angehoben. Während dieses Anhebens bleibt das Sperrventil 38 geschlossen, das Bypassventil 97 ist geöffnet und die beiden Regelventile 96, 90 befinden sich weiterhin in ihrer

Grundposition. Während des Anhebens des Bohrkopfes und der Demontage des Bohrstranges erfolgt das erforderliche Anheben und Absenken des an den Zylindermänteln der Hydraulikzylinderanordnung 2 befestigten, den Bohrstrang tragenden Führungsbalken über das Hebenventil 78 bzw. das Senkenventil 82. Dabei kann der Gasdruck im Gasraum 22 wieder über die Gasdruckregeleinheit 70 an das sich verringernde Gewicht des Bohrstranges angepasst werden.

[0062] Offenbart ist eine Seegangskompensationseinrichtung (Heave Compensation System), bei dem die Kompensation einer durch den Seegang erzeugten Relativbewegung einer Last mit Bezug zu einer Sollposition über einen passiven hydropneumatischen Speicher und einen aktiv geregelten Aktivzylinder erfolgt. Erfindungsgemäß ist der Aktivzylinder in den hydropneumatischen Speicher integriert, so dass die Kompensationseinrichtung äußerst kompakt und einfach aufgebaut ist.

Bezugszeichenliste:

[0063]

1	Seegangskompensationseinrichtung
2	Hydraulikzylinder
4	Kompensationssystem
6	hydropneumatischer Speicher
8	Aktivzylinder
10	Zylindergehäuse
12	Kolben
14	Kolbenbund
16	Kolbenbund
18	Kolbensteg
20	Gehäusetrennwand
22	Gasraum
24	Arbeitsraum
26	Steuerraum
28	Steuerraum
30	Gasleitung
32	Gasspeicher
34	Druckleitung
35	Differentialkolben
36	Ringraum
38	Sperrventil
40	Winde
42	Hydromotor
44	Verstellpumpe
46	Ringbund
47	Hochdruckleitung
48	1. Kolbensteg
49	Saugleitung
50	2. Kolbensteg
52	1. Gehäusetrennwand
54	2. Gehäusetrennwand
56	weiterer Arbeitsraum
58	Raum
60	Niederdruckleitung
62	Schiff
64	Bohrgerüst
66	Lasermesseinrichtung
68	Wegaufnehmer
70	Gasdruckregeleinheit
72	Vorratsspeicher
74	Kompressoreinheit
76	Pumpe
78	Hebenventil
80	Pumpenleitung
82	Senkenventil
84	Tankleitung
86	Vorlaufleitung
88	Ablaufleitung
90	Aktivspeicherregelventil
92	Zulaufleitung
94	Ablaufleitung
96	Füllregelventil
97	Bypassventil
98	Füllleitung
100	Verbindungsleitung
102	Pumpenzweigleitung
104	Tankzweigleitung

Patentansprüche

1. Hydraulische Seegangskompensationseinrichtung zum Ausgleich von durch Seegang verursachten Relativbewegungen zwischen einer Last (L) und einer Zielposition, mit einem Kompensationssystem (4), das einen die Last (L) abstützenden hydropneumatischen Speicher (6) und eine damit in Wirkverbindung stehende Aktivzylindereinrichtung (8) aufweist, die zwei Steuerräume (26, 28) hat, die zum Betätigen der Aktivzylindereinrichtung (8) mit einem Druck beaufschlagbar sind, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Aktivzylindereinrichtung (8) in den hydropneumatischen Speicher (6) integriert ist, wobei eine gemeinsame Kolbenanordnung (12) in einem gemeinsamen Zylindergehäuse (10) aufgenommen ist, das mit seinen beidseitigen Gehäusestirnflächen und benachbarten Kolbenbodenflächen jeweils einen Druckraum begrenzt, von denen einer ein Gasraum (22) des hydropneumatischen Speichers (6) ist.

2. Seegangskompensationseinrichtung nach Patentanspruch 1, mit einem Hydraulikzylinder (2) zum Verfahren der Last (L), der zumindest einen Druckraum (36) hat, der über eine Druckleitung (34) mit dem zweiten, einen Arbeitsraum (24) ausbildenden Druckraum im Zylindergehäuse verbunden ist.

3. Seegangskompensationseinrichtung nach Patentanspruch 2, wobei die Kolbenanordnung (12) zwei endseitige, die Kolbenbodenflächen ausbildende Kolbenbünde (14, 16) hat, die von einem Kolbensteg (18) verbunden sind, der eine Gehäusetrennwand

(20) dichtend durchsetzt, so dass durch die Ringstirnflächen der Kolbenbünde (14, 16) einerseits und die Gehäusetrennwand (20) andererseits die beiden Steuerräume (26, 28) des Aktivzylinders (8) begrenzt sind.

4. Seegangskompensationseinrichtung nach Patentanspruch 3, wobei an den beiden Kolbenbünden (14, 16) und der Gehäusetrennwand (20) Dichtungen angeordnet sind.

5. Seegangskompensationseinrichtung nach Patentanspruch 1, mit einer von einem Hydromotor (42) angetriebenen, die Last (L) abstützenden Winde (40), wobei eine Druckseite des Hydromotors (42) mit einem Arbeitsraum (24) im Zylindergehäuse verbunden ist.

6. Seegangskompensationseinrichtung nach Patentanspruch 5, wobei die Kolbenanordnung (12) zwei endseitige Kolbenbünde (14, 16) und einen mittleren Ringbund (46) hat, die über zwei Kolbenstege (48, 50) miteinander verbunden sind, die jeweils eine Gehäusetrennwand (52, 54) durchsetzen, so dass durch eine Gehäusetrennwand (52) und die benachbarten Ringstirnflächen der Kolbenanordnung (12) die beiden Steuerräume (26, 28) des Aktivzylinders (8) und durch die weitere Gehäusetrennwand (54) und die benachbarten Ringstirnflächen der Arbeitsraum (24) und ein weiterer Arbeitsraum (56) begrenzt sind.

7. Seegangskompensationseinrichtung nach Patentanspruch 6, wobei der vom Gasraum (22) entfernte Druckraum (58) mit Umgebungsdruck beaufschlagt ist.

8. Seegangskompensationseinrichtung nach einem der Patentansprüche 5 bis 7, wobei der Hydromotor (42) mit konstantem oder variablem Verdrängungsvolumen ausgeführt ist.

9. Seegangskompensationseinrichtung nach Patentanspruch 8, wobei der Hydromotor (42) in einem geschlossenen oder auch offenen Druckmittelkreislauf angeordnet ist.

10. Seegangskompensationseinrichtung nach Patentanspruch 9, erste Alternative, wobei eine Pumpe (44) mit variablem Fördervolumen von einem Elektromotor (M) angetrieben ist und ein Sauganschluss (S) der Pumpe (44) über eine Saugleitung (49) mit einem Niederdruckanschluss (T) des Hydromotors (42) sowie ein Druckanschluss (P) der Pumpe über eine Hochdruckleitung (47) mit einem Druckanschluss (P') des Hydromotors (42) verbunden ist.

11. Seegangskompensationseinrichtung nach Patentanspruch 10, wobei der Arbeitsraum (24) über eine Druckleitung (34) mit der Hochdruckleitung (47) und der weitere Arbeitsraum (56) über eine Niederdruckleitung (60) mit der Saugleitung (49) verbunden sind.

12. Seegangskompensationseinrichtung nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, wobei die Kolbenbünde (14, 16) bzw. Kolbenstege (48, 50) mit jeweils unterschiedlichen Durchmessern ausgeführt sind.

13. Seegangskompensationseinrichtung nach einem der Patentansprüche 5 bis 12, wobei die beiden Steuerräume (26, 28) mittels eines Bypassventils (97) verbindbar oder vom Hydromotorkreislauf trennbar sind.

14. Seegangskompensationseinrichtung nach Patentanspruch 2 oder 11, wobei in der Druckleitung (34) oder den Hochdruck-/Saugleitungen (47, 49) schnell schaltende Sperrventile (38) angeordnet sind.

Claims

1. Hydraulic heave compensation device for compensating relative movements between a load (L) and a target position which are caused by heave, with a compensation system (4) which comprises a hydropneumatic accumulator (6) supporting the load (L) and an active cylinder device (8) which is actively connected to the accumulator and has two control chambers (26, 28) which can be pressurised in order to actuate the active cylinder device (8), **characterised in that** the active cylinder device (8) is integrated into the hydropneumatic accumulator (6), wherein a common piston arrangement (12) is accommodated in a common cylinder housing (10) which defines with its housing end faces on both sides and adjacent piston head areas a respective pressure chamber, one of which is a gas chamber (22) of the hydropneumatic accumulator.

2. Heave compensation device according to Claim 1, with a hydraulic cylinder (2) for moving the load (L), which cylinder has at least one pressure chamber (36) which is connected via a pressure line (34) to the second pressure chamber, which forms a working chamber (24), in the cylinder housing.

3. Heave compensation device according to Claim 2, wherein the piston arrangement (12) has two terminal piston collars (14, 16) which form the piston head areas and are connected by a piston land (18) which passes in a sealing manner through a housing partition wall (20), so that the two control chambers (26, 28) of the active cylinder (8) are defined by the annular end faces of the piston collars (14, 16) on one

side and the housing partition wall (20) on the other.

4. Heave compensation device according to Claim 3, wherein seals are disposed at the two piston collars (14, 16) and the housing partition wall (20).

5. Heave compensation device according to Claim 1, with a winch (40) which is driven by a hydraulic motor (42) and supports the load (L), wherein a delivery side of the hydraulic motor (42) is connected to a working chamber (24) in the cylinder housing.

6. Heave compensation device according to Claim 5, wherein the piston arrangement (12) has two terminal piston collars (14, 16) and a central annular collar (46) which are connected together via two piston lands (48, 50), each of which passes through a housing partition wall (52, 54), so that the two control chambers (26, 28) of the active cylinder (8) are defined by a housing partition wall (52) and the adjacent annular end faces of the piston arrangement (12) and the working chamber (24) and a further working chamber (56) are defined by the further housing partition wall (54) and the adjacent annular end faces.

7. Heave compensation device according to Claim 6, wherein the pressure chamber (58) which is remote from the gas chamber (22) is acted upon by ambient pressure.

8. Heave compensation device according to any one of Claims 5 to 7, wherein the hydraulic motor (42) is designed with a constant or variable volumetric displacement.

9. Heave compensation device according to Claim 8, wherein the hydraulic motor (42) is disposed in a closed or also open pressure medium circuit.

10. Heave compensation device according to Claim 9, first alternative, wherein a pump (44) with a variable rate of delivery is driven by an electric motor (M) and a suction connection (S) of the pump (44) is connected via a suction line (49) to a low-pressure connection (T) of the hydraulic motor (42) and a pressure connection (P) of the pump is connected via a high-pressure line (47) to a pressure connection (P') of the hydraulic motor (42).

11. Heave compensation device according to Claim 10, wherein the working chamber (24) is connected via a pressure line (34) to the.high-pressure line (47) and the further working chamber (56) is connected via a low-pressure line (60) to the suction line (49).

12. Heave compensation device according to any one the preceding Claims, wherein the piston collars (14, 16) and piston lands (48, 50), respectively, are in each case designed with different diameters.

13. Heave compensation device according to any one of Claims 5 to 12, wherein the two control chambers (26, 28) can be connected or separated from the hydraulic motor circuit by means of a bypass valve (97).

14. Heave compensation device according to Claim 2 or 11, wherein fast-acting shut-off valves (38) are disposed in the pressure line (34) or the high-pressure/ suction lines (47, 49).

Revendications

1. Compensateur hydraulique de pilonnement destiné à compenser les mouvements relatifs générés par la houle entre une charge (L) et une position cible, comportant un système de compensation (4), qui comporte un réservoir hydropneumatique (6), supportant la charge (L), et un vérin actif (8), qui est en liaison active avec ledit réservoir et qui possède deux chambres de commande (26, 28), qui peuvent être sollicitées par une pression en vue d'actionner le vérin actif (8), **caractérisé en ce que** le vérin actif (8) est intégré dans le réservoir hydropneumatique (6), un système de piston (12) commun étant logé dans un carter (10) commun du vérin, lequel délimite avec ses faces frontales des deux côtés et les fonds adjacents du système de piston respectivement une chambre de pression, dont l'une est une chambre à gaz (22) du réservoir hydropneumatique (6).

2. Compensateur de pilonnement selon la revendication 1, comportant un vérin hydraulique (2), qui est destiné à déplacer la charge (L) et comporte au moins une chambre de pression (36), qui est reliée via une conduite de pression (34) à la deuxième chambre de pression formant une chambre de travail (24) dans le carter du vérin.

3. Compensateur de pilonnement selon la revendication 2, dans lequel le système de piston (12) possède deux embases (14, 16), qui forment les fonds du système de piston au niveau des extrémités et qui sont reliées par une entretoise (18), qui passe de manière étanche à travers une cloison (20) du carter, de telle sorte que les deux chambres de commande (26, 28) du vérin actif (8) sont délimitées par les faces frontales annulaires des embases (14, 16), d'une part, et par la cloison (20), d'autre part.

4. Compensateur de pilonnement selon la revendication 3, dans lequel des garnitures d'étanchéité sont posées au niveau des deux embases (14, 16) du système de piston et de la cloison (20) du carter.

5. Compensateur de pilonnement selon la revendication 1, comportant un treuil (40) supportant la charge (L) et actionné par un moteur hydraulique (42), un côté de pression du moteur hydraulique (42) étant relié à une chambre de travail (24) dans le carter du vérin.

6. Compensateur de pilonnement selon la revendication 5, dans lequel le système de piston (12) comporte deux embases (14, 16) aux extrémités et une embase (46) centrale, qui sont reliées entre elles par deux entretoises (48, 50), qui traversent chacune une cloison (52, 54) du carter, de telle sorte que les deux chambres de commande (26, 28) du vérin actif (8) sont délimitées par une cloison (52) du carter et par les faces frontales annulaires adjacentes du système de piston (12), et la chambre de travail (24) et une autre chambre de travail (56) sont délimitées par l'autre cloison (54) du carter et par les faces frontales annulaires adjacentes.

7. Compensateur de pilonnement selon la revendication 6, dans lequel la chambre de pression (58), éloignée de la chambre à gaz (22), est sollicitée par la pression atmosphérique.

8. Compensateur de pilonnement selon l'une quelconque des revendications 5 à 7, dans lequel le moteur hydraulique (42) est réalisé à cylindrée constante ou à cylindrée variable.

9. Compensateur de pilonnement selon la revendication 8, dans lequel le moteur hydraulique (42) est monté dans un circuit de fluide sous pression fermé ou également ouvert.

10. Compensateur de pilonnement selon la revendication 9, première alternative, dans lequel une pompe (44) à cylindrée variable est actionnée par un moteur électrique (M) et un raccord d'aspiration (S) de la pompe (44) est relié à un raccord basse pression (T) du moteur hydraulique (42) via une conduite d'aspiration (49), et un raccord de pression (P) de la pompe est relié à un raccord de pression (P') du moteur hydraulique (42) via une conduite haute pression (47).

11. Compensateur de pilonnement selon la revendication 10, dans lequel la chambre de travail (24) est reliée à la conduite haute pression (47) via une conduite de pression (34), et l'autre chambre de travail (56) est reliée à la conduite d'aspiration (49) via la conduite basse pression (60).

12. Compensateur de pilonnement selon l'une quelconque des revendications précédentes, dans lequel les embases (14, 16) ou les entretoises (48, 50) du système de piston sont réalisées respectivement avec des diamètres différents.

13. Compensateur de pilonnement selon l'une quelconque des revendications 5 à 12, dans lequel les deux chambres de commande (26, 28) peuvent être reliées au moyen d'une vanne by-pass (97) ou peuvent être séparées du circuit du moteur hydraulique.

14. Compensateur de pilonnement selon la revendication 2 ou 11, dans lequel des vannes d'arrêt (38) à commande rapide sont agencées dans la conduite de pression (34) ou dans la conduite haute pression (47) ou la conduite d'aspiration (49).

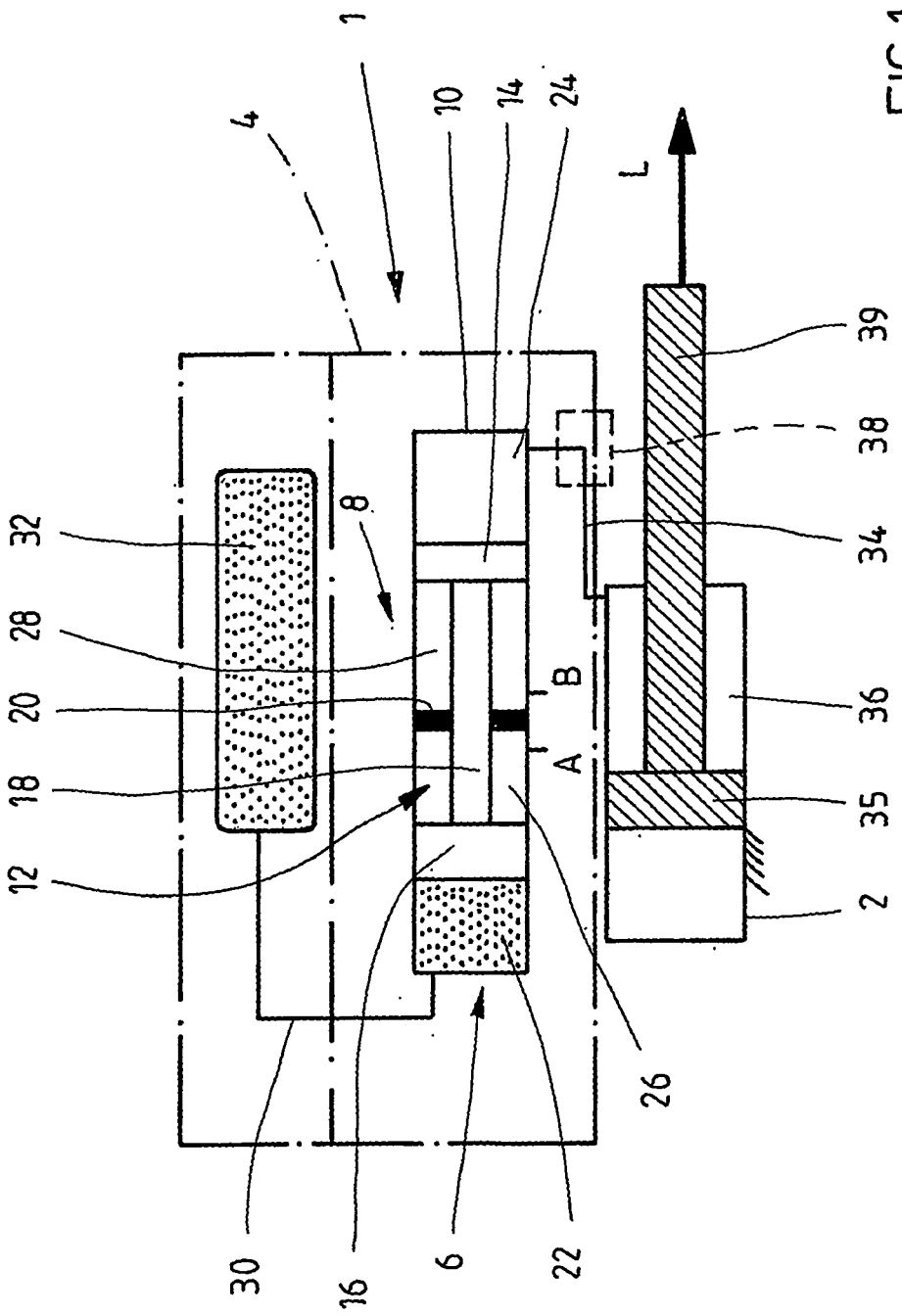


FIG.1

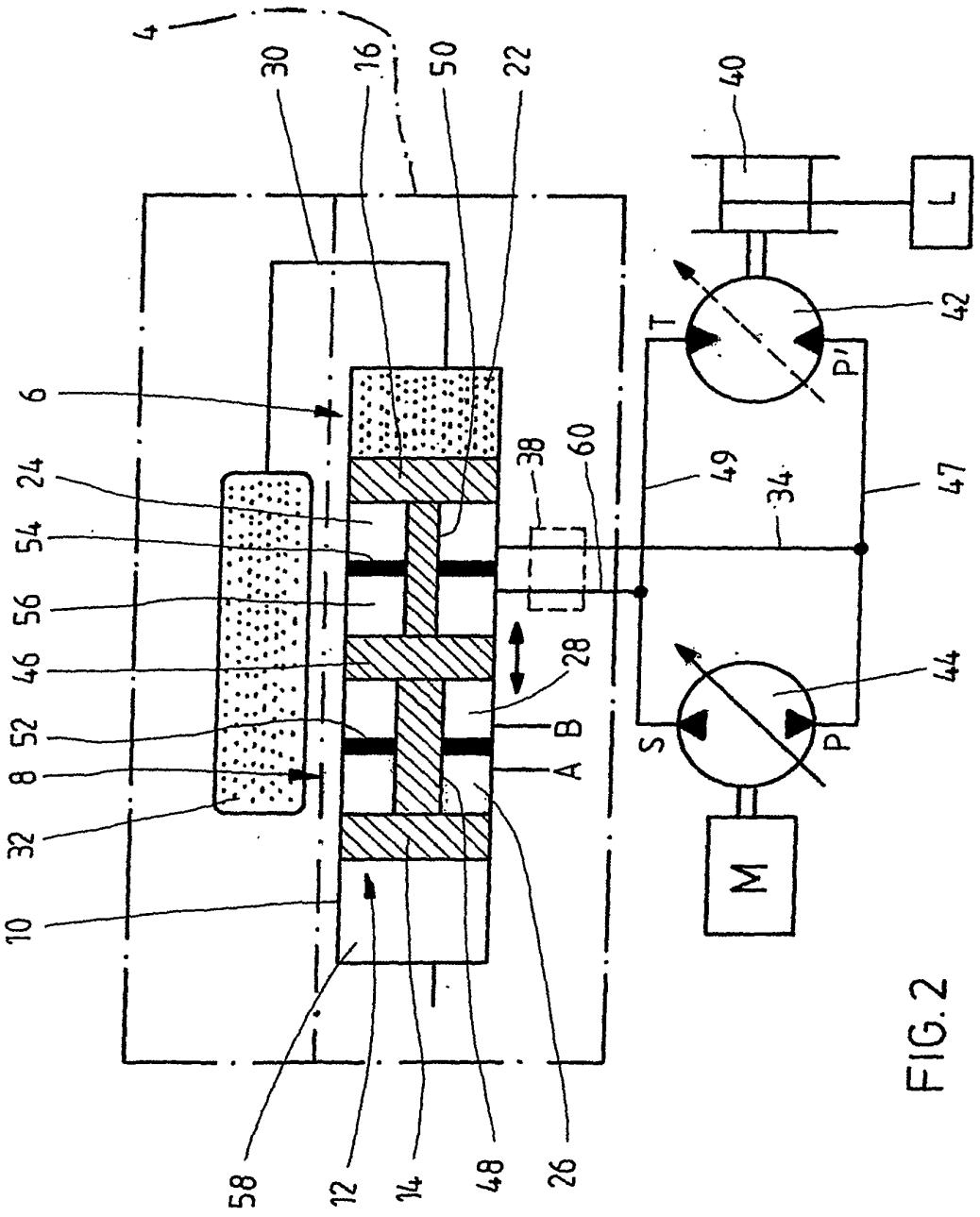

4
30
16
50
22
40
L
42
T
P'
6
24
54
56
46
52
8
32
10
38
60
49
34
47
28
A
B
S
P
44
M
58
12
14
48
26

FIG. 2

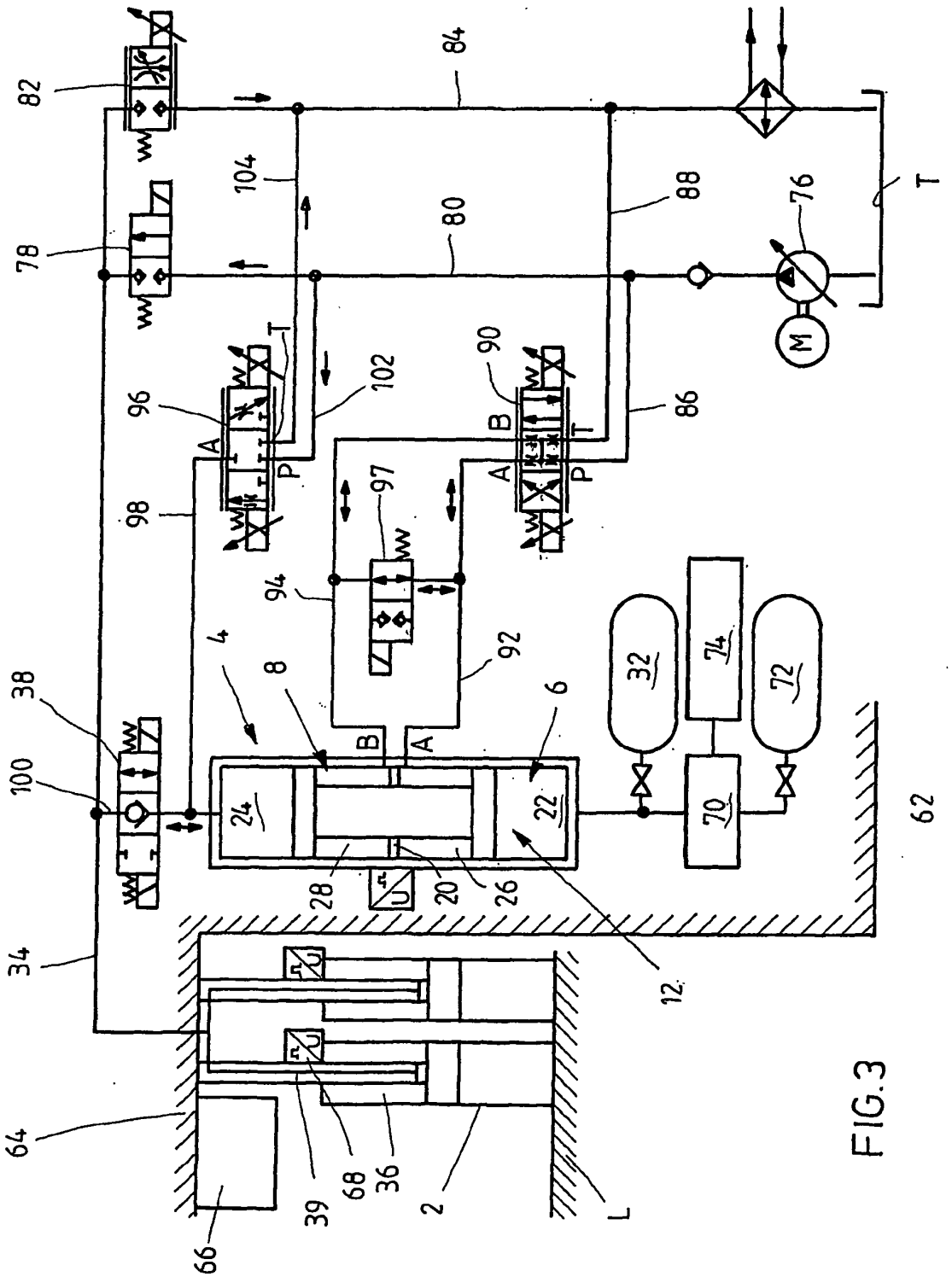

82
84
104
88
76
T
78
80
M
90
102
96
86
A
B
P
T
97
98
94
92
4
8
6
38
B
A
32
74
72
100
24
22
70
62
28
20
26
12
34
64
39
68
36
2
L
66

FIG.3

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- US 3946559 A **[0004] [0005] [0010] [0033]**
- US 5209302 A **[0004]**