

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 819 078 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
09.12.1998 Patentblatt 1998/50

(21) Anmeldenummer: **96908143.9**

(22) Anmeldetag: **27.03.1996**

(51) Int. Cl.⁶: **B61F 5/24**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP96/01341

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 96/31385 (10.10.1996 Gazette 1996/45)

(54) **EINRICHTUNG ZUR KOMPENSATION VON AUF EIN SCHIENENFAHRZEUG WIRKENDEN
QUERKRÄFTEN**

DEVICE FOR COUNTERACTING TRANSVERSE FORCES ACTING ON A RAIL VEHICLE

DISPOSITIF SERVANT A COMPENSER LES FORCES TRANSVERSALES AGISSANT SUR UN
VEHICULE SUR RAILS

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT CH DE ES FR GB IT LI SE

(30) Priorität: **03.04.1995 DE 19512437**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
21.01.1998 Patentblatt 1998/04

(73) Patentinhaber:
• **Mannesmann Rexroth AG**
97816 Lohr am Main (DE)
Benannte Vertragsstaaten:
AT CH DE ES FR GB IT LI SE
• **Talbot GmbH & Co. KG**
52070 Aachen (DE)
Benannte Vertragsstaaten:
CH DE ES FR GB LI SE AT

(72) Erfinder:
• **BIRKHAHN, Gundolf**
D-97816 Lohr (DE)
• **DÜSING, Manfred**
D-52070 Aachen (DE)
• **LENGL, Karl**
D-97816 Lohr (DE)
• **LÜ, Yvan**
D-52124 Herzogenrath (DE)
• **SCHÄFER, Wolfgang**
D-97855 Triefenstein (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 592 950 **WO-A-92/20559**
DE-A- 4 216 727

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

EP 0 819 078 B1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Einrichtung zur Kompensation von auf ein Schienenfahrzeug wirkenden Querkraften gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Die Gattungsmerkmale sind bekannt aus EP-A-0 592 950. Die darin beschriebene Kompensationseinrichtung gegen Fliehkräfte, im folgenden Querkompensationseinrichtung genannt, umfaßt zwei in einem Schienenfahrzeug-Fahrwerkrahmen gelagerte, einander gegenüberliegende doppelwirkende Zylinder, deren Arbeitskammern überkreuz miteinander verbunden sind. Beide Systemzweige sind an ein gemeinsames Luftdruckreservoir über schaltbare Mehrwegventile anschließbar. Die Einrichtung stellt den Wagenkasten beim Durchfahren von Gleisbögen in die Fahrwerkmitte zurück, wenn Fliehkräfte den Wagenkasten zur Bogenaußenseite zu schieben trachten, und arbeitet in Abhängigkeit vom gemessenen Betrag der seitlichen Verlagerung. Die Querfederung wird in einer rein pneumatischen Variante durch die Kompressibilität der Zylinderfüllung, in hydraulischen oder elektromotorischen Varianten durch zusätzliche Luft- oder Gaspolster realisiert. Infolgedessen verhärtet sich die Querfederung bei jeder seitlichen Auslenkung, weil der sie beaufschlagende Systemdruck dann unvermeidlich ansteigt.

Eine andere, aus der DE-OS 40 40 047 bekannte Querkompensationseinrichtung wird unter anderem bei Waggonen und Triebköpfen von Eisenbahnzügen eingesetzt. Dabei ist in der Regel ein Wagenkasten über eine Luftfederung in vertikaler und horizontaler Richtung auf zwei Drehgestellen abgestützt und ist zusätzlich zwischen dem Wagenkasten und den Drehgestellen die Querkompensationseinrichtung vorgesehen. Die vorgenannte Ausführung hat einen Hydraulik- oder Pneumatikzylinder, der mit seinem einen Wirkabschnitt, beispielsweise dem Zylinder, am Drehgestell angreift, während der andere Wirkabschnitt, in diesem Fall der Kolben, am Wagenkasten angelenkt ist. Die Wirkachse des Zylinders ist dabei quer zur Längsachse des Schienenfahrzeugs angeordnet.

Üblicherweise sind derartige Züge mit einem Wagenkasten-Neigungssystem ausgerüstet, über das der Wagenkasten bei einer Bogenfahrt in Abhängigkeit vom Krümmungsradius der Kurve und der Fahrgeschwindigkeit derart nach bogeninnen geneigt werden kann, daß auf den Fahrgast möglichst wenig Seitenkräfte einwirken. Diese Technologie erlaubt somit bei Zugrundelegung einer maximal möglichen Seitenbeschleunigung auf den Fahrgast ohne Fahrkomforteinbuße wesentlich höhere Bogengeschwindigkeiten als mit Zügen, die mit einem herkömmlichen Fahrgestell ausgerüstet sind.

Unabhängig davon, ob ein Schienenfahrzeug mit dem Wagenkasten-Neigungssystem ausgerüstet ist, läßt sich der Wagenkasten gegenüber dem Drehgestell durch eine Querkompensationseinrichtung aktiv seitlich verschieben. Durch die Querkompensationseinrichtung

wird der Wagenkasten entgegen der auf ihn einwirkenden Fliehkraft etwa in seiner Mittelstellung gehalten, so daß die Querfederung des Schienenfahrzeugs bei Geradeausfahrt und bei Bogenfahrt etwa im gleichen Bereich ihrer Kennlinie arbeitet, in dem eine weichere Federung erzielt wird als in einem Bereich, bei dem der Wagenkasten stark seitlich verschoben ist und an Gummipuffern mit einer steilen Kennlinie (=harte Federung) anliegt. Darüberhinaus läßt sich mit der Querkompensationseinrichtung der Wankpol des Wagenkastens auf eine vorbestimmte (Soll-)Position einstellen. Als Wankpol wird die virtuelle, parallel zur Fahrzeuglängsrichtung verlaufende Drehachse bezeichnet, um die der Wagenkasten bei der Bogenfahrt aufgrund der einwirkenden Fliehkraft und ggf. aufgrund der Wirkung des Wagenkasten-Neigungssystems dreht. Üblicherweise wird angestrebt, den Wankpol etwa auf Sitzhöhe oder, genauer gesagt, auf Magenöhe des Fahrgasts einzustellen. Damit kann man auch bei hohen Bogengeschwindigkeiten gewährleisten, daß das Wohlbefinden des Fahrgasts nicht durch Fliehkraftwirkungen negativ beeinträchtigt wird.

Aus EP-A 0 592 387 ist eine Querfederungseinrichtung bekannt, bei der in einer hydraulischen Variante zwei gegenläufig angeordnete Hydraulikzylinder zur bedarfsweisen Erhöhung der von der Sekundärfederung erzeugten Querfederkräfte bei quasistatischen Querverschiebungen des Wagenkastens vorgesehen und ansteuerbar sind.

Beim Einsatz der vorgenannten Systeme hat es sich gezeigt, daß sie bei Bogenfahrt durchaus dazu geeignet sind, die durch die Zentrifugalbeschleunigung verursachten quasistatischen Fliehkräfte abzufangen bzw. deren negative Einwirkungen auf den Fahrgast zu minimieren. Die quasistatischen Fliehkräfte sind jedoch regelmäßig durch dynamische Kräfte überlagert, die beispielsweise durch Gleisunebenheiten oder durch sogenannte Passivkräfte, d. h. vom Schienenfahrzeug selbst erzeugte Schwingungen, auf den Wagenkasten übertragen werden.

Diese Schwingungen können bei schnell ansprechenden Querkompensationssystemen zu entsprechenden Reaktionen im Regelkreis führen, so daß es bei bestimmten Fahrzuständen, insbesondere bei der Bogenfahrt, zu ständigen Änderungen der Wagenkastenposition quer zum Fahrgestell kommen kann, so daß die Laufruhe des Schienenfahrzeugs im Bogen nicht den geltenden hohen Ansprüchen genügen kann. Legt man aber die Regelung so träge aus, daß sie auf die dynamischen Schwingungen nicht reagiert, so läßt sich ebenfalls nicht der gewünschte Fahrkomfort erzielen.

Demgegenüber liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, eine Einrichtung zur Kompensation der auf ein Schienenfahrzeug wirkenden Querkraften mit einer Querfederung zu schaffen, die bei minimalem vorrichtungstechnischem Aufwand auch bei Bogenfahrt einen hohen Fahrkomfort gewährleistet und ein gesteuertes

Auslenken des Wagenkastens aus der Fahrwerkmittle ermöglicht.

Diese Aufgabe wird durch die Merkmale des Patentanspruchs 1 gelöst. Durch die Maßnahme, der Querkompensationseinrichtung neben der normalen Federung und dem Querkompensator noch eine Querverfederung zuzuordnen, können die in Querrichtung auf das Schienenfahrzeug wirkenden dynamischen Schwingungen im wesentlichen durch Zusammenwirken der Sekundärfederung des Wagenkastens und der zusätzlichen Querverfederung aufgefangen werden, so daß die Laufruhe des Schienenfahrzeugs gegenüber herkömmlichen Lösungen ganz erheblich verbessert wird.

Des weiteren wird durch die erfindungsgemäße Einrichtung erreicht, daß der Wagenkasten im wesentlichen nur aufgrund der quasistatischen Fliehkräfte nach bogenaußen geneigt wird. Eine durch die dynamischen Schwingungen verursachte zusätzliche Neigung wird weitestgehend durch das Querverfedersystem unterbunden. Das Lichtraumprofil, welches die maximale Neigung des Wagenkastens bestimmt, wird durch die Auslenk-Wirkung der dynamischen Schwingungen nicht verletzt.

Die Querverfederung erlaubt somit ein Fahren mit höheren Kurvengeschwindigkeiten ohne Verletzung des Lichtraumprofils. Darüber hinaus werden übermäßig hohe Querbeschleunigungen wirksam gepuffert.

Als ganz besonders vorteilhaft hat es sich erwiesen, wenn die Querverfederung als passives System mit einem Hydrospeicher, vorzugsweise einem Gasspeicher, ausgebildet ist. Für bestimmte Fahrzustände, beispielsweise bei der Geradeausfahrt, kann es vorteilhaft sein, die Querverfederung abzuschalten. Beim Einsatz eines Hydrospeichers kann die Verbindung zu diesem absperrbar gestaltet sein. Beim Einsatz zweier paralleler Hydrospeicher, die jeweils einem Zylinder zugeordnet sind, können beide Speicher vorübergehend miteinander verbindbar sein.

Ein besonders einfach aufgebautes und zuverlässig arbeitendes System erhält man, wenn der Querkompensator mit zumindest einem Zylinder, vorzugsweise zwei Zylindern ausgebildet ist, deren einer Zylinderraum über einen Hydraulikkreislauf ansteuerbar ist, während der andere Zylinderraum jeweils an einen Hydrospeicher angeschlossen ist.

Sollte sich eine solche Konfiguration noch als zu hart erweisen, so kann man durch Einbringen größerer Elastizität entweder mechanisch (elastische Auflagerung bzw. Aufhängung der Zylinder im Dreh- oder Untergestell) oder auf der hydraulischen Seite durch Einbau von kleinen zusätzlichen Hydraulikspeichern mit Gasfedervolumen (hydropneumatische Elemente) zwischen der Druckversorgung und den Zylindern (pro Systemzweig) Abhilfe schaffen.

Der Fahrkomfort läßt sich weiter erhöhen, wenn der Querverfederung eine Dämpfungseinrichtung zugeordnet ist, die vorzugsweise als ein Drosselventil mit veränder-

barem Blendenquerschnitt ausgebildet ist. Durch diese Weiterbildung kann auf den bei herkömmlichen Systemen erforderlichen separaten Querschwingungsdämpfer verzichtet werden. Ganz besonders vorteilhaft ist es, die Kennlinie der genannten Dämpfungseinrichtung in Abhängigkeit von der einwirkenden Querbeschleunigung, der momentanen Fahrzeuggeschwindigkeit, der Strecken- oder Gleisqualität und/oder Fahrzeugbelastung veränderbar zu machen.

In einer vorteilhaften Weiterbildung der Erfindung ist parallel zur Dämpfungseinrichtung eine Bypaßleitung mit einem Rückschlagventil vorgesehen, die einen Druckaufbau im Zylinder unter Umgehung der Dämpfungseinrichtung eines Zylinders erlaubt, so daß das Dämpfungsventil nur in einer Durchflußrichtung wirkt.

Durch die Maßnahme, im Zylinderraum einen Reduktionskörper auszubilden, der bei einer Kolbenbewegung in eine entsprechend ausgeformte Kolbenaussnehmung eintaucht, kann die wirksame Fläche im Zylinderraum variiert werden. Damit werden die Kolbenfläche im Zylinderraum und die Kolbenfläche im Ringraum einander angeglichen. Die Verwendung einer Pumpe mit vergleichsweise hohem Systemdruck wird möglich, der zum Beispiel ohnehin für die Ansteuerung der aktiven Wagenkasten-Neigesystems benötigt wird. Somit kann eine einzige Pumpe für unterschiedliche hydraulische Systeme des Schienenfahrzeugs eingesetzt werden; sie kann z. B. auch die Versorgung der Hydrospeicher leisten.

Mit einem Druckreduzierventil zwischen der Pumpe und dem Hydraulikzylinder kann in einer Zuleitung zum Hydraulikzylinder ein vorbestimmter Druck eingestellt werden.

Die weiteren Unteransprüche betreffen weitere vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung.

Bevorzugte Ausführungsbeispiele der Erfindung werden im folgenden anhand schematischer Zeichnungen näher erläutert.

Es zeigen:

- Fig. 1 einen Querschnitt durch ein Schienenfahrzeug mit einer erfindungsgemäßen Einrichtung zur Kompensation von Querkräften,
- Fig. 2 eine schematische Darstellung eines Querkompensators mit einer Querverfederung,
- Fig. 3 einen Hydraulikschaltplan für ein Ausführungsbeispiel einer Einrichtung zum Kompensation von Querkräften,
- Fig. 4 ein in einer Schaltung gemäß Fig. 3 verwendetes Dämpfungsventil und
- Fig. 5 ein Simulationsmodell für die Simulation der Fahrdynamik eines Schienenfahrzeugs mit einer Querverfederung.

In Fig. 1 ist ein Querschnitt eines Schienenfahrzeugs 1 dargestellt, das sich in der Bogenfahrt befindet. Dieses hat einen Wagenkasten 2, der über eine Federung mit Luftfedern 3 auf zwei Drehgestellen 4 abge-

stützt ist, von denen hier nur eines sichtbar ist. In jedem Drehgestell 4 sind Räder 6 oder Radgruppen geführt, die auf den Schienen 8 eines Gleises rollen. Bei der Bogenfahrt neigt sich der Wagenkasten 2 aufgrund der Fliehkräfte und ggf. aufgrund der entsprechenden Ansteuerung des Wagenkasten-Neigungssystems (nicht dargestellt), wobei der maximale Neigungswinkel α durch eine Hüllkurve des sogenannten Lichtraumprofils 10 vorgegeben ist, die durch das Schienenfahrzeug 1 in keinem Fahrzustand verletzt werden darf.

Für den Fall, daß das Wagenkasten-Neigungssystem in der Darstellung nach Fig. 1 nicht wirksam ist, wäre die rechte Seite des Schienenfahrzeugs 1 die bogenäußere Seite, zu der hin sich der Wagenkasten 2 aufgrund der Fliehkräfte neigt. In diesem Zustand ist die in Fig. 1 rechts liegende Luftfeder 3 komprimiert, während die auf der Gegenseite (links) liegende Luftfeder 3' anteilig entlastet ist. Das Fahrgestell des Schienenfahrzeugs 1 und dessen Fahrgeschwindigkeit sind derart auszulegen, daß auch unter Grenzbedingungen das Lichtraumprofil 10 nicht verletzt wird, so daß beispielsweise beim Durchfahren von Tunnels keine Kollision mit der Tunnelwandung oder mit seitlich des Gleiskörpers außerhalb der besagten Hüllkurve angeordneten Bauteilen vorkommen kann.

Bei modernen Hochgeschwindigkeitszügen wird im Bereich zwischen Wagenkasten und Drehgestell ein Querkompensator 12 vorgesehen, mittels dessen der Wagenkasten mit Bezug zum Drehgestell 4 in horizontaler Querrichtung (y-Richtung) verschiebbar ist.

Im dargestellten Fahrzustand könnte der Wagenkasten 2 mittels des Querkompensators 12 in Pfeilrichtung Z aus der dargestellten Mittelposition nach links verschoben werden, wobei ein virtueller Wankpol P des Wagenkastens aus einer Position in Höhe des Drehgestells 4 in eine Position P' in Höhe des Wagenkastens angehoben wird. Durch die gesteuerte seitliche Auslenkung des Wagenkastens 2 wird einerseits erreicht, daß -bei dem in Fig. 1 dargestellten Fahrzustand- die rechte Seite des Wagenkastens einen größeren Abstand zum Lichtraumprofil 10 erhält, so daß eine größere Fahrgeschwindigkeit möglich ist, andererseits wird der Wankpol durch die Querverschiebung in den Sitzbereich der Fahrgäste verschoben, so daß deren subjektiver Fahrkomfort wesentlich verbessert wird.

Dem in Fig. 1 dargestellten Querkompensator 12 ist eine Querfederung 14 zugeordnet, deren Aufbau in Fig. 2 schematisch dargestellt ist. Der Querkompensator hat zwei doppelt wirkende Zylinder 16, 17, deren Zylindergehäuse jeweils am Rahmen des Drehgestells 4 angelenkt ist, während die Kolben 18 mit ihren gegenläufig angeordneten Kolbenstangen am Wagenkasten 2 (ggf. über einen Mitnehmerzapfen) befestigt sind. Selbstverständlich könnte die Lageorientierung der Zylinder 16, 17 auch kinematisch umgekehrt sein, so daß sich die Kolbenstangen zum Drehgestell hin erstrecken, während die Zylindergehäuse am Wagenkasten befestigt sind.

Die Zylinderräume 20 beider Zylinder 16, 17 sind über Arbeitsleitungen 22, 23 an eine Hydraulikschaltung 24 angeschlossen, die im folgenden noch näher erläutert werden wird. An einen Ringraum 26, 27 jedes Zylinders 16, 17 ist je ein Hydrospeicher 28 bzw. 29 angeschlossen, vorzugsweise als Gasspeicher ausgeführt, so daß die Bewegung der Kolben 18 gegen die Federwirkung der Hydrospeicher 28 bzw. 29 erfolgt.

Diese beiden Systemzweige sind mit den beiden an die Hydraulikschaltung 24 angeschlossenen Systemzweigen normalerweise nicht verbunden, so daß sich eine gleichmäßige, also bewegungsneutrale Druckerhöhung in den Zylinderräumen 20 der beiden Zylinder 16, 17 nicht unmittelbar auf die Drücke in den Gasspeichern 28, 29 auswirken kann.

Die bereits erwähnten zusätzlichen Puffer zum Erzielen einer noch höheren Elastizität auf der hydraulischen Seite können an die Leitungen 22, 23 getrennt nach Systemzweigen angeschlossen werden.

Zum Erhöhen der mechanischen Elastizität könnte man die Lageraugen der Kolbenstangen und/oder Zylinder in Gummi lagern, den Mitnehmerzapfen mit einer definierten Elastizität versehen etc. Diese vorteilhaften Optionen sind hier nicht dargestellt.

In Zuleitungen 30, 31 zu jedem Hydrospeicher 28, 29 sind als Proportionalventile ausgeführte Dämpfungsventile 32, 33 geschaltet. In einer ersten Endstellung (dargestellt in Fig. 2) sperren sie die Zuleitungen 30, 31 ab. In der zweiten Endstellung und den Übergangstellungen erlauben sie die Druckbeaufschlagung des jeweils zugeordneten Ringraums 26, 27 über den zugehörigen Hydrospeicher 28, 29 mit variablen Durchfluß-Querschnitten. Sind beide Dämpfungsventile vollständig abgesperrt, so ist die Verbindung zwischen den Ringräumen 26, 27 zu den Hydrospeichern unterbrochen und ist die Querkompensationseinrichtung in ihrer momentanen Stellung hydraulisch blockiert.

Jedes Dämpfungsventil 32, 33 umfaßt eine Meßblende mit veränderbarem Querschnitt. Durch entsprechende Ansteuerung können die Verbindungen 30, 31 zu den Hydrospeichern 28, 29 über die Meßblende variabel aufgesteuert werden. Dynamische Schwingungen im System bzw. im Querkompensator werden durch die Dämpfungsventile abgefangen, unerwünschte Wagenkastenbewegungen werden dadurch gedämpft. Eine Steuerung 34 steuert die Dämpfungsventile 32, 33, während der Querkompensator 12 von einer weiteren Steuerung 36 beherrscht wird. Beide Systeme sind unabhängig voneinander ansteuerbar; sie können jedoch in Abhängigkeit von ein und derselben Meßgröße, z. B. der gemessenen Querschleunigung des Schienenfahrzeugs bzw. Wagenkastens, beeinflußt werden.

Obwohl beim hier beschriebenen Ausführungsbeispiel die Querfederung 14 und der Querkompensator 12 als Baueinheit dargestellt sind, können beide Systeme bei Bedarf auch getrennt voneinander angeordnet werden.

Weitere Einzelheiten der hydraulischen Schaltung sind dem in **Fig. 3** dargestellten Schaltplan entnehmbar. Demgemäß werden die beiden Zylinderräume 20 des Querkompensators 12 über eine Pumpe P mit Hydraulikfluid versorgt. Dazu geht von der Pumpe eine Pumpenleitung 38 ab, die in Zweigleitungen 38a und 38b verzweigt. Diese sind jeweils zu Eingangsanschlüssen eines Druckreduzierventils 40, 41 geführt. Vom Ausgang des jeweiligen Druckreduzierventils sind die beiden Pumpenleitungen zum Eingang eines 4/2-Wegeventils 44 geführt, das in seiner gezeigten Schaltstellung die beiden Pumpenleitungen 38a, 38b gegenüber den Arbeitsleitungen 22, 23 absperrt, jedoch letztere miteinander verbindet. In der zweiten Schaltstellung des Wegeventils 44 ist jede Zweigleitung 38a, 38b mit einer Arbeitsleitung 22, 23 verbunden, so daß die beiden Zylinderräume 20 mit Hydraulikfluid versorgbar sind bzw. dieses auch wieder abfließen kann.

Indem in der ersten Schaltstellung des Wegeventils 44 die beiden Arbeitsleitungen 22, 23 und damit die Zylinderräume 20 miteinander verbunden sind, wird bei einer von außen aufgeprägten Bewegung der Kolben 18 nur Hydraulikfluid zwischen den Zylinderräumen 20 hin- und her gepumpt. Durch entsprechende Ansteuerung der elektromagnetisch betätigbaren Druckreduzierventile 40, 41 lassen sich die Arbeitsleitungen 22, 23 wahlweise in der zweiten Schaltstellung des Wegeventils 44 mit dem Tank T (Rücklauf) verbinden. So kann ein z. B. Zylinderraum mit Druck von der Pumpe P beaufschlagt werden, während das Hydraulikfluid im anderen Zylinderraum durch die einsetzende Kolbenbewegung in den Tank abgeführt wird.

Der Ventilschieber der Dämpfungsventile 32, 33 ist durch eine Feder in die dargestellte sperrende Endstellung vorgespannt. Auf die andere Steuerseite des Ventilschiebers wirkt ein zur Differenz zwischen Speicherdruck und Ringraumdruck proportionaler Steuerdruck, so daß bei einer Druckerhöhung im Ringraum 26(27) das Dämpfungsventil 33(32) aufgesteuert wird, während es bei Druckabsenkung zugesteuert wird. Beim gezeigten Ausführungsbeispiel werden die Dämpfungsventile so gesteuert, daß praktisch immer eine Verbindung zu den jeweiligen Hydrospeichern 28, 29 besteht.

In jeder Zuleitung 30, 31 ist parallel zum jeweiligen Dämpfungsventil 32, 33 eine Bypaßleitung 46, 47 vorgesehen, in der jeweils ein Rückschlagventil 48 angeordnet ist, das eine Strömung des Hydraulikfluids vom Hydrospeicher 28, 29 hin zum korrespondierenden Ringraum 26, 27 unter Umgehung des Dämpfungsventils zuläßt.

Des weiteren zweigt von jeder Zuleitung 30, 31 eine Tankleitung 50, 51 ab, in der jeweils ein Druckbegrenzungsventil 52 angeordnet ist. Bei einer Drucküberhöhung über einen zugelassenen Grenzdruck in der Zuleitung 30, 31 hinaus wird das Hydraulikfluid selbsttätig in den Tank abgeführt.

Die beiden Hydrospeicher 28, 29 sind über eine

Kurzschlußleitung 54 miteinander verbunden, in der ein Schaltventil 56 angeordnet ist. In seiner gezeigten Grundstellung sperrt es die Kurzschlußleitung 54 ab. In seiner zweiten Schaltstellung öffnet es die Kurzschlußleitung 54. Von letzterer zweigt eine Druckleitung 58 ab, die mit der Pumpenleitung 38 verbindbar ist. Dazu ist zwischen der Pumpenleitung und der Druckleitung ein weiteres Schaltventil 63 vorgesehen, das in seiner federvorgespannten Grundstellung die Verbindung unterbricht und in seiner zweiten Schaltstellung die Verbindung zwischen Druckleitung und Pumpenleitung ermöglicht.

Wie bereits eingangs erwähnt wurde, ist die Pumpe eine Konstantdruckpumpe, die beispielsweise einen Druck von etwa 200 bar liefern kann. Dieser liegt demnach, von Leitungsdruckverlusten abgesehen, vor den Druckreduzierventilen 40, 41 an. Um eine entsprechende Dämpfungswirkung im Ringraum 26, 27 zu ermöglichen, und die vom Hydrospeicher 28, 29 aufzubringenden Drücke auf ein zugelassenes Niveau zu verringern, ist im Zylinderraum 20 jedes Zylinders 16, 17 ein Reduktionskörper 62 vorgesehen, der beim gezeigten Ausführungsbeispiel als Rohr ausgebildet ist. Der Reduktionskörper 62 ragt in Axialrichtung des Zylinders auf den Kolben gerichtet in den Zylinderraum 20 hinein. Um die Kolbenbewegung zu ermöglichen, hat der Kolbenboden eine sackloCHFörmige Ausnehmung 64, in die der Reduktionskörper fluiddicht eintauchen kann. Der zwischen den Wänden der Ausnehmung 64 und der Stirnseite des Reduktionskörpers 62 eingeschlossene Raum ist entlüftet.

Durch den Reduktionskörper 62, der eine zweite Kolbenstange mit dem Vorteil ersetzt, daß er außerhalb des Zylinders keinen Bewegungsraum benötigt, wird die Kolbenfläche um die Querschnittsfläche des Reduktionskörpers verringert, so daß sich eine wirksame Kolbenfläche A_K ergibt. Diese entspricht etwa der wirksamen Kolbenfläche A_R im Ringraum, so daß die auf den Kolben wirkenden Kräfte bei gleichen Drücken beidseits des Kolbens etwa gleich sind bzw. Differenzkräfte über den Kolben vernachlässigbar klein sind. Diese Zylinderkonstruktion ermöglicht somit das Zuführen von Hydraulikfluid über die Hochdruckpumpe.

Die gegenläufig angeordneten Kolbenstangen der Kolben 18 sind gemeinsam am Wagenkasten 2 angelenkt. Zum Erfassen der Wagenkastenquerverschiebung ist ein (induktiver) Wegaufnehmer 66 vorgesehen.

Fig. 4 zeigt ein Ausführungsbeispiel für ein Dämpfungsventil 32 oder 33. Dieses hat einen Ventilschieber 67, der in einer Ventilbohrung 68 eines Ventilgehäuses 70 geführt ist. Über den Ventilschieber 67 läßt sich die Verbindung zwischen der Zuleitung 30, 31 und dem Hydrospeicher 28, 29 unterbrechen oder mit variablem Öffnungsquerschnitt einstellen. Der Ventilschieber 67 hat einen tassenförmigen Aufbau, wobei ihm ein Pilotventil zugeordnet ist, dessen Steuernadel 72 in den vom Ventilschieber 67 gebildeten Raum eintaucht. Mit dieser ist eine im Boden des Ventilschiebers gebildete

Ablauföffnung 74 auf- oder zuststeuerbar, die in die Ventilbohrung mündet. Die Steuernadel 72 ist über eine Stellfeder 76 in Schließrichtung vorgespannt, und über eine Magnetspule 78 ansteuerbar. Im Boden des Ventilschiebers 67 ist schließlich noch eine Zulaufbohrung 78 vorgesehen, welche die Zuleitung 30, 31 mit dem Steuerraum 80 des Pilotventils verbindet.

In seiner Grundstellung ruht der Ventilschieber 67 auf seinem Ventilsitz, so daß die Verbindung zwischen dem Hydrospeicher 28 und der Zuleitung 30 unterbrochen ist. Das Hydraulikfluid in der Zuleitung 30 beaufschlagt die Stirnfläche A_0 des Ventilschiebers und gelangt über die Zulaufdrossel 78 in den Steuerraum 80, so daß eine Rückseite A_2 des Ventilschiebers mit Druck beaufschlagt wird. Ferner wird eine Stufenfläche A_1 der Steuernadel 72 beaufschlagt. Bei einem entsprechenden Druck P_0 des Hydraulikfluids wird die Steuernadel 72 gegen die Vorspannung der Stellfeder 76 nach oben bewegt, so daß die Ablauföffnung 74 freigegeben wird und ein Steuervolumenstrom Q_1 einsetzt, der einen Druckabfall im Steuerraum 80 bewirkt, wie die auf die Ventilschieberrückseite A_2 wirkende Kraft gleich der auf die Ventilschieberstirnfläche A_0 wirkenden Kraft ist. Bei einem weiteren Ansteigen des Drucks in der Zuleitung 30 wird der Ventilschieber 67 angehoben, so daß die Verbindung zum Hydrospeicher 28 geöffnet wird. Die hydraulische Kopplung des Hauptventils mit dem Ventilschieber 67 an das Pilotventil gewährleistet eine Funktion, die sich vorteilhaft gegen äußere Störungen wie Reibungs- und Strömungskräfte selbst stabilisiert. Bei Verwendung eines derartigen Dämpfungsventils 32 ergibt sich ein lineare Kennlinie, d. h. eine proportionale Abhängigkeit des Durchflußstroms von der Druckdifferenz. Durch entsprechende Ansteuerung über die Magnetspule 78 lassen sich Kennlinien mit unterschiedlicher Neigung vorgeben, so daß im Optimalfall ein stufenlos einstellbarer Kennlinienbereich erzielbar ist, mit dem die Dämpfungscharakteristik in weiten Bereichen variierbar wird.

Es können jedoch auch Dämpfungsventile 32 eingesetzt werden, bei denen eine vorgegebene Anzahl diskreter Zwischenstufen abrufbar ist, wobei dann anstelle eines Proportionalventils eine Lösung mit mehreren Schaltventilen Verwendung finden kann, die die Einstellung von beispielsweise drei Zwischenstufen erlauben.

Bei der Inbetriebnahme des Gesamtsystems werden zunächst das Schaltventil 56, das weitere Schaltventil 60 und das Wegeventil 44 in ihre Durchlaßstellungen gebracht und die Hydrospeicher 28, 29 und die Zylinderräume 20 der Zylinder 16, 17 mit Hydraulikfluid versorgt. Gleichzeitig werden über die Bypassleitungen 46, 47 die Ringräume der Kolben mit dem Pumpendruck beaufschlagt. Danach sind die Hydrospeicher auf ihren Betriebsdruck gebracht und die Kolben 18 der Zylinder in ihrer Mittelstellung eingespannt.

Da die Hydraulikanlage im kalten Zustand geladen

wird, kann es bei Temperaturerhöhung während des Betriebs des Schienenfahrzeugs zu Drucküberhöhungen kommen. Diese sind über die als Sicherheitsventile eingesetzten Druckbegrenzungsventile 52 in den Tank T entspannbar.

Bei Bogenfahrt läßt sich der Wagenkasten 2 mit Bezug zum Drehgestell 4 seitlich versetzen, indem beispielsweise der in Fig. 3 rechte Zylinderraum 20 über das Druckreduzierventil 41 und das Wegeventil 44 mit Druck beaufschlagt wird, während der linke Zylinderraum über das Wegeventil 44 und das Druckreduzierventil 40 mit dem Tank T verbunden ist, wozu das Druckreduzierventil 40 von seiner Steuerung 36 entsprechend aktiviert wird. Bei aktivierter Querfederung sind bei der Bogenfahrt die beiden Dämpfungsventile 32, 33 in eine Durchgangsstellung geschaltet, während das Schaltventil 56 geschlossen ist. Schwingungen werden durch die Drosselwirkung der Dämpfungsventile 32, 33 gedämpft. Durch die beiden Bypassleitungen 46, 47 ist sichergestellt, daß lediglich dasjenige Dämpfungsventil 32 oder 33 wirksam ist, über das ein Druckaufbau in Richtung zum Hydrospeicher 28, 29 geschieht. Das jeweils andere Dämpfungsventil 33 oder 32 wird dann von der Rückströmung aus dem zugehörigen Hydrospeicher 28, 29 über die Bypassleitung 46, 47 und das Rückschlagventil 48 umgangen. Die Dämpfungswirkung läßt sich durch entsprechende Ansteuerung der Dämpfungsventile 32, 33 über die Querdämpfungssteuerung 34 beeinflussen, so daß unterschiedliche Dämpfungsgrade einstellbar sind.

Durch Ansteuerung des Schaltventils in seine Durchgangsstellung kann die Kurzschlußleitung 54 zwischen den beiden Hydrospeichern 28, 29 geöffnet werden. Bei geöffneten Dämpfungsventilen wird das Hydraulikfluid dann lediglich zwischen den Ringräumen 26, 27 hin und her gepumpt; die Querfederung ist dann praktisch wirkungslos.

Durch entsprechende Ansteuerung der Druckreduzierventile 40, 41 läßt sich in dem sich verkleinernden Zylinderraum 20 ein entsprechender Vordruck einstellen, der ebenfalls eine Dämpfung der Querkompensatorbewegung bewirkt.

Für den Fall, daß die Ansteuerung der Dämpfungsventile 32, 33 ausfällt, werden diese durch die Federwirkung selbsttätig in einen Zustand gebracht, in der eine maximale Drosselwirkung vorliegt und somit die härteste Dämpfungsstufe eingestellt ist. Des weiteren kann das System mit einer Notfeder versehen werden, die bei Ausfall des Hydraulikkreislaufs die Querfederung übernimmt. Bei Ausfallen der Ansteuerung wird das Wegeventil 44 in seine gezeigte Stellung gebracht, in der die beiden Zylinderräume 20 miteinander verbunden sind. Dann stellt sich ein Gleichgewicht zwischen den auf die Stirnseiten der Kolben 18 wirkenden Kräfte ein. Die Querbewegungen des Wagenkastens werden dann durch den aktiven Querkompensator nicht mehr beeinflusst. Des weiteren wird das Schaltventil 56 beim Ausfall der Steuerung in seine Schließstellung gebracht, so

daß die hydropneumatische Federung wirksam bleibt. Dadurch verändert sich zwar der Fahrkomfort bei einigen Fahrzuständen unwesentlich, die Fahrsicherheit aber wird erhöht.

Zur Drucküberwachung sind im hydraulischen System mehrere Druckaufnehmer vorgesehen, deren Signale den Steuerungen zugeführt werden.

In Fig. 5 ist schließlich ein Simulationsmodell dargestellt, mit dem die Fahrdynamik eines mit der erfindungsgemäßen Querkompensationseinrichtung versehen Fahrgestells simulierbar ist.

Dabei ist mit m die Wagenkastenmasse bezeichnet, an der die Kolben 18 der Zylinder 16, 17 angreifen. Die Zylinderräume 20 der Zylinder 16, 17 sind über die Druckreduzierventile 40, 41 wahlweise mit der Pumpe P oder mit dem Tank T verbindbar. Die Ringräume 26, 27 der Zylinder 16, 17 sind jeweils mit den Hydrospeichern 28, 29 verbunden, wobei in der Zuleitung 30, 31 jeweils das Dämpfungsventil 32, 33 vorgesehen ist.

Parallel zum Querkompensator 12 mit der Querfederung 14 sind die (Sekundär-) Luftfedern 3 angeordnet, die die Vertikal- und zum Teil auch Querabstützung des Wagenkastens 2 bilden.

Gewünschte Fahrzustände lassen sich simulieren, indem der Wagenkasten 2 und/oder das Drehgestell mit Kräften beaufschlagt werden, die die Fliehkraft $F(t)$ und die durch Gleislagestörungen usw. verursachten Kräfte $F'(t)$ simulieren. Die Druckreduzierventile 40, 41 und die Dämpfungsventile 32, 33 werden über ihre Steuerungen 34, 36 angesteuert.

Mit dem erfindungsgemäßen System wird dem Querkompensator eine vorzugsweise hydropneumatisch wirkende Querfederung zugeordnet, die wahlweise in Abhängigkeit von der Fahrstrecke, der Fahrbahn und den Fahrbahnbeschaffenheit zuschaltbar ist. Die Querfeder kann darüber hinaus noch mit einem vorzugsweise aktiven Dämpfungssystem kombiniert werden, um hochfrequente Schwingungen wirksam zu dämpfen. Durch das erfindungsgemäße System kann die quasistatische Querkraft durch aktive Druckregelung in den Zylindern gehalten werden. Die dynamischen Querschwingungen werden durch die Sekundärluftfedern und die Querfederung aufgenommen.

Bei Geradeausfahrt federn die Sekundärluftfedern dynamische Schwingungen alleine ab. Damit wird eine sehr weiche effektive Querfedersteifigkeit realisiert. Die hydropneumatische Zusatzfederung kann abgeschaltet werden, während die Dämpfung des Querkompensators stets wirksam bleibt. Dieser fungiert dann wie ein konventioneller hydraulischer Querdämpfer.

Patentansprüche

1. Einrichtung zur Kompensation von auf ein Schienenfahrzeug (1) wirkenden Querkraften, dessen Wagenkasten (2) über eine Federung (3, 3') auf zumindest einem Fahrgestell (4) abgestützt ist, mit

einem über einen Steuerkreis (24) ansteuerbaren Querkompensator (12) mit zwei Zylindern (16, 17) zum Verschieben des Wagenkastens quer zum Fahrgestell, wobei dem Querkompensator (12) eine Querfederung (14) zur Abfederung dynamischer Schwingungen zugeordnet ist und die Zylinder (16, 17) jeweils zwei Zylinderräume (20; 26, 27) aufweisen,

dadurch gekennzeichnet,

daß jeweils ein Zylinderraum (20) der Zylinder (16, 17) des Querkompensators (12) mit einer Druckquelle (P) und der jeweils andere Zylinderraum (26, 27) mit jeweils einem Hydrospeicher (28, 29) verbindbar ist.

2. Einrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet,** daß die Querfederung (14) mindestens einen insbesondere als Gasspeicher ausgeführten Hydrospeicher (28, 29) hat.

3. Einrichtung nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet,** daß eine Zuleitung (30, 31) zu dem Hydrospeicher (28, 29) absperrrbar ist.

4. Einrichtung nach einem der vorstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet,** daß zwischen den beiden Hydrospeichern (28, 29) eine von einem Schaltventil (56) aufund zuschaltbare Verbindung (54) vorgesehen ist.

5. Einrichtung nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet,** daß in die Zuleitung (30, 31) zwischen Hydrospeicher (28, 29) und Zylinder (16, 17) eine Dämpfungseinrichtung (32, 33) geschaltet ist.

6. Einrichtung nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet,** daß der Dämpfungsgrad der Dämpfungseinrichtung (32, 33) in Abhängigkeit von Fahrparametern des Schienenfahrzeugs (1) veränderbar ist.

7. Einrichtung nach Anspruch 5 oder 6, **dadurch gekennzeichnet,** daß die Dämpfungseinrichtung ein Proportionalventil (32, 33) mit veränderbarem Blendenquerschnitt ist.

8. Einrichtung nach einem der Ansprüche 5 bis 7, **dadurch gekennzeichnet,** daß zur Überbrückung der Dämpfungseinrichtung (32, 33) eine mit einem Rückschlagventil (48) versehene Bypaßleitung vorgesehen ist.

9. Einrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet,**

zeichnet,

daß jeder Zylinder (16, 17) des Querkompensators einen in einen Zylinderraum (20) ragenden Reduktionskörper (62) hat, der in eine entsprechende Ausnehmung (64) des Kolbens (18) eintaucht.

5

10. Einrichtung nach Anspruch 1 oder 9, **dadurch gekennzeichnet,**

daß der Kolben (18) jedes Zylinders am Wagenkasten (2) angelenkt ist.

10

11. Einrichtung nach einem der vorstehenden Ansprüche,

dadurch gekennzeichnet,

daß zwei einander entsprechende Zylinderräume (20) der Zylinder (16, 17) über ein Wegeventil (44) in einer ersten Schaltstellung miteinander verbindbar und in einer zweiten Schaltstellung an eine Druckleitung (38) anschließbar sind.

15

12. Einrichtung nach einem der vorstehenden Ansprüche,

dadurch gekennzeichnet,

daß in einer Zuleitung (22, 23) zu jedem Zylinder (16, 17) ein Druckreduzierventil (40, 41) zum Aufbau eines vorbestimmten Zylinderdrucks vorgesehen ist, über das der Zylinderraum (20) wahlweise mit einer Pumpe (P) oder mit einem Rücklauf/Tank (T) verbindbar ist.

20

25

30

13. Einrichtung nach Anspruch 12, **dadurch gekennzeichnet,**

daß die Pumpe eine Konstantdruckpumpe ist.

14. Einrichtung nach den Ansprüchen 2 und 13,

35

dadurch gekennzeichnet,

daß die Pumpe (P) sowohl den Querkompensator (12) als auch den Hydrospeicher (28, 29) versorgt.

15. Einrichtung nach einem oder mehreren der vorstehenden Ansprüche, kombiniert mit einer Vorrichtung zum aktiven Steuern der Seitenneigung des Wagenkastens.

40

Claims

45

1. A device for compensating transverse forces acting on a rail vehicle (1), the car body (2) of which is supported by a spring action (3, 3') on at least one undercarriage (4), having a transverse compensator (12) with two cylinders (16, 17) which can be controlled via a control circuit (24) for shifting the car body transverse to the undercarriage, whereby a transverse spring action (14) for the damping of dynamic oscillation is associated with the transverse compensator (12) and the cylinders (16, 17) each have two cylinder chambers (20; 26, 27), **characterized in that**

50

55

the one cylinder chamber (20) of the cylinders (16, 17) of the transverse compensator (12) can be connected with a source of pressure (P) and the other cylinder chamber (26, 27) can be connected with in each case a hydraulic accumulator (28, 29).

2. A device according to Claim 1, **characterized in that** the transverse spring action (14) has at least one hydraulic accumulator (28, 29) developed in particular as gas accumulator.

3. A device according to Claim 2, **characterized in that** a feed line (30, 31) to the hydraulic accumulator (28, 29) can be closed.

4. A device according any of the preceding claims, **characterized in that** a connection (54) which can be opened and closed by a switch valve (56) is arranged between the two hydraulic accumulators (28, 29).

5. A device according to Claim 4, **characterized in that** a damping device (32, 33) is switched into the feed line (30, 31) between hydraulic accumulators (28, 29) and cylinders (16, 17).

6. A device according to Claim 5, **characterized in that** the degree of damping of the damping device (32, 33) is variable as a function of travel parameters of the rail vehicle (1).

7. A device according to Claim 5 or 6, **characterized in that** the damping device is a proportional valve (32, 33) with variable orifice cross section.

8. A device according to any of Claims 5 to 7, **characterized in that** a bypass line having a non-return valve (48) is provided in order to bridge over the damping device (32, 33).

9. A device according to Claim 1, **characterized in that** each cylinder (16, 17) of the transverse compensator has a reduction body (62) which protrudes into a cylinder chamber (20) and extends into a corresponding recess (64) in the piston (18).

10. A device according to Claim 1 or 9, **characterized in that** the piston (18) of each cylinder is pivoted to the car body (2).

11. A device according to any of the preceding claims, **characterized in that** two cylinder chambers (20) of the cylinders (16, 17) which correspond to each other can, via a directional control valve (44), be connected to each other in a first switch position and be connected to a pressure line (38) in a sec-

ond switch position.

12. A device according to any of the preceding claims, **characterized in that** a pressure-reduction valve (40, 41) for the building-up of a predetermined cylinder pressure and via which the cylinder chamber (20) can be connected optionally with a pump (P) or with a return line/tank (T) is provided in a feed line (22, 23) to each cylinder (16, 17). 5
13. A device according to Claim 12, **characterized in that** the pump is a constant-pressure pump. 10
14. A device according to Claims 2 and 13, **characterized in that** the pump (P) supplies both the transverse compensator (12) and the hydraulic accumulator (28, 29). 15
15. A device according to one or more of the preceding claims, combined with a device for actively controlling the lateral inclination of the car body. 20

Revendications

1. Un dispositif qui est destiné à la compensation de forces latérales agissant sur un véhicule (1) sur rails, pour lequel le caisson (2) de wagon est soutenu par au moins un châssis (4) au travers d'une suspension (3, 3'), et qui possède un compensateur (12) latéral, lequel peut être commandé à l'aide d'une boucle de commande (24) et est doté de deux vérins (16, 17) permettant de déplacer le caisson de wagon perpendiculairement au châssis, cependant qu'une suspension (14) perpendiculaire est accouplée au compensateur (12) latéral afin d'amortir les oscillations dynamiques et que les vérins (16, 17) présentent deux chambres (20 ; 26, 27) de vérin chacun, **caractérisé en ce que**, pour chacun des vérins (16, 17) du compensateur (12) latéral, une des chambres (20) de vérin peut être connectée à une source de pression (P) tandis que l'autre chambre (26, 27) de vérin correspondante peut être connectée à un accumulateur (28, 29) hydraulique correspondant. 25 30 35 40 45
2. Un dispositif conforme à la revendication n° 1, **caractérisé en ce que** la suspension (14) perpendiculaire possède au moins un accumulateur (28, 29) hydraulique, lequel en particulier peut être réalisé sous forme d'accumulateur à gaz. 50
3. Un dispositif conforme à la revendication n° 2, **caractérisé en ce que** une tuyauterie (30, 31) d'alimentation de l'accumulateur (28, 29) peut être coupée. 55
4. Un dispositif conforme à une des revendications

précédentes, **caractérisé en ce que** entre les deux accumulateurs (28, 29) est prévue une connexion (54), laquelle peut être ouverte ou coupée par un clapet (56) commutant.

5. Un dispositif conforme à la revendication n° 4, **caractérisé en ce que** chaque tuyauterie (30, 31) d'alimentation d'un accumulateur (28, 29) hydraulique comporte un dispositif d'amortissement (32, 33) entre l'accumulateur et le vérin (16, 17). 10
6. Un dispositif conforme à la revendication n° 5, **caractérisé en ce que** le niveau d'amorti généré par le dispositif d'amortissement (32, 33) peut être modulé en fonction des paramètres de la course du véhicule (1) sur rails.
7. Un dispositif conforme à une des revendications n°s 5 ou 6, **caractérisé en ce que** le dispositif d'amortissement est constitué par une valve (32, 33) à action proportionnelle et à surface d'étranglement variable.
8. Un dispositif conforme à une des revendications n°s 5 à 7, **caractérisé en ce que** une tuyauterie en by-pass dotée d'un clapet anti-retour (48) est prévue pour court-circuiter le dispositif d'amortissement (32, 33). 25
9. Un dispositif conforme à la revendication n° 1, **caractérisé en ce que** chacun des vérins (16, 17) du compensateur latéral possède un élément de réduction (62), lequel pénètre dans la chambre de vérin (20) pour plonger dans une cavité (64) correspondante offerte par le piston (18). 30
10. Un dispositif conforme à une des revendications n°s 1 ou 9, **caractérisé en ce que** le piston (18) de chacun des vérins est fixé au caisson (2) de wagon à l'aide d'une rotule. 35
11. Un dispositif conforme à une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** un distributeur (44) permet de connecter deux chambres (20) de vérin correspondantes des vérins (16, 17) l'une à l'autre, dans une première position de commutation, et de les raccorder à une tuyauterie (38) de pression, dans une seconde position de commutation. 40 45
12. Un dispositif conforme à une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** une valve (40, 41) de réduction de pression est prévue dans une tuyauterie d'alimentation (22, 23) de chacun des vérins (16, 17) pour la montée en pression jusqu'à une pression de vérin prédéfinie et permet de raccorder la chambre (20) de vérin à une pompe (P) ou à un réservoir (T) de retour, selon le cas. 50 55

13. Un dispositif conforme à la revendication n° 12, **caractérisé en ce que** la pompe est une pompe a pression constante.
14. Un dispositif conforme aux revendications n^{os} 2 et 5 13, **caractérisé en ce que** la pompe (P) alimente non seulement le compensateur (12) latéral, mais aussi les accumulateurs (28, 29) hydrauliques.
15. Un dispositif conforme à une ou plusieurs des 10 revendications précédentes, en combinaison avec un dispositif de pilotage actif de l'inclinaison latérale du caisson de wagon.

15

20

25

30

35

40

45

50

55

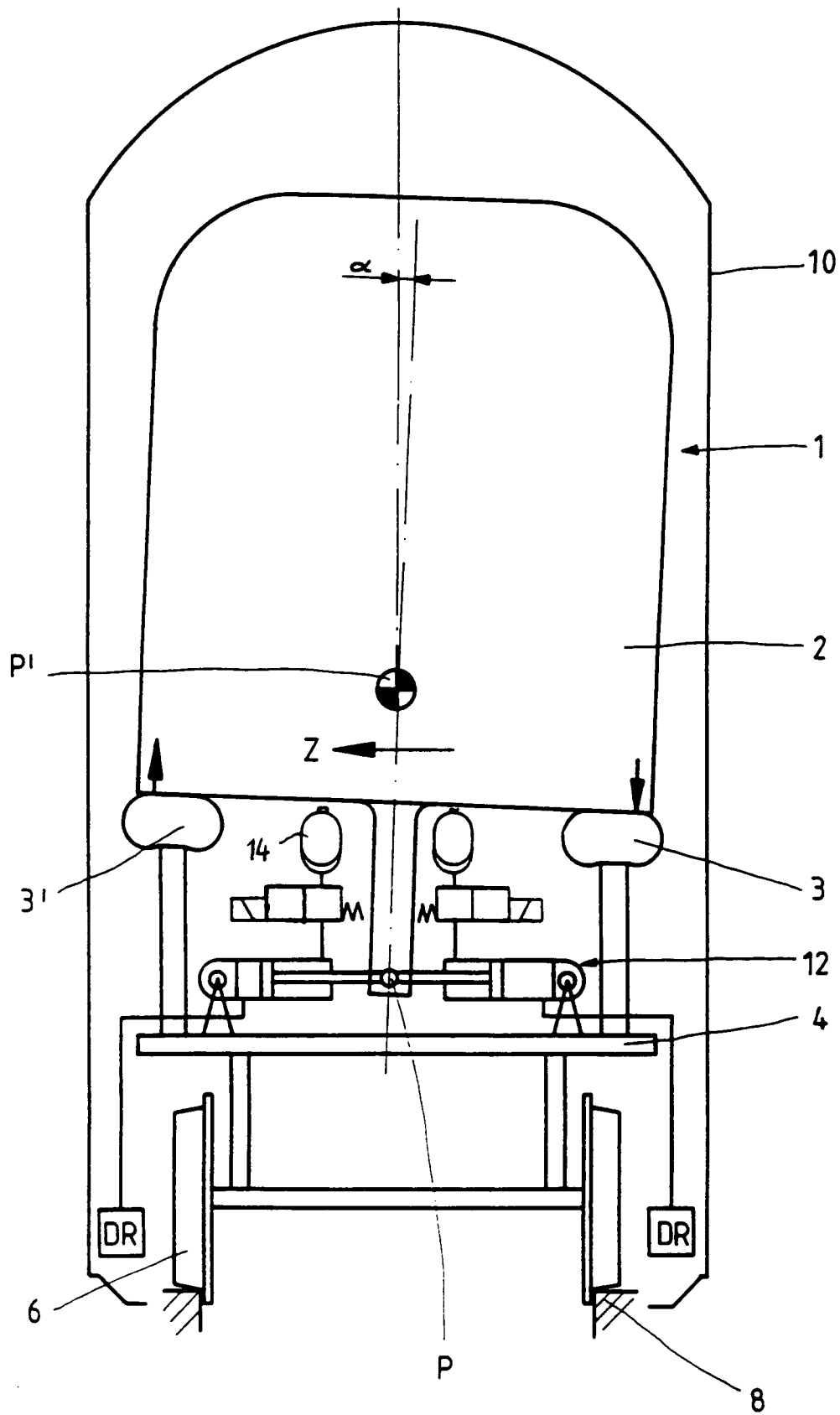


FIG.1

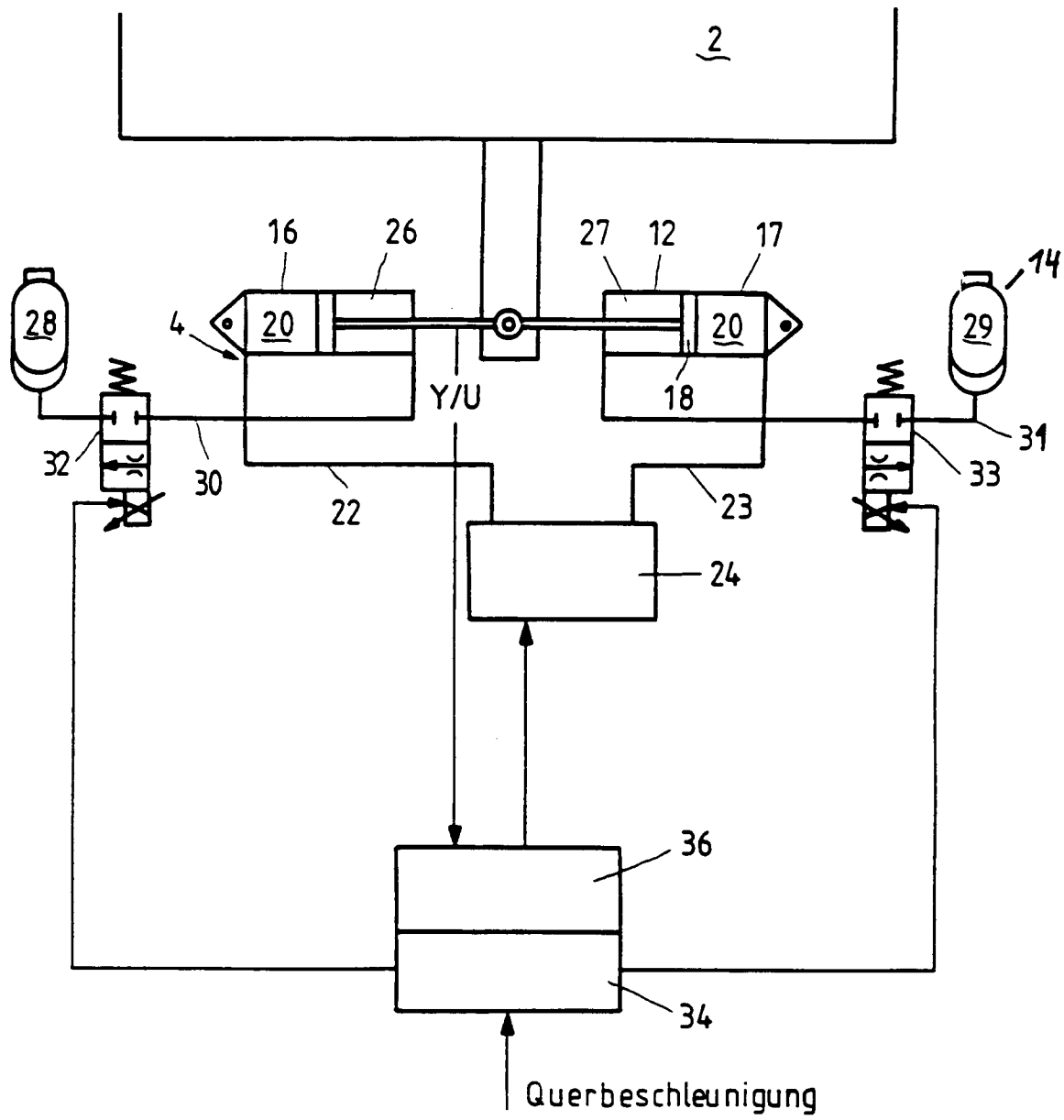
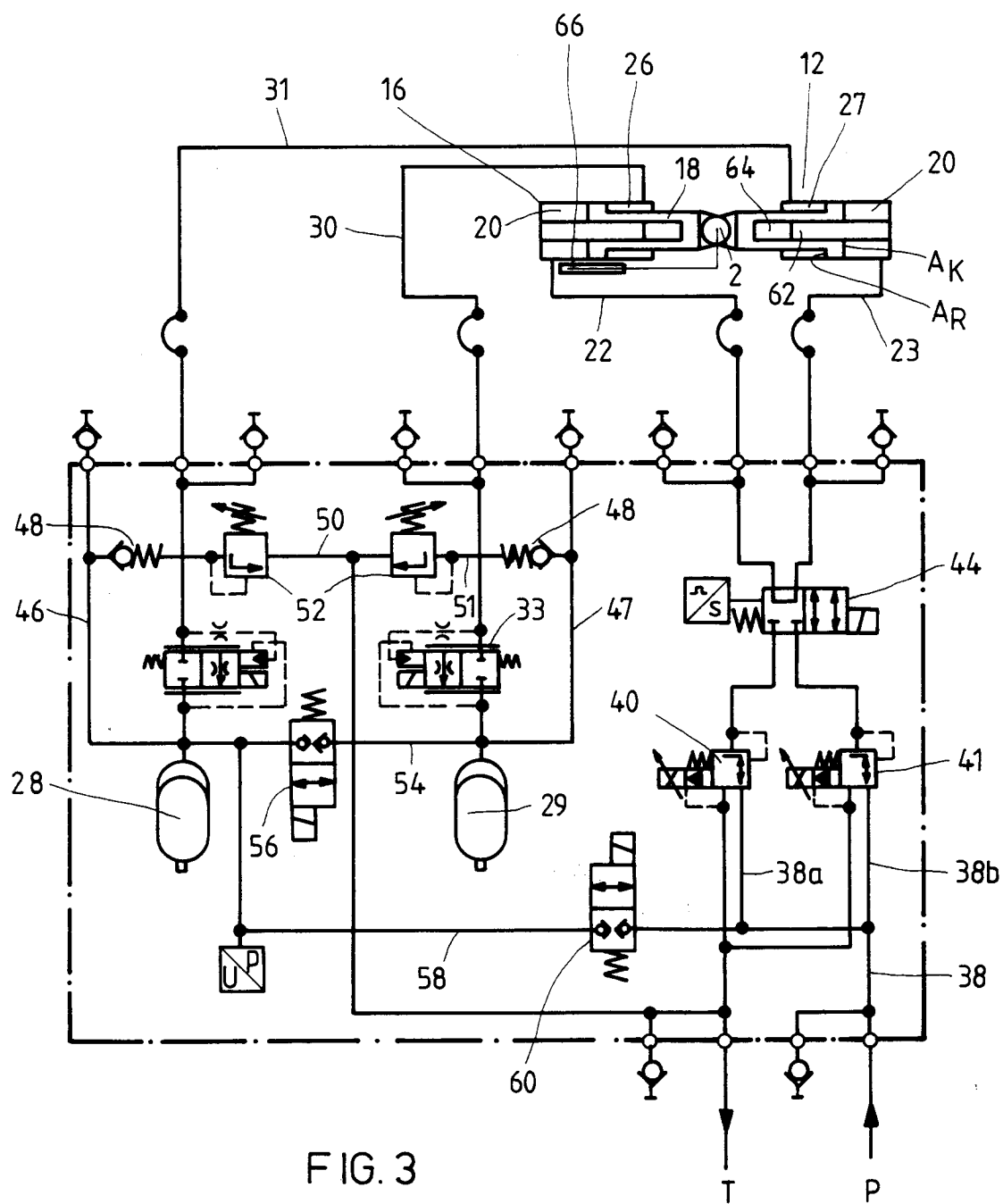


FIG. 2



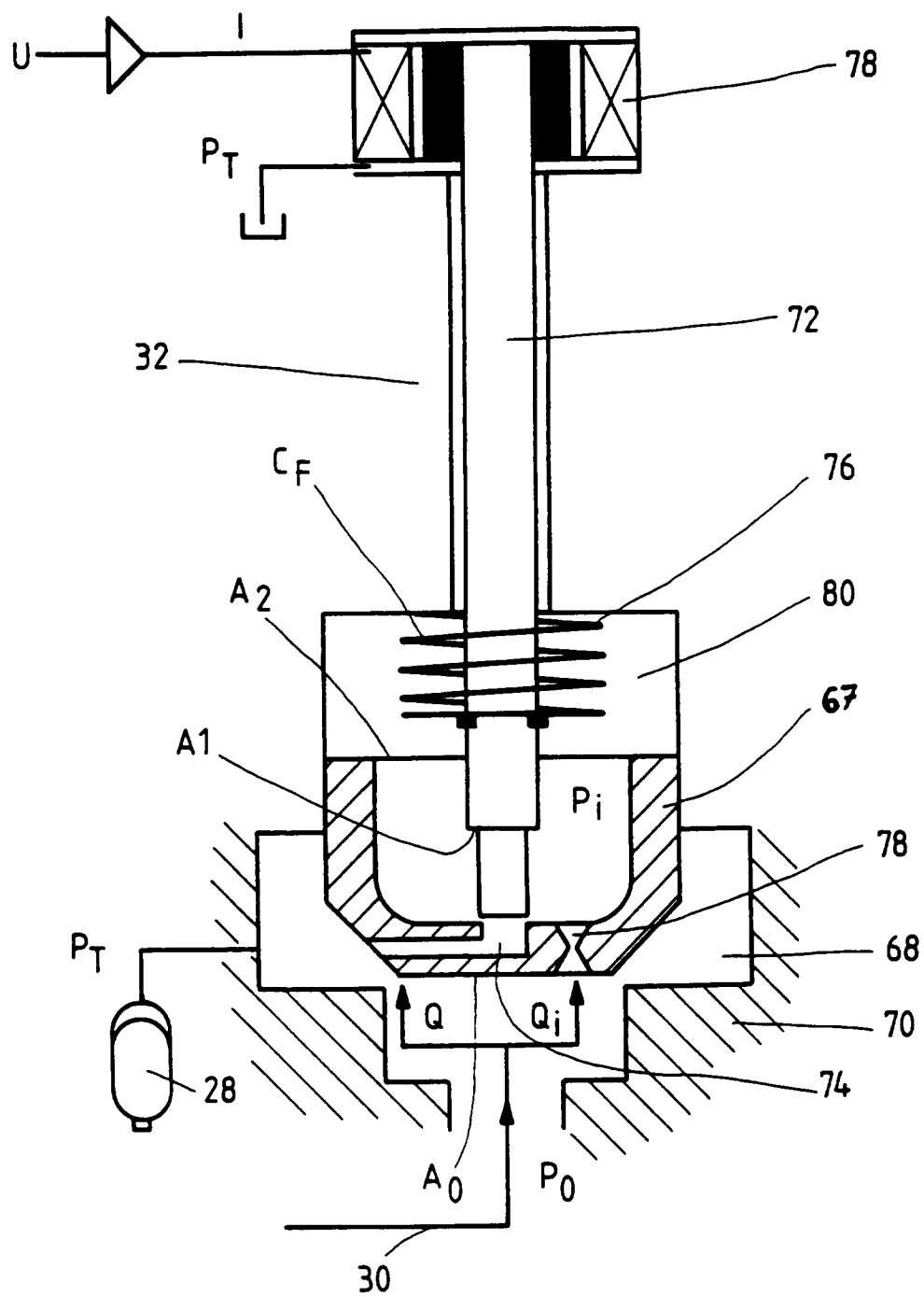


FIG. 4

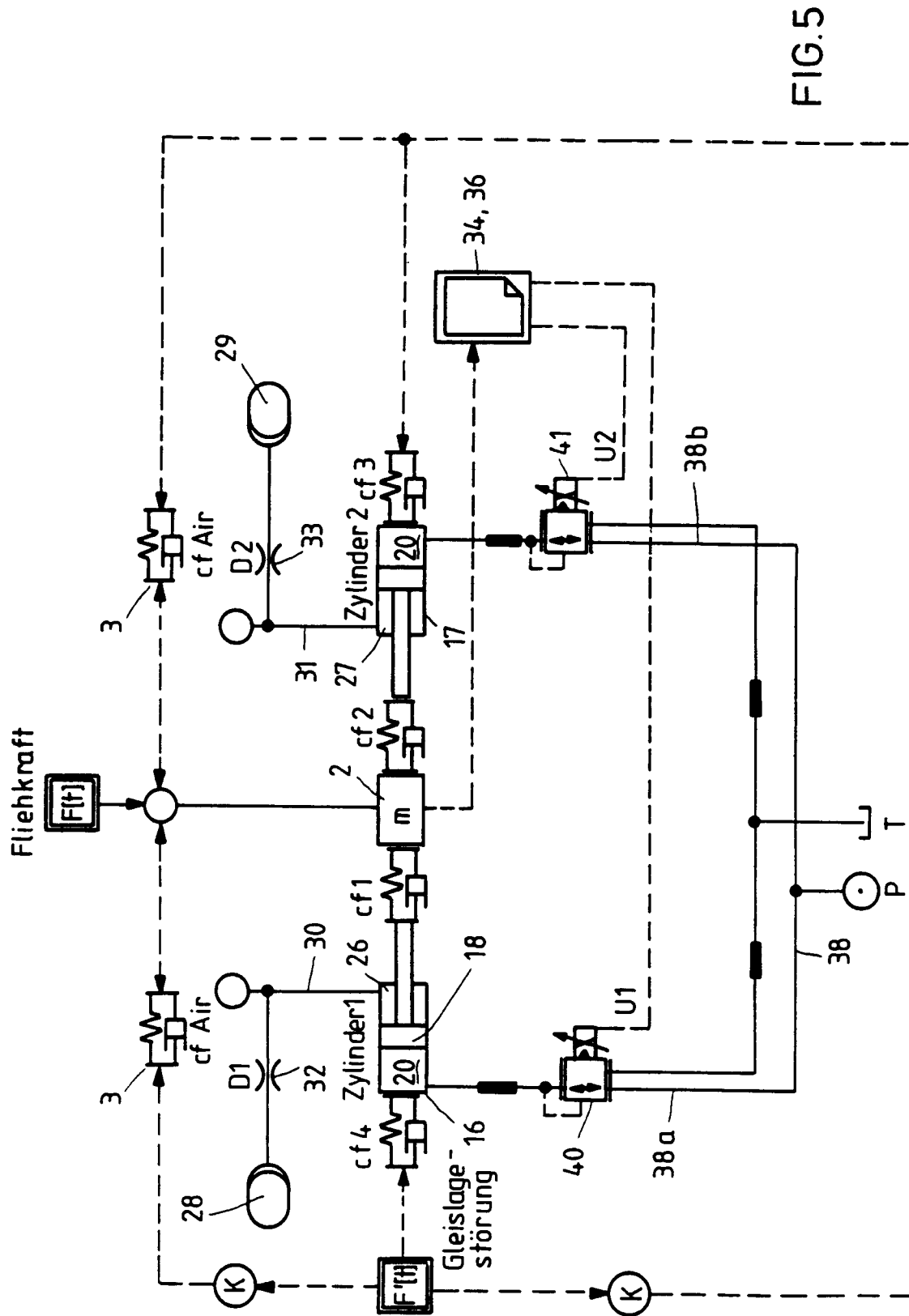


FIG. 5