

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 542 386 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
13.01.1999 Patentblatt 1999/02

(51) Int. Cl.⁶: **B61F 5/24**

(21) Anmeldenummer: **92250327.1**

(22) Anmeldetag: **09.11.1992**

(54) **Verfahren und Einrichtung zum Dämpfen der Schwingungen eines Schienenfahrzeuges**

Process and device for dampening the oscillations of a railway vehicle

Procédé et dispositif pour amortir les oscillations d'un véhicule ferroviaire

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE FR IT

(30) Priorität: **11.11.1991 DE 4137869**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
19.05.1993 Patentblatt 1993/20

(73) Patentinhaber:
**MANNESMANN Aktiengesellschaft
40027 Düsseldorf (DE)**

(72) Erfinder:
• **Rasti, Mahmud Keschwari
W-3013 Barsinghausen 1 (DE)**

• **Saffe, Peter
W-3152 Ilsede 5 (DE)**

(74) Vertreter:
**Presting, Hans-Joachim, Dipl.-Ing. et al
Meissner & Meissner,
Patentanwaltsbüro,
Postfach 330130
14171 Berlin (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
**EP-A- 219 663 EP-A- 334 412
EP-A- 344 445 EP-A- 390 546
EP-A- 466 449 WO-A-89/11991
FR-A- 2 593 455 GB-A- 2 176 162**

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 0 542 386 B1

Beschreibung

Es ist eine Einrichtung zur Dämpfung von Schlingerbewegungen von Fahrzeugen bekannt (DE-OS 25 50 235), die aus zwei Dämpfern besteht. Deren entgegengesetzte Kammern sind kreuzweise miteinander verbunden, während eine dritte Verbindung die Vorräume beider Dämpfer verbindet. Der Kolben in einem Dämpfer ist mit einer Kolbenstange verbunden, die aus einem Kopfstück herausragt und dort mit einer Befestigungseinrichtung zur Anbringung an ein Fahrzeug versehen ist, die gegenüber liegt und von dem unteren Kopfstück getragen wird.

Eine solche Einrichtung ist auch durch die FR-A-2 593 455 bekannt.

Die bekannte Lösung strebt das Ziel an, auf dem Gebiet der Eisenbahn in Verbindung mit immer höheren Fahrzeuggeschwindigkeiten auftretende Schlingerbewegungen entgegenzutreten. Ein in Betracht gezogener Einsatz vorhergehender Dämpfer, die so ausgelegt sind, daß sie die Schwingungsweite der Schlingerbewegung dämpfen, würde nach der geäußerten Meinung zu einer übermäßigen Erhöhung der Härte der Fahrzeugfederung führen. Damit würde ein negativer Einfluß auf die Stoß- und Rüttelbewegungen des Fahrzeugs ausgeübt.

Die bekannte Lösung versucht durch eine spezielle Zusammenschaltung der beiden Dämpfer eine Einrichtung zu schaffen, bei der die Schlingerbewegungen des Fahrzeugs kräftig abgedämpft werden (VDI-Nachrichten Nr. 43 v. 25.10.91, Seite 54, rechte Spalte, 4. Absatz) ohne daß Stoß- und Rüttelbewegungen stark zunehmen. Eine solche passive Dämpfung wird jedoch den derzeitigen Anforderungen nicht mehr gerecht.

Ausgehend von immer höheren Geschwindigkeiten, die durch immer schwerere Lokomotiven mit größeren Zugkräften erzeugt werden, entstehen entsprechend höhere Kräfte, die über die Schiene auf das Schienenbett übertragen werden, wodurch dieses immer stärkeren Erschütterungen ausgesetzt wird. Bei den entstehenden unterschiedlichen Frequenzen zwischen Fahrzeug und Schiene sind daher passive Systeme nicht mehr länger geeignet, die bestehenden Probleme zu lösen.

Der im Anspruch 1 angegebenen Erfindung liegt das Problem zugrunde, bei einem System Rad/Schiene bei niederen Frequenzen die Federsteifigkeit des Dämpfungssystems zu steigern und bei hohen Frequenzen die Federsteifigkeit zu senken, d.h. die jeweils günstigste Dämpfung einzustellen. Gleichzeitig soll das System der passiven Querkraftregelung verlassen und durch ein System der aktiven Querkraftregelung ersetzt werden.

Die mit der Erfindung erzielten Vorteile bestehen insbesondere darin, daß die Regelfunktion mit großer Sicherheit der Abstützfunktion angeglichen werden kann, wobei ein minimaler Energieverbrauch erforderlich ist.

Weitere Vorteile sind kurzzeitiges Wirksamwerden der Regelmaßnahmen sowie Verringerung der Kräfte, die auf Rad- und Schiene bzw. das Schienenbett einwirken. Nach weiteren Maßnahmen wird vorgeschlagen, daß die dynamische Fahrsteifigkeit frequenzabhängig in der Art beeinflußt wird, daß bei hohen Frequenzen ein relativ weiches System entsteht. Hierbei wird auf Strecken mit hohen Frequenzen die Dämpfung entsprechend weich eingeregelt, so daß die Schwingungsdämpfung immer unterhalb der Passivkräfte bleibt.

Eine andere Maßnahme besteht darin, daß der Druck in dem Zylinder auf einen anhand eines Wegsignals berechneten Sollwert geregelt wird und daß bei Auftreten von Schwingungen über den Zylinder oder über den Kolben Energie in einen Speicher zurückgespeist wird. Dadurch kann erheblich an Energie gespart und die Druckmedienquelle braucht nicht verstärkt zu werden.

Ferner wird vorgeschlagen, daß über eine programmgesteuerte Einrichtung eine Entscheidung herbeigeführt wird, über welche der durch Ventile gebildeten Schaltungsverzweigung die Ausregelung des Istdruckes erfolgt. Vorteilhafterweise kann hierdurch eine energie- und strömungstechnisch günstige Druckmediumpräsenz im Zylinder erreicht werden.

Andere Maßnahmen verbessern diese Druckmedienpräsenz noch dadurch, daß durch eine Prioritätsschaltung in Abhängigkeit von den Zylinderdrücken, der Speicherdrücke und der geforderten Kraft eine energetische Optimierung des Systems errechnet wird.

Eine andere Verbesserung besteht darin, daß über die programmgesteuerte Einrichtung eine Erhöhung oder Erniedrigung des Druckniveaus vorgenommen wird, um die passive Federsteifigkeit zu beeinflussen.

Schließlich wird eine weitere Ausgestaltung dadurch geschaffen, daß die Ventilhysterese bei der Druckregelung durch Mitkopplung der Störgröße Geschwindigkeit kompensiert wird.

Die Einrichtung zur Dämpfung von Schwingungen zwischen einem Schienenfahrzeugaufbau und einem Schienenfahrgestell basiert auf einer zwischen Schienenfahrzeugaufbau und Schienenfahrgestell wirkenden doppelseitig beaufschlagbaren Kolben-Zylinder-Antriebseinheit.

Eine solche Einrichtung besteht aus einer an ein pneumatisches oder hydraulisches Kolben-Zylinder-System angeschlossene Regeleinrichtung mit einer dem Kolben zugeordneten Wegmeßeinrichtung und einem den Druckräumen zugeordneten System von Regel- und Rückschlag-Ventilen. Eine solche Einrichtung pro Fahrzeug ist weder mit einem großen Gewicht verbunden noch wird ein großer Raum für die Unterbringung beansprucht.

Die Einrichtung ist dahingehend weitergebildet, daß an das System der Regel- und Rückschlag-Ventile ein jedem Druckraum im Zylinder zugeordneter Speicher angeschlossen ist. Somit sind beide Kolbenseiten mit einem Speicher verbindbar.

Andere Maßnahmen zielen darauf, daß an die Wegmeßeinrichtung eine Regelelektronik mit einer Prioritätsschaltung und eine Vergleichsschaltung für die Drücke im Druckraum des Zylinders und im zugeordneten Speicher angeordnet ist.

Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in der Zeichnung dargestellt und werden im folgenden näher beschrieben:

Es zeigen

Fig. 1 eine Vorderansicht auf einen Schienenfahrzeugaufbau und ein Schienenfahrgestell,

Fig. 2 eine hydraulische oder pneumatische Schaltung in Verbindung mit der Dämpfungseinrichtung,

Fig. 3 eine Doppelanordnung mit einer kreuzweisen Verbindung des Zylinders oder des Kolbens entweder mit dem Schienenfahrzeugaufbau oder mit dem Schienenfahrgestell, von oben betrachtet und

Fig. 4 ein Flußdiagramm für ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel einer Querkraftregelung.

Von dem Schienenfahrzeug ist in Fig. 1 ein Schienenfahrzeugaufbau 1 und Schienenfahrgestell 2 gezeigt. Beide sind zur Abfederung in senkrechter Richtung X mittels nach innen geneigter Schraubenfedern 3 und 4, deren Achsen sich weit draußen auf einer Kegelspitze schneiden, abgestützt. Außerdem sind zwischen dem Schienenfahrzeugaufbau 1 und dem Schienenfahrgestell 2 an Auslegern 5 bzw. 6 Stabilisatoren 7 und 8 gelenkig befestigt, die aus hydraulischen Dämpfern bestehen.

Diese mechanischen, hydraulischen oder pneumatischen Federanordnungen, bestehend aus den Schraubenfedern 3 und 4, den Stabilisatoren 7 und 8, fangen in Querrichtung zur Fahrtrichtung 9 nur teilweise die entstehenden Schwingungen auf. Bei diesen Schwingungen liegen außerdem unterschiedliche Passivkräfte mit unterschiedlicher Dynamik vor. Die Passivkräfte sind vom Schienenfahrzeug selbst erzeugte Schwingungen, die das Fahrzeug veranlassen, mit seinen Rädern bzw. Radgruppen 10 und 11 zwischen den Schienen eines Gleises hin- und herzu pendeln.

Um nunmehr Aktivkräfte auf die auftretenden Passivkräfte abzustimmen, ist zwischen dem Schienenfahrzeugaufbau 1 und einem Schienenfahrgestell 2 jeweils zumindest ein pneumatischer oder hydraulischer Zylinder 12 angeordnet und mit seinem Ende 12a an einem Gelenk 13 auf dem Schienenfahrgestell 2 über ein Lager 2a befestigt. Seine Kolbenstange 14 ist dementsprechend mit einem Gelenk 14a an dem Schienenfahrzeugaufbau 1 befestigt bzw. gelagert. Auf dem Schienenfahrgestell 2 befinden sich außerdem Stützen 15a und 15b mit elastischen Anschlägen 16a und 16b

für eine zwischen beiden angeordnete Führungsstange 17, die an dem Schienenfahrzeugaufbau 1 befestigt ist. Das System des aktiven Eingriffs in auftretende Schwingungen bedient sich im Ausführungsbeispiel eines Spiels von ca. ± 30 mm zwischen der Führungsstange 17 und den elastischen Anschlägen 16a und 16b. Erst bei Überschreiten dieses Spiels greift die aktive Querkraftregelung in das Schwingungsverhalten ein und übernimmt die weitere Führung des Schienenfahrzeugaufbaus 1 gegenüber dem Schienenfahrgestell 2.

Gemäß Fig. 2 ist in dem Zylinder 12 der Kolben 14a doppelseitig beaufschlagbar, wobei die Drücke p1 und p2 in Abhängigkeit von Fahrzuständen geregelt werden, indem untere Fahrsteifigkeiten entsprechend der Dynamik und der Höhe der Aktivkräfte zwischen Schienenfahrzeugaufbau und Schienenfahrgestell eingestellt werden. Hierzu ist ferner eine Längenmeßeinrichtung 18 mit einem Wegumsetzer 19 vorgesehen, dessen Signale in einen Mikroprozessor 20 eingegeben werden, in dem außerdem die Signale der Drücke p1 und p2 sowie weitere Drücke p3 und p4 eines ersten Druckspeichers 21 bzw. eines zweiten Druckspeichers 22 eingegeben werden. Der Mikroprozessor 20 gibt die errechneten Werte in Form von Signalen an Steuer- bzw. Stetigventile V1, V2, V3 und V4 bzw. V5 weiter, die wie dargestellt geschaltet sind. Die Druckspeicher 21 und 22 sind hierbei über Rückschlagventile 23 bzw. 24 und diese an eine Druckquelle 25 geschaltet.

Die Wirkungsweise der Einrichtung ergibt sich aus dem Flußleitplan gemäß Fig. 4:

Aus den Drücken p1 und p2 wird ein Weg "s" aus der Längenmeßeinrichtung 18 und dem Wegumsetzer 19 in den Mikroprozessor 20 eingelesen. Aufgrund dieser Werte kann festgestellt werden, ob sich der Schienenfahrzeugaufbau 1 außerhalb der Mittellage befindet und ob eine vorhandene Auslenkung größer ist als die vorgegebene Zone. Daraus errechnet sich der Sollwert, der als Signalrampe zur Verfügung gestellt wird. Dementsprechend wird festgestellt, ob der Sollwert gleich null oder größer als null ist (vgl. Flußdiagramm gemäß Fig. 4). Die Drücke p1 und p2 werden sodann aus den Soll- und Istwerten als Wege in den entsprechenden Druckräumen errechnet und als Signale an die Ventile V1 bis V5 gegeben in einem System mit den Druckspeichern 21 und 22.

Hierbei kann es vorkommen, daß der Druck p1 oder der Druck p2 auf einen anhand des Wegsignals aus der Längenmeßeinrichtung 18 berechneten Sollwert geregelt wird und daß bei Auftreten von Schwingungen über den Zylinder 12 oder über den Kolben 14a Energie in einen Speicher 21 oder 22 zurückgespeist wird.

Gemäß Fig. 3 ist eine verdoppelte Anordnung mit Seiten vertauscht zur Befestigung von zwei Zylindern 12 gezeigt. Beim in der Zeichnung oben liegenden Zylinder 12 befindet sich die Kolbenstange 14 und das Gelenk 14a rechts, hingegen beim unteren Zylinder 12

auf der linken Seite. Analog liegen beim oberen Zylinder 12 das Zylinder-Ende 12a sowie das Gelenk 13 links hingegen beim unteren Zylinder 12 auf der rechten Seite.

Zwischen beiden Zylindern 12 sind sodann die Stützen 15a, 15b mit den elastischen Anschlägen 16a, 16b und die Führungsstange 17 (geschnitten) sichtbar.

Die Erfindung kann sowohl mit einem Kolben-Zylinder-System oder auch mit mehreren gemäß Fig. 3 und auch mit mehr als zwei Kolben-Zylinder-Systemen in Abhängigkeit der zu dämpfenden Massen verwirklicht werden.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Dämpfen von Schwingungen eines Schienenfahrzeuges, die im wesentlichen in einer oder mehreren Querebenen zur Fahrtrichtung zwischen dem Schienenfahrzeugaufbau und dem Schienenfahrgestell auftreten und die nur teilweise von mechanischen und/oder pneumatischen Federanordnungen aufgefangen werden, wobei unterschiedliche Aktivkräfte mit unterschiedlicher Dynamik vorliegen, wobei in zumindest einem zwischen Fahrgestell und Schienenfahrzeugaufbau angeordneten pneumatischen oder hydraulischen Zylinder mit doppelseitig beaufschlagbaren Kolben über mehrere Ventile die Drücke in Abhängigkeit von Fahrzuständen geregelt werden, indem unterschiedliche Fahrsteifigkeiten entsprechend der Dynamik und der Höhe der Aktivkräfte zwischen Schienenfahrzeugaufbau und Schienenfahrgestell außerhalb der Mittellage von Schienenfahrzeugaufbau und Schienenfahrgestell abhängig von der aus dem Wegsignal des Kolbens ermittelten Frequenz des Kolbens eingestellt werden.
2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die dynamische Fahrsteifigkeit frequenzabhängig in der Art beeinflusst wird, daß bei hohen Frequenzen ein relativ weiches System entsteht daß der Druck in dem Zylinder auf einen anhand eines Wegsignals berechneten Sollwert geregelt wird und daß bei Auftreten von Schwingungen über den Zylinder oder über den Kolben Energie in einen Speicher zurückgespeist wird und daß durch eine Prioritätsschaltung in Abhängigkeit von den Zylinderdrücken, der Speicherdrücke und der geforderten Kraft eine energetische Optimierung des Systems errechnet wird.
3. Verfahren nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß über eine programmgesteuerte Einrichtung eine Entscheidung herbeigeführt wird, über welche der durch Ventile gebildeten Schaltungsverzwei-

gungen die Ausregelung des Istdruckes erfolgt.

4. Verfahren nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß über die programmgesteuerte Einrichtung eine Erhöhung oder Erniedrigung des Druckniveaus vorgenommen wird, um die passive Federsteifigkeit zu beeinflussen.
5. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Ventilhysterese bei der Druckregelung durch Mitkopplung der Störgröße Geschwindigkeit kompensiert wird.
6. Einrichtung zur Dämpfung von Schwingungen zwischen einem Schienenfahrzeugaufbau und einem Schienenfahrgestell und zur Durchführung des Verfahrens gemäß Anspruch 1, bestehend aus einer zwischen Schienenfahrzeugaufbau und Schienenfahrgestell wirkenden doppelseitig beaufschlagbaren Kolben-Zylinder-Antriebseinheit, dadurch gekennzeichnet, daß eine an ein pneumatisches oder hydraulisches Kolben-Zylinder-System (14 a, 12) angeschlossene Regeleinrichtung mit einer dem Kolben (14 a) zugeordneten Wegmeßeinrichtung (18) und einem den Druckräumen (p1, p2) zugeordneten System Regel- und Rückschlag-Ventilen (V1 - V5) vorgesehen ist.
7. Einrichtung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß an das System der Regel- und Rückschlagventile (V1 - V5) ein jedem Druckraum (p1, p2) im Zylinder (12) zugeordneter Speicher (21, 22) angeschlossen ist.
8. Einrichtung nach den Ansprüchen 6 und 7, dadurch gekennzeichnet, daß an die Wegmeßeinrichtung (18) eine Regelelektronik mit einer Prioritätsschaltung und eine Vergleichsschaltung für die Drücke (p1, p2) im Druckraum (p1, p2) des Zylinders (12) und im zugeordneten Speicher (21; 22) angeschlossen ist.

Claims

1. A method for damping oscillations of a rail vehicle which occur essentially in one or more planes transverse to the direction of travel between the rail vehicle structure and the rail running gear, and which are only partially absorbed by mechanical and/or pneumatic spring systems, with different active forces with different dynamics being present, with the pressures being regulated dependent on travelling states via a plurality of valves in at least

one pneumatic or hydraulic cylinder arranged between the running gear and the rail vehicle structure with a piston which can be acted upon on both sides by setting different travelling rigidities corresponding to the dynamics and the level of the active forces between the rail vehicle structure and the rail running gear outside the centre position of rail vehicle structure and rail running gear dependent on the frequency of the piston determined from the path signal of the piston.

2. A method according to Claim 1, characterised in that the dynamic travelling rigidity is influenced in frequency-dependent manner such that a relatively soft system is produced at high frequencies, the pressure in the cylinder is regulated to a desired value calculated using a path signal, and that upon the occurrence of oscillations energy is fed back into a store via the cylinder or via the piston, and that optimisation of the system in energy terms is calculated by a priority circuit dependent on the cylinder pressures, the storage pressures and the required force.
3. A method according to one or more of Claims 1 or 2, characterised in that a decision is effected by means of a program-controlled means as to via which of the circuit branches formed by valves the correction of the actual pressure is effected.
4. A method according to one or more of Claims 1 to 3, characterised in that raising or lowering of the pressure level is effected by means of the program-controlled means in order to influence the passive spring rigidity.
5. A method according to one of Claims 1 to 4, characterised in that the valve hysteresis is compensated during the pressure regulation by jointly coupling the disturbance variable speed.
6. An apparatus for damping oscillations between a rail vehicle structure and a rail running gear and for performing the method according to Claim 1, consisting of a piston-cylinder drive unit acting between the rail vehicle structure and the rail running gear which can be acted upon on both sides, characterised in that a regulating means connected to a pneumatic or hydraulic piston-cylinder system (14a, 12) is provided with a path measuring means (18) associated with the piston (14a) and a system of control and non-return valves (V1 - V5) associated with the pressure chambers (p1, p2).
7. An apparatus according to Claim 6, characterised in that a store (21, 22) associated with each pressure chamber (p1, p2) in the cylinder (12) is connected to the system of control and non-return

valves (V1 - V5).

8. An apparatus according to Claims 6 and 7, characterised in that regulation electronics with a priority circuit and a comparator circuit for the pressures (p1, p2) in the pressure chamber (p1, p2) of the cylinder (12) and in the associated store (21; 22) are connected to the path measuring means (18).

10 Revendications

1. Procédé pour amortir des vibrations d'un véhicule sur rails, qui apparaissent essentiellement dans un ou plusieurs plans transversaux à la direction de roulement entre la structure du véhicule sur rails et le châssis de roulement sur rails et qui peuvent uniquement être amorties partiellement par des dispositifs élastiques mécaniques et/ou pneumatiques, différentes forces actives qui présentent une dynamique différente existant, dans au moins un cylindre agencé entre le châssis de roulement et la structure du véhicule sur rails, pneumatique ou hydraulique et présentant un piston qui peut être alimenté sur deux faces, les pressions pouvant être réglées par l'intermédiaire de plusieurs soupapes en fonction d'états de roulement, en ce que différentes raideurs de roulement correspondant à la dynamique et à la valeur des forces actives entre la structure du véhicule sur rails et le châssis de roulement sur rails peuvent être réglées, à l'extérieur de la position centrale de la structure du véhicule sur rails et du châssis de roulement sur rails, en fonction de la fréquence du piston, détectée à partir du signal de course du piston.
2. Procédé selon la revendication 1, caractérisé en ce que la raideur de roulement dynamique est influencée en fonction de la fréquence de sorte que, pour des fréquences élevées, on obtienne un système relativement mou, en ce que la pression dans le cylindre est réglée à une valeur prescrite calculée à partir d'un signal de course, en ce que, lors de l'apparition de vibrations, de l'énergie est ramenée dans un élément de stockage par l'intermédiaire du cylindre ou du piston, et en ce que, par un circuit prioritaire, on détermine une optimisation énergétique du système, en fonction des pressions du cylindre, des pressions de l'élément de stockage et de la force nécessaire.
3. Procédé selon l'une ou plusieurs des revendications 1 ou 2, caractérisé en ce que, par l'intermédiaire d'un dispositif commandé par programme, une décision est prise pour savoir par lequel des branchements formés par des soupapes, on réalise le réglage de la pression effective.

4. Procédé selon l'une ou plusieurs des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que, par l'intermédiaire du dispositif commandé par programme, on réalise une augmentation ou une réduction du niveau de pression, pour influencer la raideur élastique passive. 5
5. Procédé selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que l'hystérésie de soupape est compensée, lors du réglage de pression, par le couplage de la grandeur de perturbation de vitesse. 10
6. Dispositif pour amortir des vibrations entre une structure de véhicule sur rails et un châssis de roulement sur rails et pour la mise en oeuvre du procédé conforme à la revendication 1, comportant une unité d'entraînement à cylindre et à piston, qui agit entre la structure du véhicule sur rails et le châssis de roulement sur rails et qui peut être alimentée sur deux faces, 15
caractérisé en ce que l'on prévoit un dispositif de réglage qui est raccordé à un système à cylindre et à piston (14a,12) pneumatique ou hydraulique et qui comporte un dispositif de mesure de course (18) associé au piston (14a) et un système de soupapes de réglage et de retour (V1-V5), associé aux espaces de pression (p1,p2). 20 25
7. Dispositif selon la revendications 6, caractérisé en ce qu'un élément de stockage (21,22) associé à chaque espace de pression (p1,p2) dans le cylindre (12) est raccordé au système de soupapes de réglage et de retour (V1 -V5). 30
8. Dispositif selon les revendications 6 et 7, caractérisé en ce qu'une électronique de réglage comportant un circuit prioritaire et un circuit de comparaison pour les pressions (p1,p2) dans l'espace de pression (p1,p2) du cylindre (12) et dans l'élément de stockage (21,22) associé est raccordée au dispositif de mesure de course (18). 35 40

45

50

55

Fig.1

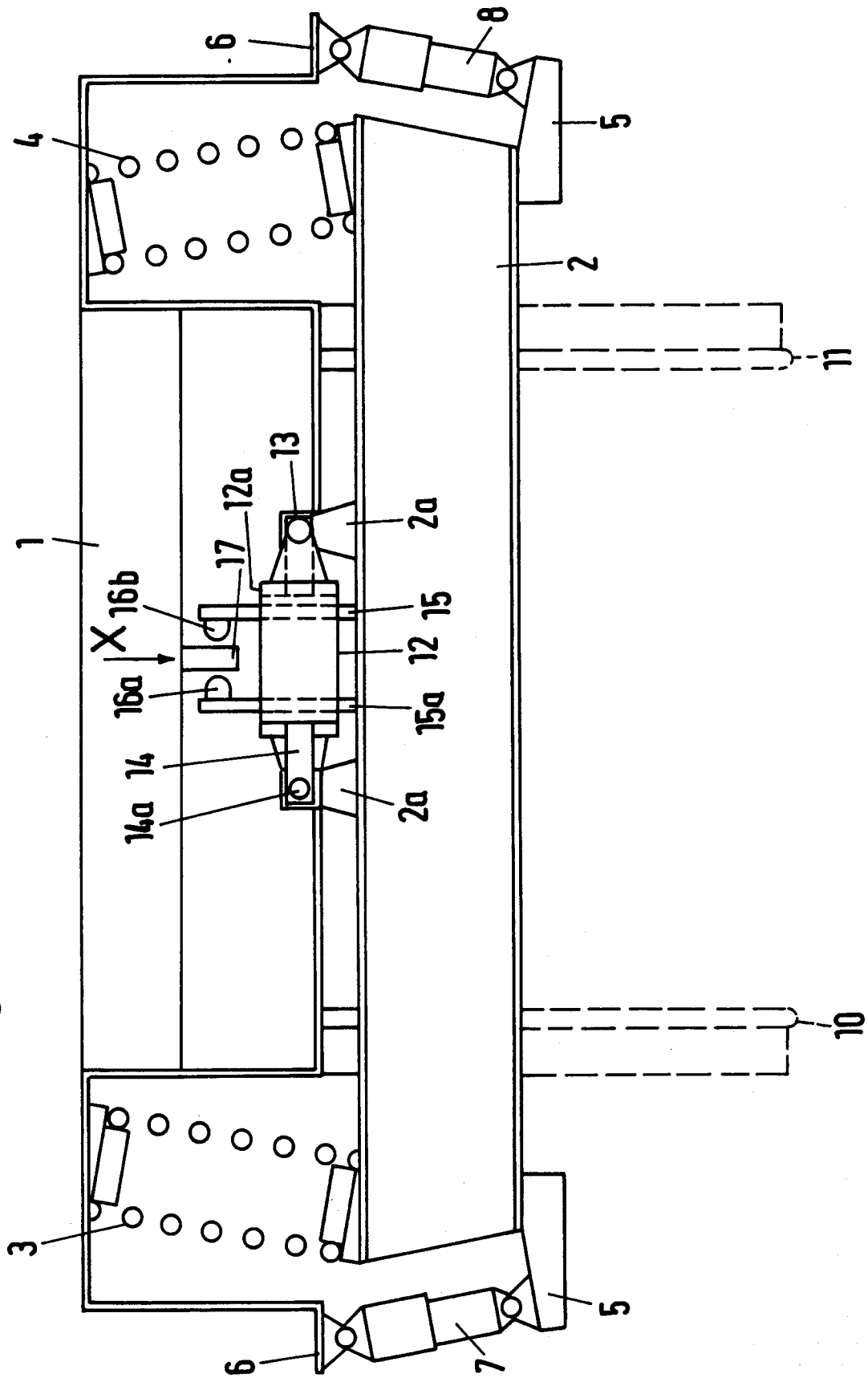


Fig.4

