



(11)

EP 1 882 795 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
16.06.2010 Patentblatt 2010/24

(51) Int Cl.:
E04G 21/04^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **07119143.1**

(22) Anmeldetag: **04.07.2001**

(54) **Großmanipulator mit Schwingungsdämpfer**

Large-scale manipulator comprising a vibration damper

Grand manipulateur pourvu d'un amortisseur de vibrations

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU
MC NL PT SE TR**

(30) Priorität: **19.09.2000 DE 10046546**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
30.01.2008 Patentblatt 2008/05

(62) Dokumentnummer(n) der früheren Anmeldung(en)
nach Art. 76 EPÜ:
01945335.6 / 1 319 110

(73) Patentinhaber: **Putzmeister Concrete Pumps
GmbH
72631 Aichtal (DE)**

(72) Erfinder: **Rau, Kurt
63546 Hammersbach (DE)**

(74) Vertreter: **Wolf, Eckhard
Patentanwälte Wolf & Lutz
Hauptmannsreute 93
70193 Stuttgart (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
**EP-A- 0 715 673 DE-A1- 2 947 303
DE-A1- 19 503 895 DE-A1- 19 520 166
JP-A- 5 230 999**

EP 1 882 795 B1

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).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft einen Großmanipulator, insbesondere für Betonpumpen, mit einem auf einem Gestell angeordneten, vorzugsweise um eine vertikale Drehachse drehbaren Mastbock, mit einem aus mindestens drei Mastarmen zusammengesetzten, vorzugsweise als Betonverteilmast ausgebildeten Knickmast, welche Mastarme um jeweils horizontale, zueinander parallele Knickachsen paarweise gegenüber dem benachbarten Mastbock oder Mastarm mittels je eines Antriebsaggregats begrenzt verschwenkbar sind, mit einer vorzugsweise fernbedienbaren Steuereinrichtung für die Mastbewegung mit Hilfe von den einzelnen Antriebsaggregaten zugeordneten Stellgliedern, und mit Mitteln zur Dämpfung von mechanischen Schwingungen im Knickmast.

[0002] Der Knickmast eines Großmanipulators dieser Art ist seiner Konstruktion nach ein elastisch schwingungsfähiges System, das zu Eigenschwingungen anregbar ist. Eine resonante Anregung solcher Schwingungen kann dazu führen, dass die Mastspitze mit Amplituden von einem Meter und mehr schwingt. Eine Schwingungsanregung ist zum Beispiel durch den pulsierenden Betrieb einer Betonpumpe und durch die hieraus resultierende periodische Beschleunigung und Verzögerung der durch die Förderleitung gedrängten Betonsäule möglich. Dies hat zur Folge, dass der Beton nicht mehr gleichmäßig verteilt werden kann und der Arbeiter, der den Endschlauch führt, gefährdet wird. Um dies zu vermeiden, wurde bei einer bekannten Betonpumpe mit Knickmast (DE-A 195 03 895) die Verwendung eines Lageregelkreises vorgeschlagen, der innerhalb eines vorgebbaren Variationsbereichs das Niveau der Mastspitze bezüglich einer ortsfesten horizontalen Bezugsebene stabilisiert. Hierzu ist eine Sensoreinrichtung vorgesehen, über deren Ausgangssignale ein Koordinatenstellantrieb zur kompensatorischen Auslenkung der Mastspitze oder des Endschlauchs ansteuerbar ist. Es hat sich gezeigt, dass diese Maßnahmen recht aufwendig sind und nicht immer zu dem gewünschten Ergebnis führen. Die für die Regelung erforderliche Armbewegungssensorik spricht erst an, wenn die Bewegung bereits ausgeführt wird, wenn es also schon zu spät ist. Es lässt sich damit also keine ausreichende Regelgüte erzielen. Außerdem ist damit eine Driftkompensation nicht möglich.

[0003] Ausgehend hiervon liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, Vorkehrungen und Verfahrensmaßnahmen zu treffen, womit mit einfachen Mitteln eine Mastbedämpfung mit Driftkompensation möglich ist.

[0004] Zur Lösung dieser Aufgabe werden die in den Ansprüchen 1 und 15 angegebenen Merkmalskombinationen vorgeschlagen. Vorteilhafte Ausgestaltungen und Weiterbildungen der Erfindung ergeben sich aus den abhängigen Ansprüchen.

[0005] Da die Mastdämpfung ohne Positionsregelung zu einer unerwünschten Drift der Mastspitze führen kann, liegt der Erfindung der Gedanke zugrunde, dass bei ei-

nem in eine definierte Arbeitsposition ausgefahrenen Knickmast die Neigung oder der Bodenabstand des Endarms in vorgegebenen Zeitabständen gemessen und mit einem zuvor abgespeicherten Sollwert verglichen wird, und dass beim Auftreten einer Drift der Knickmast durch Ansteuerung mindestens eines der Stellglieder nachgeführt wird. Um dies zu erreichen, wird gemäß der Erfindung eine Anordnung zur Driftkompensation des Knickmasts vorgeschlagen, die mindestens einen an einem der Mastarme angeordneten Neigungs- oder Abstandssensor, einen Sollwertspeicher sowie eine eingangsseitig mit dem Sollwertspeicher und mit dem Ausgang des Neigungs- oder Abstandssensors verbundenen Vergleicher zur Ansteuerung mindestens eines der Stellglieder aufweist. Der Neigungs- oder Abstandssensor ist vorteilhafterweise am Endarm des Knickmasts angeordnet, während der Sollwertspeicher über eine Steuerroutine mit dem digitalen Ausgangssignal des Neigungs- oder Abstandssensors beaufschlagbar ist. Die Steuerroutine sorgt dafür, dass der momentane Neigungswert oder Bodenabstand des Endarms bei Erreichen einer Arbeitsposition des Knickmasts im Sollwertspeicher abgespeichert wird.

[0006] Zur Dämpfung der mechanischen Schwingungen im Knickmast wird gemäß der Erfindung vorgeschlagen, dass an mindestens einem der Antriebsaggregate oder am zugehörigen Mastarm eine von der mechanischen Schwingung des betreffenden Mastarms abgeleitete zeitabhängige Messgröße bestimmt, in einer Auswerteeinheit unter Bildung eines dynamischen Dämpfungssignals ausgewertet und einem das zugehörige Antriebsaggregat ansteuernden Stellglied aufgeschaltet wird.

[0007] Gemäß einer bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung, bei der das Antriebsaggregat als doppelwirkender Hydrozylinder ausgebildet ist, wird als Messgröße die zeitabhängige Druckdifferenz zwischen Boden- und Stangenseite des Hydrozylinders bestimmt und in der Auswerteeinheit zur Bildung des dynamischen Dämpfungssignals aufbereitet. Bei der Signalaufbereitung wird zweckmäßig der dynamische Anteil der zeitabhängigen Druckdifferenz oberhalb einer definierten Grenzfrequenz herausgefiltert und für die Bildung des Dämpfungssignals phasenverschoben und/oder verstärkt. Die Grenzfrequenz wird nach Maßgabe der mechanischen Eigenfrequenz des betreffenden Mastarms vorzugsweise im Bereich von 0,2 bis 10 Hz eingestellt. Jedenfalls sollte die Grenzfrequenz des Hochpassfilters etwas niedriger als die Eigenfrequenz des betreffenden Mastarms gewählt werden.

[0008] Zur Durchführung der beschriebenen Verfahrensweise wird gemäß der Erfindung vorgeschlagen, dass mindestens einem der Antriebsaggregate oder Mastarme mindestens ein Sensor zur Bestimmung einer von den mechanischen Schwingungen des betreffenden Mastarms abgeleiteten zeitabhängigen Messgröße sowie eine dem mindestens einen Sensor nachgeordnete, ausgangsseitig an das zugehörige Stellglied ange-

schlossene Auswerteeinheit zur Erzeugung eines Dämpfungssignals zugeordnet ist.

[0009] Gemäß einer bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung weist jedes Antriebsaggregat einen doppeltwirkenden Hydrozylinder auf, wobei die Hydrozylinder über je ein das zugehörige Stellglied bildendes Proportionalwechselventil mit Drucköl beaufschlagbar sind. In diesem Falle ist gemäß der Erfindung am stangen- und bodenseitigen Ende mindestens eines der Hydrozylinder je ein Druckaufnehmer angeordnet, die über ein Vergleichs- oder Differenzglied mit der Auswerteeinheit verbunden sind. Vorteilhafterweise umfasst die Auswerteeinheit einen Hochpassfilter, der digital oder analog ausgebildet sein kann. Vorteilhafterweise sind die Grenzfrequenzen der zu jedem Mastarm gehörenden Hochpassfilter getrennt nach Maßgabe der Eigenfrequenzen der jeweiligen Mastarme einstellbar. Typische Grenzfrequenzen der Hochpassfilter betragen 0,2 bis 10 Hz.

[0010] Eine bevorzugte Ausgestaltung der Erfindung sieht vor, dass der Hochpassfilter durch einen Tiefpassfilter gebildet ist, dessen Eingang über ein Differenzglied auf dessen Ausgang aufgeschaltet ist. Um Überschwingungen zu vermeiden, bildet jeder Hochpassfilter eine aperiodische Übergangsfunktion. Weiter ist jedem Hochpassfilter vorteilhafterweise eine Bewertungs- und Sicherheitsschaltung oder -routine nachgeordnet, die eingangsseitig zusätzlich mit den Ausgangssignalen der beiden Druckaufnehmer der zugeordneten Hydrozylinder beaufschlagt werden können.

[0011] Eine bevorzugte Ausgestaltung der Erfindung sieht vor, dass die Steuereinrichtung einen Mikrocontroller mit Koordinatengeber zur Ansteuerung der Stellglieder aufweist, der eingabeseitig über ein BUS-System und eine Fernsteuereinrichtung mit Fahrdaten für die Mastbewegung beaufschlagbar ist, dass jedem Stellglied zusätzlich ein die Dämpfungseinheit bildender Übertrager zugeordnet ist, der eingabeseitig mit den zum betreffenden Mastarm gehörenden Messgrößen beaufschlagbar und ausgangsseitig mit dem Stellglied verbunden ist. Mit diesen Vorkehrungen wird der Knickmast aufgrund der über die Fernsteuereinrichtung vorgegebenen Fahrdaten durch den Pumpenfahrer gesteuert, während die Mastbedämpfung während des Bewegungsvorgangs und in der Arbeitsstellung des Knickmasts automatisch erfolgt. Die Dämpfungseinheiten sind dabei in die Steuerkreise der einzelnen Antriebsaggregate eingekoppelt. Die einzelnen Übertrager sind zweckmäßig als Hochpassfilter zweiter Ordnung ausgebildet, deren Übergangsfunktion ein aperiodisches Verhalten aufweist. Damit wird gewährleistet, dass über den Filter und dessen Übertrager keine zusätzlichen Störungen dem System aufgeprägt werden. Eine Besonderheit der erfindungsgemäßen Dämpfungseinrichtung besteht somit darin, dass jedem Mastarm eine unabhängige Dämpfungseinheit zugeordnet ist.

[0012] Als Drucksensoren kommen beispielsweise Membransensoren oder Piezosensoren in Betracht, denen bei Vorhandensein eines Mikrocontrollers ein Mes-

sumwandler mit einem Analog-Digitalwandler zugeordnet ist. Wichtig ist, dass die Drucksensoren eine ausreichende Dynamik aufweisen.

[0013] Im Folgenden wird die Erfindung anhand der in der Zeichnung in schematischer Weise dargestellten Ausführungsbeispiele näher erläutert. Es zeigen

Fig. 1 eine Seitenansicht einer Autobetonpumpe mit zusammengelegtem Knickmast;

Fig. 2 die Autobetonpumpe nach Fig. 1 mit Knickmast in Arbeitsstellung;

Fig. 3 ein Schema einer Steuereinrichtung für die Mastbewegung und -bedämpfung;

Fig. 4 ein Schema mit Flussdiagramm des im Mikrocontroller enthaltenen Softwareübertragers für die Mastbedämpfung.

[0014] Die Autobetonpumpe 10 umfasst ein Transportfahrzeug 11, eine z. B. als Zweizylinder-Kolbenpumpe ausgebildete pulsierende Dickstoffpumpe 12 sowie einen um eine fahrzeugfeste Hochachse 13 drehbaren Verteilmast 14 als Träger für eine Betonförderleitung 16. Über die Förderleitung 16 wird Flüssigbeton, der in einen Aufgabeebehälter 12 während des Betonierens fortlaufend eingebracht wird, zu einer von dem Standort des Fahrzeugs 11 entfernt angeordneten Betonierstelle 18 gefördert.

[0015] Der Verteilmast 14 besteht aus einem mittels eines hydraulischen Drehantriebs 19 um die Hochachse 13 drehbaren Mastbock 21 und einem an diesem schwenkbaren Knickmast 22, der auf variable Reichweite und Höhendifferenz zwischen dem Fahrzeug 11 und der Betonierstelle 18 kontinuierlich einstellbar ist. Der Knickmast 22 besteht bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel aus fünf gelenkig miteinander verbundenen Mastarmen 23 bis 27, die um parallel zueinander und rechtwinklig zur Hochachse 13 des Mastbocks 21 verlaufende Achsen 28 bis 32 schwenkbar sind. Die Knickwinkel ε_1 bis ε_5 (Fig. 2) der durch die Gelenkachsen 28 bis 32 gebildeten Knickgelenke und deren Anordnung zueinander sind so aufeinander abgestimmt, dass der Verteilmast 14 mit der aus Fig. 1 ersichtlichen, einer mehrfachen Faltung entsprechenden raumsparenden Transportkonfiguration auf dem Fahrzeug 11 ablegbar ist. Durch programmgesteuerte Aktivierung von Antriebsaggregaten 34 bis 38, die den Gelenkachsen 28 bis 32 einzeln zugeordnet sind, ist der Knickmast 22 in unterschiedlichen Distanzen und/oder Höhendifferenzen zwischen der Betonierstelle 18 und dem Fahrzeugstandort entfaltbar (Fig. 2).

[0016] Der Mastführer steuert z. B. mittels einer Funkfernbedienung 50 die Mastbewegungen, durch die die Mastspitze 33 mit dem Endschlauch 43 über den zu betonierenden Bereich hinweggeführt wird. Der Endschlauch 43 hat eine typische Länge von 3 bis 4 m und

kann wegen seiner gelenkigen Aufhängung im Bereich des Mastspitze 33 und aufgrund seiner Eigenflexibilität mit seinem Austrittsende von einem Schlauchmann in der günstigen Position zur Betonierstelle 18 gehalten werden.

[0017] Die Fernbedienung 50 enthält mehrere, als Steuerhebel ausgebildete Bedienorgane 60, die jeweils in zwei zueinander senkrechten Verstellrichtungen vor- und rückwärts unter Abgabe von Steuersignalen verstellt werden können. Die Steuersignale werden über eine Funkstrecke 61 zum fahrzeugfesten Funkempfänger 62 übertragen, der ausgangsseitig über ein beispielsweise als CAN-Bus ausgebildetes Bussystem 63 an den Mikrocontroller 52 angeschlossen ist. Der Mikrocontroller 52 enthält u.a. einen rechnergestützten Koordinatengeber 64, in welchem die vom Funkempfänger 62 übertragenen Fahrdaten in Koordinatensignale für die Antriebsaggregate 19, 34 bis 38 der sechs Achsen 13, 28 bis 32 umgesetzt werden. Zusätzlich kann die Größe der Auslenkung der Bedienorgane 60 in geschwindigkeitsbestimmende Signale umgesetzt werden. Die Betätigung der Antriebsaggregate 34 bis 38 erfolgt über die als Proportionalwechselventile ausgebildeten Stellglieder 68 bis 76, die mit ihren Ausgangsleitungen 78, 80 bodenseitig und stangenseitig an die als doppelwirkende Hydrozylinder ausgebildeten Antriebsaggregate 34 bis 38 angeschlossen sind. Das Antriebsaggregat 19 für den Mastbock 21 ist als hydraulischer Drehantrieb ausgebildet, der über das Stellglied 66 angesteuert wird. Neben der Ansteuerung über den Koordinatengeber 64, der die ankommenden Fahrdaten beispielsweise als Zylinderkoordinaten interpretiert und entsprechend umsetzt (vgl. DE-A 43 06 127), können die einzelnen Antriebsaggregate 19, 34 bis 36 auch direkt über die Bedienorgane 60 und die zugehörigen Stellglieder 66 bis 76 angesteuert werden.

[0018] Der Knickmast 22 stellt zusammen mit dem Transportfahrzeug 11 ein schwingungsfähiges System dar, das im Betrieb von der pulsierend arbeitenden Dickstoffpumpe 12 zu erzwungenen Schwingungen anregbar ist. Die Schwingungen können zu Auslenkungen der Mastspitze 33 und des an dieser hängenden Endschlauchs 43 führen, mit Amplituden um einen Meter und Frequenzen zwischen 0,5 und einigen Hz.

[0019] Um ein resonantes Aufschaukeln des Knickmasts 22 zu vermeiden, enthält der Mikrocontroller 52 zusätzlich eine Anzahl softwaregestützter Dämpfungseinheiten 82, die mit dem Vorsteuereingang jeweils eines der Stellglieder 68 bis 76 verbunden sind. Eingangsseitig sind die Dämpfungseinheiten 82 mit einer von den mechanischen Schwingungen des jeweiligen Mastarms 23 bis 27 abgeleiteten zeitabhängigen Messgröße beaufschlagt. Bei dem gezeigten Ausführungsbeispiel ist zu diesem Zweck am bodenseitigen und stangenseitigen Ende eines jeden als Hydrozylinder ausgebildeten Antriebsaggregats 34 bis 38 je ein Drucksensor 84, 86 angeordnet, deren Ausgänge p_s und p_b mit einem Vergleichs- 88 verbunden sind, in welchem ein der Druckdiffe-

renz $\Delta p(t) = p_s - p_b$ entsprechendes zeitabhängiges Messsignal erzeugt wird. Das Messsignal $\Delta p(t)$ wird in einem vorgegebenen Zeittakt einem digitalen Hochpassfilter 90, 92 zugeleitet. Der Hochpassfilter ist bei dem in Fig. 4 gezeigten Ausführungsbeispiel durch einen digitalen Tiefpassfilter 90 mit nachgeordnetem Vergleichs- 92 gebildet, auf welchem letzteren zusätzlich das Eingangssignal des Tiefpassfilters 90 aufgeschaltet ist. Die Eckfrequenz des Hochpassfilters 90, 92 wird für jeden Mastarm 23 bis 27 getrennt eingestellt und etwas niedriger als dessen mechanische Eigenfrequenz gewählt. Die Dämpfungseinheiten 82 enthalten zusätzlich einen dem digitalen Hochpassfilter 90, 92 nachgeordneten Bewertungs- und Sicherheitsalgorithmus 93 zur Einstellung des für die Schwingungsdämpfung notwendigen Verstärkungsgrads. Weiter werden durch den Sicherheitsalgorithmus auch die Bewegungsgrenzwerte des Mastarms beispielsweise über eine Anschlagkontrolle überwacht. Dazu können auch die von den boden- und stangenseitigen Drucksensoren 84, 86 gemessenen absoluten Druckwerte p_s und p_b ausgewertet werden.

[0020] Da die Achslagen der Knickachsen ungeregelt sind, ist nicht auszuschließen, dass aufgrund von Bautoleranzen eine Driftbewegung des Knickmasts 22 erfolgt. Dies ist insbesondere in der Arbeitsstellung des Knickmasts während der Pumptätigkeit der Fall. Die Drift kann überwacht und kompensiert werden. Wie aus Fig. 2 und 4 zu ersehen ist, ist zu diesem Zweck am letzten Mastarm 27 ein beispielsweise als Neigungssensor ausgebildeter Raumwinkelsensor 94 oder ein Abstandssensor sowie ein Sollwertspeicher 96 vorgesehen. Damit kann in jeder Arbeitsstellung, also am Schluss eines jeden Fahrvorgangs, die augenblickliche Winkellage oder der Bodenabstand der Mastspitze 33 im Sollwertspeicher 96 abgespeichert werden. Durch Vergleich eines Istwerts mit dem abgespeicherten Sollwert kann im weiteren Zeitverlauf eine Drift erkannt und durch Ansteuerung mindestens eines der Stellglieder 68 bis 76 z.B. über den Koordinatengeber 64 kompensiert werden.

[0021] Zusammenfassend ist folgendes festzuhalten: Die Erfindung bezieht sich auf einen Großmanipulator insbesondere von Betonpumpen. Der Großmanipulator weist einen aus mindestens drei Mastarmen 23 bis 27 zusammengesetzten, vorzugsweise als Betonverteilmast ausgebildeten Knickmast 22 auf, dessen Mastarme um jeweils horizontale, zueinander parallele Knickachsen 28 bis 32 mittels je eines Antriebsaggregats 34 bis 38 begrenzt verschwenkbar sind. Weiter sind eine Steuereinrichtung 50, 62, 52 für die Mastbewegung mit Hilfe von den einzelnen Antriebsaggregaten zugeordneten Stellgliedern sowie Mittel zur Dämpfung von mechanischen Schwingungen im Knickmast vorgesehen. Um mit einfachen Mitteln eine Mastbedämpfung mit Driftkompensation zu erzielen, wird gemäß der Erfindung vorgeschlagen, dass bei in eine Arbeitsstellung ausgefahrenen Knickmast die Neigung oder der Bodenabstand des Endarms in vorgegebenen Zeitabständen gemessen und mit einem zuvor abgespeicherten Sollwert vergli-

chen wird, und dass beim Auftreten einer Abweichung vom Sollwert der Knickmast durch Ansteuerung mindestens eines der die Antriebsaggregate ansteuernden Stellglieder 68 bis 76 nachgeführt wird.

Patentansprüche

1. Großmanipulator, insbesondere für Betonpumpen, mit einem auf einem Gestell (11) angeordneten, vorzugsweise um eine vertikale Drehachse (13) drehbaren Mastbock (21), mit einem aus mindestens drei Mastarmen (23 bis 27) zusammengesetzten, vorzugsweise als Betonverteilmast ausgebildeten Knickmast (22), welche Mastarme (23 bis 27) um jeweils horizontale, zueinander parallele Knickachsen (28 bis 32) paarweise gegenüber dem benachbarten Mastbock (21) oder Mastarm (28 bis 26) mittels je eines Antriebsaggregats (34 bis 38) begrenzt verschwenkbar sind, mit einer vorzugsweise fernbedienbaren Steuereinrichtung (50, 62, 52) für die Mastbewegung mit Hilfe von den einzelnen Antriebsaggregaten (34 bis 38) zugeordneten Stellgliedern (68 bis 76), und mit Mitteln (82, 84, 86) zur Dämpfung von mechanischen Schwingungen im Knickmast (22), **gekennzeichnet durch** eine Anordnung zur Driftkompensation des Knickmasts (22), die mindestens einen an einem der Mastarme (27) angeordneten Raumwinkelsensor (94) oder Abstandssensor, einen Sollwertspeicher (96) sowie einen mit dem Sollwertspeicher und dem Ausgang des Raumwinkel- oder Abstandssensors verbundenen Vergleicher zur Ansteuerung mindestens eines der Stellglieder (68 bis 76) aufweist.
2. Großmanipulator nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Raumwinkel- oder Abstandssensor am Endarm (27) des Knickmasts (22) angeordnet ist.
3. Großmanipulator nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Sollwertspeicher (96) über eine Steuerroutine mit dem digitalen Ausgangssignal des Raumwinkel- oder Abstandssensors (94) beaufschlagbar ist.
4. Großmanipulator, nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** mindestens einem der Antriebsaggregate (34 bis 38) oder Mastarme (23 bis 27) mindestens ein Sensor (84, 86) zur Bestimmung einer von den mechanischen Schwingungen des betreffenden Mastarms (23 bis 27) abgeleiteten zeitabhängigen Messgröße (Δp) sowie eine dem mindestens einen Sensor (84, 86) nachgeordnete, ausgangsseitig an das zugehörige Stellglied (68 bis 76) angeschlossene Auswerteeinheit (82) zur Erzeugung eines Dämpfungssignals zugeordnet ist.
5. Großmanipulator nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** jedes Antriebsaggregat (34 bis 38) einen doppelt wirkenden Hydrozylinder aufweist, dass die Hydrozylinder über je ein das zugehörige Stellglied bildendes Proportionalwechselventil (68 bis 76) mit Drucköl beaufschlagbar sind, dass am stangenseitigen und bodenseitigen Ende mindestens eines der Hydrozylinder je ein Drucksensor (84, 86) angeordnet ist, die vorzugsweise über einen Vergleicher (88) mit der Auswerteeinheit (82) verbunden sind.
6. Großmanipulator nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Auswerteeinheit (82) einen analogen oder digitalen Hochpassfilter (90, 92) enthält.
7. Großmanipulator nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Grenzfrequenzen der zu den einzelnen Mastarmen (23 bis 27) gehörenden Hochpassfilter (90, 92) unabhängig voneinander einstellbar sind.
8. Großmanipulator nach Anspruch 6 oder 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Grenzfrequenzen der Hochpassfilter (90, 92) nach Maßgabe der Eigenfrequenz der zugehörigen Mastarme (23 bis 27) einstellbar sind.
9. Großmanipulator nach einem der Ansprüche 6 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Grenzfrequenzen der Hochpassfilter (90, 92) auf einen Wert von 0,2 bis 10 Hz einstellbar sind.
10. Großmanipulator nach einem der Ansprüche 6 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** jeder Hochpassfilter durch einen Tiefpassfilter (90) gebildet ist, dessen Eingang über einen Vergleicher (92) auf dessen Ausgang aufgeschaltet ist.
11. Großmanipulator nach einem der Ansprüche 6 bis 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** jeder Hochpassfilter (90, 92) eine aperiodische Übergangsfunktion bildet.
12. Großmanipulator nach einem der Ansprüche 6 bis 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** jedem Hochpassfilter (90, 92) eine Bewertungs- und Sicherheitschaltung oder -routine (93) nachgeordnet ist.
13. Großmanipulator nach Anspruch 12, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Bewertungs- und Sicherheitsschaltung oder -routine (93) eingangsseitig mit den Ausgangssignalen (p_s , p_b) der beiden Drucksensoren (84, 86) beaufschlagbar ist.
14. Großmanipulator nach einem der Ansprüche 4 bis 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Steuerein-

richtung einen Mikrocontroller (52) mit einem Koordinatengeber (64) zur Ansteuerung der Stellglieder (68 bis 76) aufweist, der eingabeseitig über ein BUS-System (63) und eine Fernsteuereinrichtung (50, 64) mit Fahrdaten für die Mastbewegung beaufschlagbar ist, dass jedem Stellglied zusätzlich ein die Dämpfungseinheit (82) bildender Übertrager zugeordnet ist, der eingabeseitig mit der zum betreffenden Mastarm (23 bis 27) gehörenden Messgröße (Δp) beaufschlagbar ist.

15. Verfahren zur Dämpfung mechanischer Schwingungen eines Knickmasts (22) in einem Großmanipulator, bei welchem die Mastarme (23 bis 27) des Knickmasts (22) mittels je eines Antriebsaggregats (34 bis 38) relativ zueinander verschwenkbar sind, **dadurch gekennzeichnet, dass** bei in eine Arbeitsstellung ausgefahrenem Knickmast (22) die Neigung oder der Bodenabstand des Endarms in vorgegebenen Zeitabständen gemessen und mit einem zuvor abgespeicherten Sollwert verglichen wird, und dass beim Auftreten einer Abweichung vom Sollwert der Knickmast durch Ansteuerung mindestens eines der Stellglieder (68 bis 76) nachgeführt wird.
16. Verfahren nach Anspruch 15, **dadurch gekennzeichnet, dass** an mindestens einem der Antriebsaggregate (34 bis 38) oder am zugehörigen Mastarm (23 bis 27) eine von der mechanischen Schwingung des betreffenden Mastarms abgeleitete zeitabhängige Messgröße (Δp) bestimmt, in einer Auswerteeinheit (82) unter Bildung eines dynamischen Dämpfungssignals ausgewertet und einem das betreffende Antriebsaggregat ansteuernden Stellglied (68 bis 76) aufgeschaltet wird.
17. Verfahren nach Anspruch 16, **dadurch gekennzeichnet, dass** bei einem als Hydrozylinder ausgebildeten Antriebsaggregat (34 bis 38) die zeitabhängige Druckdifferenz (Δp) zwischen Boden- und Stangenseite des Hydrozylinders als Messgröße gemessen und in der Auswerteeinheit (82) unter Bildung des Dämpfungssignals ausgewertet wird.
18. Verfahren nach Anspruch 17, **dadurch gekennzeichnet, dass** in der Auswerteeinheit (82, 90, 92) der dynamische Anteil der Messgröße (Δp) oberhalb einer definierten Grenzfrequenz herausgefiltert und für die Bildung des Dämpfungssignals phasenverschoben und/oder verstärkt wird.
19. Verfahren nach Anspruch 18, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Grenzfrequenz nach Maßgabe der mechanischen Eigenfrequenz des betreffenden Mastarms vorzugsweise auf einen Wert von 0,2 bis 10 Hz eingestellt wird.

Claims

1. Large-scale manipulator, in particular for concrete pumps, with boom block (21) rotatable preferably about a vertical rotation axis (13) on a vehicle chassis (11), with a bendable boom (22) comprising an aggregate of at least three boom arms (23 through 27), preferably configured as a concrete placement boom, of which the boom arms (23 through 27) are pair-wise limitedly pivotable, relative to the adjacent boom block (21) or boom arm (28 to 26), about respective horizontal parallel pivot axes (28 to 32) by means of a drive aggregate (34 through 38), with a preferably remote-controlled control device (50, 62, 52) for movement of the boom with the aid of individual actuating elements (68 through 76) associated with the individual drive aggregates (34 through 38), and with means (82, 84, 86) for damping of mechanical oscillations in the bendable boom (22), **characterized by** a device for drift compensation of the placement boom (22), which includes at least one inclination sensor (94) or distance sensor provided on an end of the boom arm (27), a storage unit (96) as well as a computer connected with the intended value storage and the output of the space angle or distance sensor for controlling at least one of the actuating elements (68 through 76).
2. Large-scale manipulator according to Claim 1, thereby **characterized**, that the inclination or distance sensor is provided on the end arm (27) of the bendable boom (22).
3. Large-scale manipulator according to Claims 1 or 2, thereby **characterized**, that the intended value storage (96) is acted upon via a control routine with the digital output signal of the inclination or distance sensor (94).
4. Large-scale manipulator according to one of Claims 1 through 3, thereby **characterized**, that at least one of the drive aggregates (34 through 38) or boom arms (23 through 27) is provided with a sensor (84, 86) for determining a the time dependent measurement value (Δp) derived from the mechanical oscillations of a boom arm (23 through 27), as well as an evaluation unit (82) for producing a damping signal connected downstream of the at least one sensor (84, 86), of which the output is connected to the associated actuating element (68 through 76).
5. Large-scale manipulator according to Claim 4, thereby **characterized**, that each drive aggregate (34 through 38) includes a double acting hydraulic cylinder, that the hydraulic cylinder is acted upon by pressure oil via a proportional change valve (68 through 76) forming the associated actuating element, that on the piston rod sided and piston head

sided end of at least one of the hydraulic cylinders respectively a pressure sensor (84, 86) is provided, which is connected with the evaluation unit (82) preferably via a comparator (88).

6. Large-scale manipulator according to Claim 5, thereby **characterized**, that the evaluation unit (82) includes an analog or digital high pass filter (90, 92).
7. Large-scale manipulator according to Claim 6, thereby **characterized**, that the cutoff frequency of the high pass filters (90, 92) belonging to the individual boom arms (23 through 27) are independently adjustable.
8. Large-scale manipulator according to Claim 6 or 7, thereby **characterized**, that the cutoff frequency of the high pass filter (90, 92) is adjustable according to the value of the harmonic frequency of the associated boom arm (23 through 27).
9. Large-scale manipulator according to one of Claims 6 through 8, thereby **characterized**, that the cutoff frequency of the high pass filter (90, 92) is adjustable to a value of from 0.2 to 10 Hz.
10. Large-scale manipulator according to one of Claims 6 through 9, thereby **characterized**, that each high pass filter is a deep pass filter (90), of which the input is imposed on the output thereof via a comparator (92).
11. Large-scale manipulator according to one of Claims 6 through 10, thereby **characterized**, that each high pass filter (90, 92) provides an aperiodic transmission or carrier function.
12. Large-scale manipulator according to one of Claims 6 through 11, thereby **characterized**, that each high pass filter (90, 92) has an evaluation and safety circuit or routine (93) connected downstream.
13. Large-scale manipulator according to Claim 12, thereby **characterized**, that the evaluation and safety circuit or routine (93) is acted on the input side with the output signals (p_s , p_b) of the two pressure sensors (84, 86).
14. Large-scale manipulator according to one of Claims 4 through 13, thereby **characterized**, that the control device includes a microcontroller (52) with a coordinate provider (64) for controlling the actuating elements (68 through 76), which on the input side is acted upon via a BUS-system (63) and a remote control device (50, 64) with steering data for the boom movement, that each actuating element is provided with a carrier or transmitter forming a damping unit (82), which on the input side is acted upon with the

measurement value (Δp) belonging to the concerned boom arm (23 through 27).

15. Process for damping mechanical oscillations of a bendable boom (22) of a large-scale manipulator, in which the boom arms (23 through 27) of the bendable boom (22) are pivotable relative to each other via respectively one drive aggregate (34 through 38), thereby **characterized**, that in the case of a bendable boom (22) extended to a work position the inclination or the distance from the ground of the end arm is measured in predetermined time intervals and compared to a previously stored intended value, and that upon occurrence of a deviation from the intended value the bendable boom is restored by control of at least one of the actuating elements (68 through 76).
16. Process according to Claim 15, thereby **characterized**, that a time dependent measurement value (Δp) dependent upon the mechanical oscillation of the concerned boom arm is derived from at least one of the drive aggregates (34 through 38) or on the associated boom arm (23 through 27), is evaluated to an evaluation unit (82) with formation of a dynamic damping signal, and is imposed upon the actuating element (68 through 76) controlling the drive aggregate.
17. Process according to Claim 16, thereby **characterized**, that the drive aggregate (34 through 38) is a hydraulic cylinder in which the time dependent pressure differential (Δp) between the piston head side and piston rod side are measured as the measurement amplitude or value and evaluated in the evaluation unit (82) with formation of the dampening signal.
18. Process according to Claim 17, thereby **characterized**, that in the evaluation unit (82, 90, 92) the dynamic portion of the measurement value (Δp) above a defined cutoff frequency is filtered out and phase delayed and/or amplified for the formation of the damping signal.
19. Process according to Claim 18, thereby **characterized**, that the cutoff frequency is set depending upon the value of the mechanical harmonic frequency of the concerned boom arm, preferably to a value of 0.2 to 10 Hz.

Revendications

1. Manipulateur de grande dimension, en particulier pour pompes à béton, avec un support de mât (21) disposé sur un bâti (11) et pouvant de préférence tourner autour d'un axe de rotation vertical (13), avec

- un mât articulé (22) composé d'au moins trois bras de mât (23 à 27) et réalisé de préférence sous forme de mât distributeur de béton, dont les bras de mât (23 à 27) peuvent pivoter par paires de manière limitée par rapport au support de mât (21) ou bras de mât (28 à 26) adjacent respectivement autour d'axes d'articulation (28 à 32) horizontaux parallèles les uns aux autres au moyen d'un organe d'entraînement (34 à 38) respectif, avec un dispositif de commande (50, 62, 52) de préférence télécommandable pour le mouvement du mât à l'aide d'actionneurs (68 à 76) associés aux différents organes d'entraînement (34 à 38) et avec des moyens (82, 84, 86) pour amortir les oscillations mécaniques du mât articulé (22), **caractérisé par** un dispositif de compensation de la dérive du mât articulé (22), qui comprend au moins un capteur d'angle solide (94) ou un capteur de distance disposé sur un des bras de mât (27), une mémoire de valeurs de consigne (96) ainsi qu'un comparateur pour la commande de l'un au moins des actionneurs (68 à 76), relié à la mémoire de valeurs de consigne et à la sortie du capteur d'angle solide ou du capteur de distance.
2. Manipulateur de grande dimension selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** le capteur d'angle solide ou de distance est disposé sur le bras d'extrémité (27) du mât articulé (22).
 3. Manipulateur de grande dimension selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que** la mémoire de valeurs de consigne (96) peut être soumise, via une routine de commande, au signal de sortie numérique du capteur d'angle solide ou de distance (94).
 4. Manipulateur de grande dimension selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce qu'à** au moins un des organes d'entraînement (34 à 38) ou bras de mât (23 à 27) sont associés au moins un capteur (84, 86) pour déterminer une grandeur de mesure (Δp) dépendante du temps dérivée des oscillations mécaniques du bras de mât (23 à 27) concerné et une unité d'évaluation (82) située en aval dudit au moins un capteur (84, 86), reliée côté sortie à l'actionneur (68 à 76) associé pour générer un signal d'amortissement.
 5. Manipulateur de grande dimension selon la revendication 4, **caractérisé en ce que** chaque organe d'entraînement (34 à 38) présente un vérin hydraulique à double action, que les vérins hydrauliques peuvent chacun être soumis à de l'huile sous pression via une vanne proportionnelle à deux voies (68 à 76) formant l'actionneur associé, qu'un capteur de pression (84, 86) est disposé à chacune des extrémités côté tige et côté fond d'au moins un des vérins hydrauliques, lequel est relié à l'unité d'évaluation (82) de préférence via un comparateur (88).
 6. Manipulateur de grande dimension selon la revendication 5, **caractérisé en ce que** l'unité d'évaluation (82) contient un filtre passe-haut analogique ou numérique (90, 92).
 7. Manipulateur de grande dimension selon la revendication 6, **caractérisé en ce que** les fréquences limites des filtres passe-haut (90, 92) appartenant aux différents bras de mât (23 à 27) sont réglables indépendamment les unes des autres.
 8. Manipulateur de grande dimension selon la revendication 6 ou 7, **caractérisé en ce que** les fréquences limites des filtres passe-haut (90, 92) sont réglables en fonction de la fréquence propre des bras de mât (23 à 27) associés.
 9. Manipulateur de grande dimension selon l'une des revendications 6 à 8, **caractérisé en ce que** les fréquences limites des filtres passe-haut (90, 92) sont réglables à une valeur comprise entre 0,2 et 10 Hz.
 10. Manipulateur de grande dimension selon l'une des revendications 6 à 9, **caractérisé en ce que** chaque filtre passe-haut est formé par un filtre passe-bas (90) dont l'entrée est appliquée à la sortie via un comparateur (92).
 11. Manipulateur de grande dimension selon l'une des revendications 6 à 10, **caractérisé en ce que** chaque filtre passe-haut (90, 92) forme une fonction de transition apériodique.
 12. Manipulateur de grande dimension selon l'une des revendications 6 à 11, **caractérisé en ce que** chaque filtre passe-haut (90, 92) est suivi d'un circuit ou d'une routine d'évaluation et de sécurité (93).
 13. Manipulateur de grande dimension selon la revendication 12, **caractérisé en ce que** les signaux de sortie (p_s , p_b) des deux capteurs de pression (84, 86) peuvent être soumis, côté entrée, au circuit ou à la routine d'évaluation et de sécurité (93).
 14. Manipulateur de grande dimension selon l'une des revendications 4 à 13, **caractérisé en ce que** le dispositif de commande présente un microcontrôleur (52) avec un transmetteur de coordonnées (64) pour commander les actionneurs (68 à 76), auquel peuvent être soumises, côté entrée, via un système de BUS (63) et un dispositif de télécommande (50, 64), des données de déplacement pour le mouvement du mât, qu'à chaque actionneur est de plus associé un transmetteur formant l'unité d'amortissement (82), auquel peut être soumise, côté entrée, la grandeur de mesure (Δp) appartenant au bras de mât (23

à 27) concerné.

15. Procédé pour amortir les oscillations mécaniques d'un mât articulé (22) dans un manipulateur de grande dimension, dans lequel les bras de mât (23 à 27) du mât articulé (22) peuvent pivoter les uns par rapport aux autres au moyen d'un organe d'entraînement (34 à 38) respectif, **caractérisé en ce que**, lorsque le mât articulé (22) est sorti dans une position de travail, l'inclinaison ou la distance au sol du bras d'extrémité est mesurée à intervalles de temps prédéfinis et comparée avec une valeur de consigne préalablement mémorisée, et, en cas de survenue d'une divergence avec la valeur de consigne, le mât articulé est réajusté en commandant au moins un des actionneurs (68 à 76).

5
10
15

16. Procédé selon la revendication 15, **caractérisé en ce que**, sur au moins un des organes d'entraînement (34 à 38) ou sur le bras de mât (23 à 27) associé, une grandeur de mesure (Δp) dépendante du temps dérivée de l'oscillation mécanique du bras de mât concerné est déterminée, évaluée dans une unité d'évaluation (82) en formant un signal d'amortissement dynamique et appliquée à un actionneur (68 à 76) qui commande l'organe d'entraînement concerné.

20
25

17. Procédé selon la revendication 16, **caractérisé en ce que**, dans le cas d'un organe d'entraînement (34 à 38) réalisé sous la forme d'un vérin hydraulique, le différentiel de pression (Δp) dépendant du temps entre le côté fond et le côté tige du vérin hydraulique est déterminé comme grandeur de mesure et évalué dans l'unité d'évaluation (82) en formant le signal d'amortissement dynamique.

30
35

18. Procédé selon la revendication 17, **caractérisé en ce que** dans l'unité d'évaluation (82, 90, 92), la part dynamique de la grandeur de mesure (Δp) est éliminée par filtrage au-dessus d'une fréquence limite définie et déphasée et/ou amplifiée pour la formation du signal d'amortissement.

40

19. Procédé selon la revendication 18, **caractérisé en ce que** la fréquence limite est réglée en fonction de la fréquence propre mécanique du bras de mât concerné, de préférence à une valeur comprise entre 0,2 et 10 Hz.

45
50

55

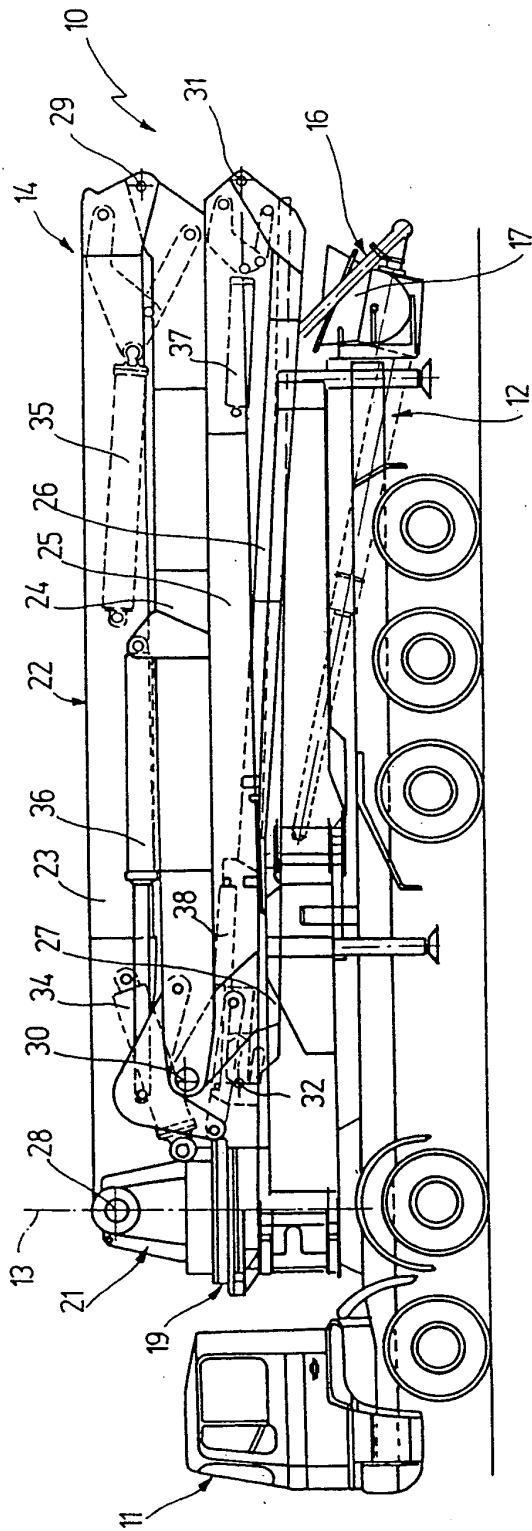


Fig. 1

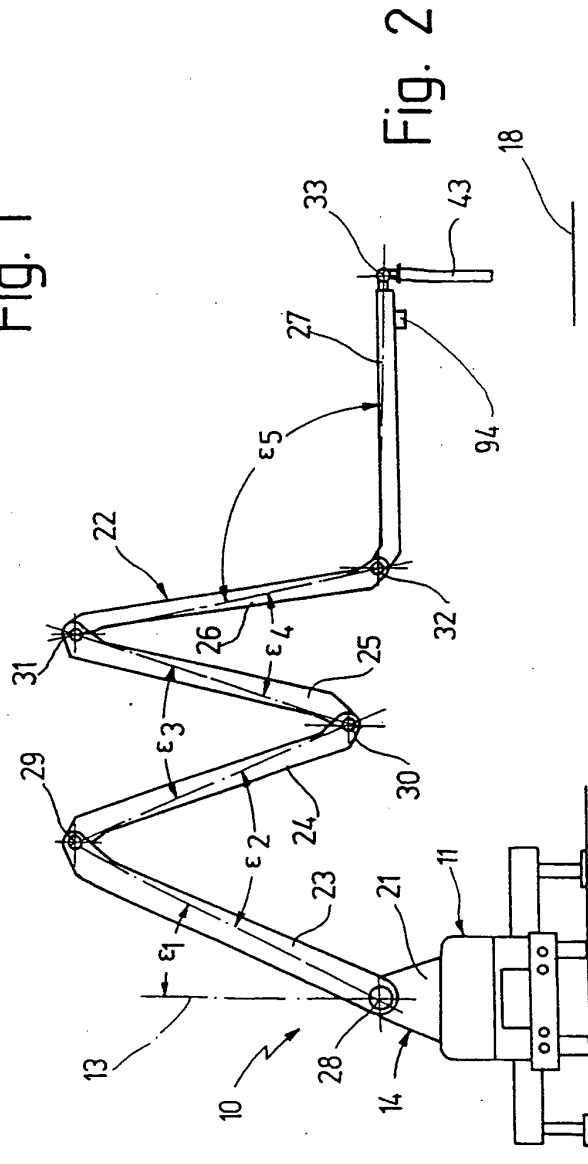


Fig. 2

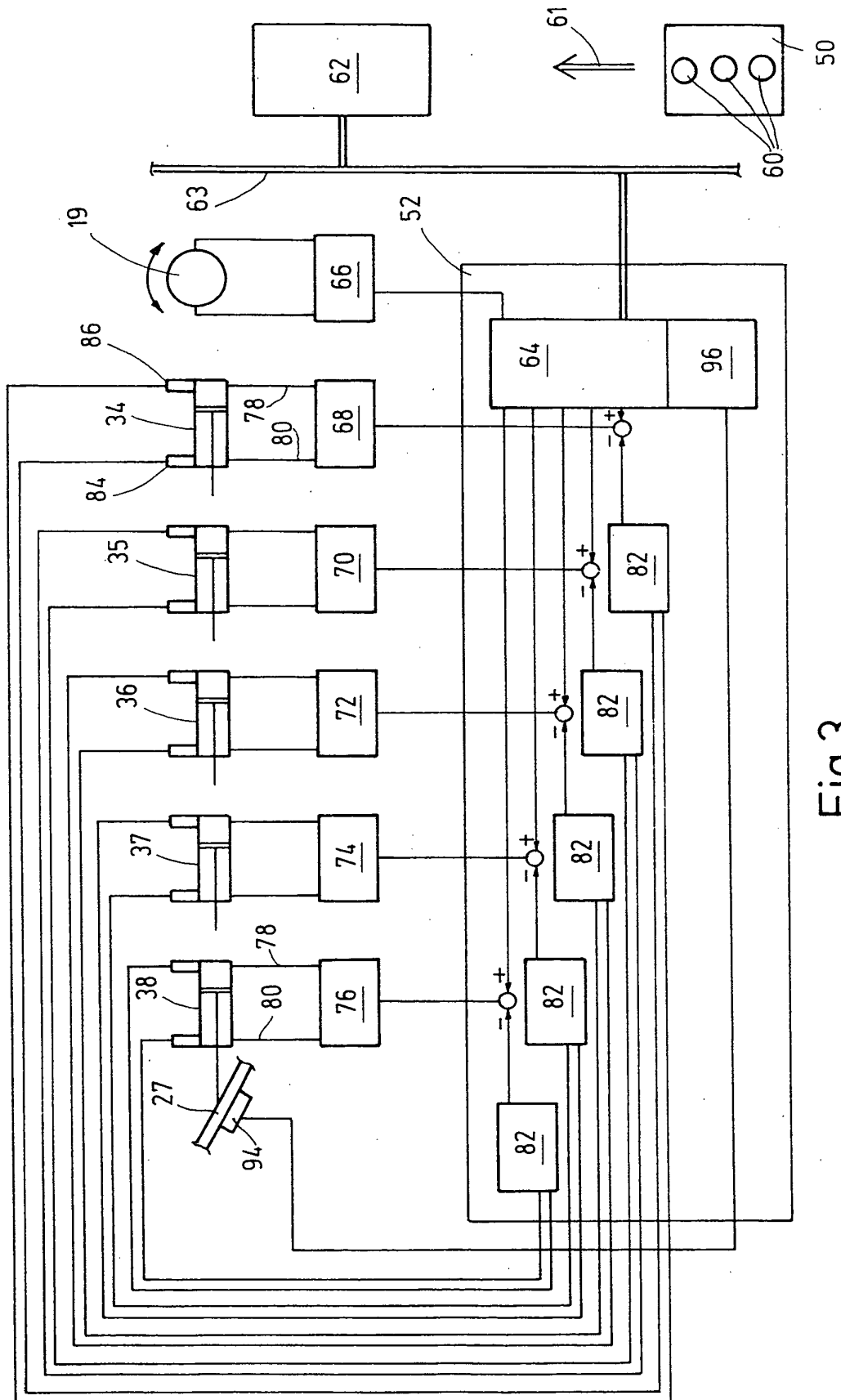


Fig.3

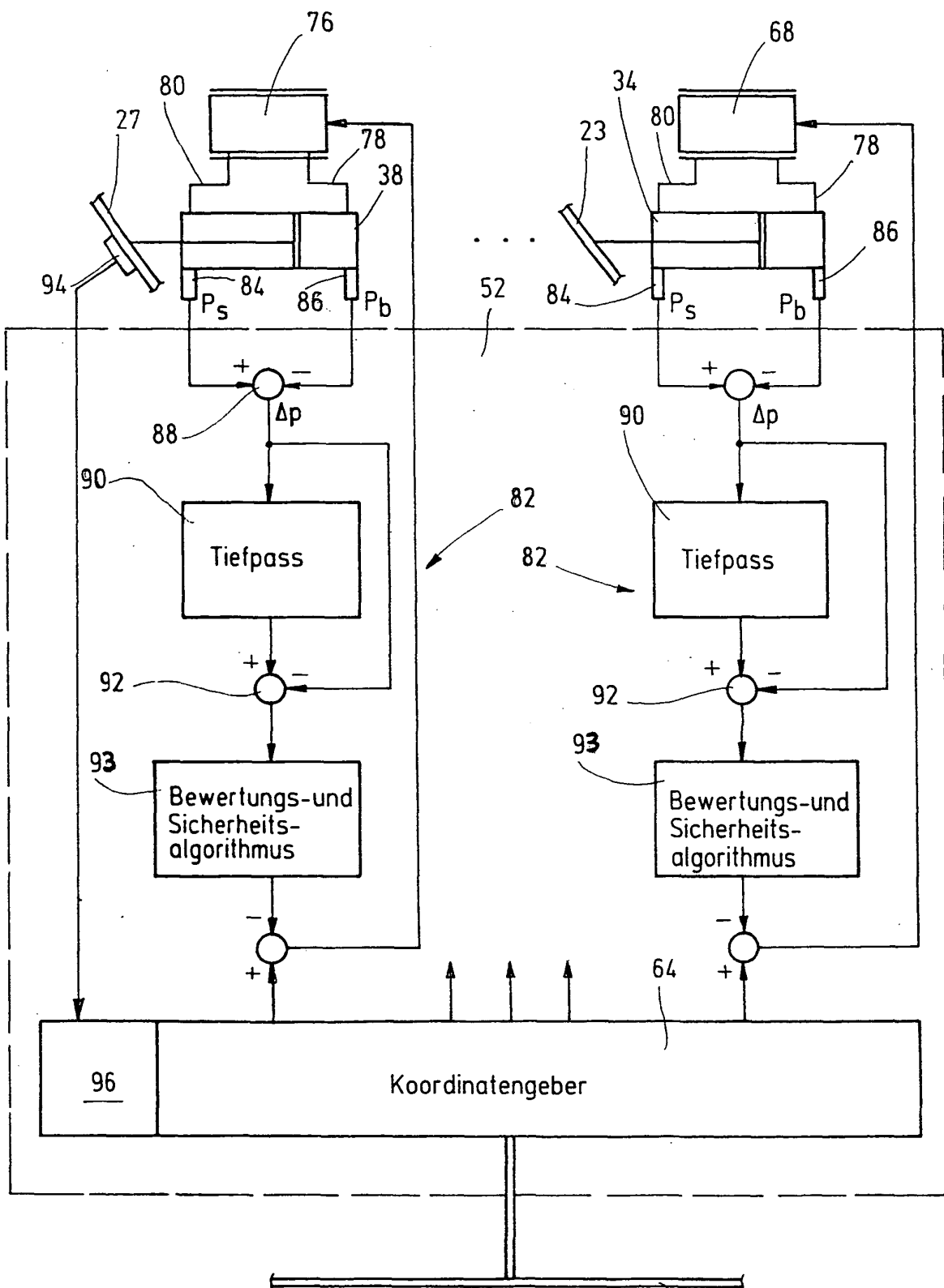


Fig.4

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

- DE 19503895 A [0002]
- DE 4306127 A [0017]