



(11)

EP 1 754 911 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
26.10.2011 Patentblatt 2011/43

(51) Int Cl.:
F16F 9/53 (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **06112736.1**

(22) Anmeldetag: **19.04.2006**

(54) **Dämpfungseinrichtung für ein Fahrgestell eines Fahrzeugs**

Damping device for an undercarriage of a vehicle

Dispositif amortisseur pour le train de roulement d'un véhicule

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

(30) Priorität: **21.04.2005 DE 102005018635**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
21.02.2007 Patentblatt 2007/08

(73) Patentinhaber: **SIEMENS
AKTIENGESELLSCHAFT
80333 München (DE)**

(72) Erfinder: **Breuer, Werner
80469, München (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
**EP-A- 1 253 030 DE-A1- 3 925 102
DE-A1- 4 029 034 DE-A1- 4 139 692
DE-A1- 4 205 223 DE-A1- 19 502 670
DE-A1- 19 641 698**

- **GAJDAR T ET AL: "ACTIVE AND SEMI-ACTIVE
CONTROL OF UNCERTAIN RAILWAY
WHEELSET" PROCEEDINGS OF THE 1995 IEEE
IECON: INTERNATIONAL CONFERENCE ON
INDUSTRIAL ELECTRONICS, CONTROL, AND
INSTRUMENTATION. ORLANDO, NOV. 6, Bd.
VOL. 1 CONF. 21, 6. November 1995 (1995-11-06),
Seiten 69-74, XP000586440 ISBN: 0-7803-3027-7**

EP 1 754 911 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 bezieht sich auf ein Dämpfungsverfahren für ein Drehgestell eines Schienenfahrzeugs mit einem Dämpfelement zur Dämpfung der Radsatzhubbewegung zumindest eines Radsatzes des Fahrgestells.

[0002] Derartige Dämpfungsverfahren werden beispielsweise bei Schienenfahrzeugen angewandt. Die Radsatzhubbewegungen des Fahrgestells haben einen großen Einfluss auf die dynamischen Vertikalkräfte, die die Räder des Schienenfahrzeugs auf den Fahrweg bzw. auf die Schienen ausüben. Die Vertikalkräfte bilden wiederum für die Fahrwegbeanspruchung eine maßgebliche Größe und spielen bei der Zulassung neuer Schienenfahrzeuge eine große Rolle. Neben der Zulassungsproblematik sind die Vertikalkräfte für die derzeit in der Einführung befindlichen Trassenpreissysteme von Bedeutung, denn sie bestimmen maßgeblich die Kosten, die für jeden gefahrenen Kilometer zu entrichten sein werden.

[0003] Die DE 39 187 35 A1 beschreibt ein Dämpfungsverfahren für ein Kraftfahrzeug. Hierbei ist der Aufbau des Fahrzeugs über eine Feder und über ein hierzu parallel geschaltetes Dämpfelement an der Radachse des Rades befestigt. Bei der modellhaften Beschreibung wird ferner dem Rad eine Federkonstante zugeordnet. Mit Hilfe von Beschleunigungssensoren wird die Geschwindigkeit des Fahrzeugaufbaus und eine Einfedergeschwindigkeit, also die Geschwindigkeit zwischen Radachse und Fahrzeugaufbau, ermittelt und jeweils einem Filter mit variabler Übertragungsfunktion zugeführt. Die Ausgänge der Filter werden einander aufsummiert und dienen als Sollwert für die Regelung der Dämpfung. Die Übertragungsfunktion der Filter wird so gewählt, dass sowohl eine hohe Fahrsicherheit als auch eine komfortable Fahrwerkseinstellung ermöglicht ist.

[0004] Die DE 196 41 698 C2 betrifft ebenfalls eine Dämpfungsvorrichtung für ein Kraftfahrzeug, wobei die Dämpfung in Abhängigkeit der Überschreitung eines Schwellenwertes eines Hubweges erfolgt.

[0005] Es besteht daher ein großes Interesse daran, die dynamischen Vertikalkräfte sowohl bei Fahrzeug-Neukonstruktionen als auch bei bestehenden Fahrzeugen so gering wie möglich zu halten.

[0006] Der Erfindung liegt demgemäß die Aufgabe zugrunde, ein Dämpfungsverfahren anzugeben, die die Vertikalkräfte eines Fahrzeugs bestmöglich dämpft.

[0007] Diese Aufgabe wird ausgehend von einem Dämpfungsverfahren der eingangs angegebenen Art erfindungsgemäß durch die kennzeichnenden Merkmale des Anspruchs 1 gelöst. Vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind in Unteransprüchen angegeben.

[0008] Danach ist erfindungsgemäß vorgesehen, dass das Dämpfelement mit Dämpfungsreduktionsmitteln ausgestattet ist, die innerhalb eines vorgegebenen Schwingungsfrequenzbereichs unterhalb der Hubeigenfrequenz der Radsatzhubbewegung der Radsätze des

Fahrgestells die Dämpfungswirkung des Dämpfelements reduzieren oder vollständig abschalten.

[0009] Ein wesentlicher Vorteil des erfindungsgemäßen Dämpfungsverfahrens ist darin zu sehen, dass bei dieser die Vertikalkräfte besonders effektiv reduziert werden. Erfinderseitig wurde nämlich festgestellt, dass die zur Dämpfung der Radsatzhubbewegungen bekannten Dämpfelemente im Frequenzspektrum unterhalb der Hubeigenfrequenz der Radsatzhubbewegung die auftretenden Vertikalkräfte zum Teil erhöhen und somit in diesem Frequenzbereich eher schädlich als nützlich sind; auf der anderen Seite können die Dämpfelemente zur Reduktion der Radsatzhubbewegungen auch nicht ersatzlos weggelassen werden, weil die Amplituden der Radsatzhubbewegung bei der Radsatz-Hubeigenfrequenz sonst zu groß wären. Dies soll nachfolgend kurz verdeutlicht werden:

Fahrzeugseitig wird das Vertikalkraftniveau zum einen durch die statische Achslast des jeweiligen Fahrzeugs und zum anderen aber auch durch die Abstimmung der Feder-/Dämpfer-Elemente der einzelnen Federstufen des Fahrzeugs bestimmt. In diesem Zusammenhang hat die so genannte vertikale "Primärfederstufe" bzw. der so genannte "Primärdämpfer" den bestimmenden Einfluss auf die Dynamik der vom Fahrzeug ausgeübten Vertikalkraft; die erwähnte "Primärfederstufe" bzw. der erwähnte "Primärdämpfer" bilden Dämpfelemente im Sinne des vorliegenden Anspruchs 1.

Konkret wurde erfinderseitig festgestellt, dass konventionell ausgeführte vertikale Primärdämpfer speziell bei Schienenfahrzeugen mit Drehgestell die Vertikalkraftdynamik im Bereich der Eigenfrequenz der Drehgestell-Querbewegung und im Bereich der Eigenfrequenz der Drehgestell-Nickbewegung sowie im Frequenzbereich dazwischen deutlich verschlechtern. Dies zeigt die Figur 1 im Detail. In der Figur 1 ist die bei einem Schienenfahrzeug mit Drehgestell auftretende Vertikalkraft beispielhaft im Frequenzbereich zwischen $f = 1$ Hz und $f = 100$ Hz dargestellt, und zwar für zwei unterschiedliche Fälle: Die Kurve 10 zeigt den Verlauf der Vertikalkraft für ein Drehgestell, das mit einer üblichen Dämpfungsverfahren mit einer üblichen vertikalen Primärfederstufe zur Dämpfung der Radsatzhubbewegung ausgestattet ist; im Vergleich dazu zeigt die Kurve 20 den Vertikalkraftverlauf für ein Drehgestell, bei dem die Primärfederstufe zur Dämpfung der Radsatzhubbewegung ersatzlos fehlt.

[0010] Man erkennt, dass aufgrund des Fehlens der Primärfederstufe eine deutliche Erhöhung der Vertikalkraft bei der Eigenfrequenz der Radsatzhubbewegung - im Beispiel gemäß der Figur 1 bei $f_3 = \text{ca. } 30$ Hz - auftritt; man erkennt außerdem, dass im Bereich unterhalb der Eigenfrequenz der Radsatzhubbewegung das Fre-

quenzverhalten ohne Primärfederstufe besser ist als mit Primärfederstufe, da die auftretenden Vertikalkräfte ohne die Primärfederstufe bei Frequenzen unterhalb der Hubeigenfrequenz der Radsatzhubbewegung kleiner sind als bei Vorhandensein der Primärfederstufe. In der Figur 1 sieht man diesen Effekt beispielsweise bei der Eigenfrequenz der Drehgestellquerbewegung $f_1 = \text{ca. } 3\text{--}4 \text{ Hz}$ und bei der Eigenfrequenz der Drehgestellnickbewegung $f_2 = \text{ca. } 8\text{--}9 \text{ Hz}$ sowie für den Frequenzbereich zwischen diesen beiden Eigenfrequenzen f_1 und f_2 ; für diese Eigenfrequenzen f_1 und f_2 sowie für den Frequenzbereich zwischen diesen beiden Eigenfrequenzen f_1 und f_2 verschlechtert die Primärfederstufe das Verhalten der Dämpfungsverfahren deutlich.

[0011] An dieser Stelle setzt die Erfindung an, indem erfinderseitig vorgeschlagen wird, die Primärfederstufe bzw. allgemein das Dämpfelement zur Dämpfung der Radsatzhubbewegung des Fahrgestells frequenzselektiv in der Dämpfungswirkung zu reduzieren bzw. abzuschalten. Im Ergebnis wird dann eine Vertikalkraftverteilung erreicht, bei der die Vertikalkraft unterhalb der Radsatz-Hubeigenfrequenz dem Fall ohne Primärfederstufe entspricht und bei der die Vertikalkraft bei der relevanten Radsatz-Hubeigenfrequenz dem Fall mit Primärfederstufe entspricht. Im Ergebnis wird durch die erfindungsgemäßen Dämpfungsreduktionsmittel die auftretende Vertikalkraft für Frequenzen unterhalb der Radsatz-Hubeigenfrequenz deutlich reduziert.

[0012] Das erfindungsgemäße Dämpfungsverfahren wird für das Dämpfen eines Drehgestells eines Schienenfahrzeugs eingesetzt und ist dafür speziell angepasst. Dabei sind die Dämpfungsreduktionsmittel in einem solchen Falle derart ausgestaltet, dass sie die Dämpfungswirkung des Dämpfelements zumindest für die Eigenfrequenz der Nickeigenbewegung des Drehgestells und/oder für die Eigenfrequenz der Querbewegung des Drehgestells und/oder für den Frequenzbereich zwischen den Eigenfrequenzen der Nickbewegung und der Querbewegung reduzieren oder vollständig abschalten.

[0013] Erfindungsgemäß reduzieren die Dämpfungsreduktionsmittel die Dämpfungswirkung des Dämpfelements in einem Frequenzband, das die Eigenfrequenz der Nickeigenbewegung des Drehgestells und die Eigenfrequenz der Querbewegung des Drehgestells einschließt, oder schalten die Dämpfungswirkung vollständig ab. Hierzu wird das Frequenzband von der niedrigsten und der höchsten Eigenfrequenz des Drehgestells begrenzt; bevorzugt deckt das Frequenzband einen Frequenzbereich zwischen 1 Hz und 25 Hz oder zumindest einen Frequenzbereich zwischen 3 Hz und 20 Hz ab.

[0014] Gemäß einer vorteilhaften Ausgestaltung des Dämpfungsverfahrens ist vorgesehen, dass das Dämpfelement durch einen Primärdämpfer, insbesondere eine Primärfederstufe gebildet ist.

[0015] Bevorzugt sind die Dämpfungsreduktionsmittel derart ausgestaltet, dass sie die Dämpfungswirkung des Dämpfelementes in einem Frequenzbereich zumindest zwischen 2 und 10 Hz reduzieren oder vollständig ab-

schalten.

[0016] Das Dämpfungsverfahren kann beispielsweise speziell für ein Fahrgestell eines doppelt gefederten Schienenfahrzeugs ausgelegt sein.

[0017] Gemäß einer ersten besonders bevorzugten vorteilhaften Variante des Dämpfungsverfahrens ist vorgesehen, dass das Dämpfelement zwei Dämpferkammern aufweist, die jeweils mit einem Gas oder einer Flüssigkeit gefüllt sind und mittels einer Drossel in einer Strömungsverbindung stehen.

[0018] Die Dämpfungsreduktionsmittel umfassen vorzugsweise folgende Komponenten: einen Drucksensor für zumindest eine der beiden Dämpferkammern, eine die Druckwerte des Drucksensors verarbeitende Regeleinrichtung und ein mit der Regeleinrichtung verbundenes Stellglied, das Regelsignale der Regeleinrichtung umsetzt, indem es den Druck in zumindest einer der beiden Dämpferkammern beeinflusst.

[0019] Die Dämpfungsreduktionsmittel weisen bevorzugt ein mit dem Drucksensor und mit der Regeleinrichtung verbundenes Korrekturfilter auf, in das die Messwerte des Drucksensors eingespeist werden und von dem diese unter Bildung von Sollwerten gefiltert werden, wobei die Regeleinrichtung das Stellglied derart regelt und das Stellglied den Druck derart beeinflusst, dass die Messwerte des Drucksensors an die Sollwerte herangeführt werden.

[0020] Der Drucksensor, die Regeleinrichtung und das Stellglied können beispielsweise eine geschlossene Regelschleife bilden.

[0021] Das Korrekturfilter bildet vorzugsweise die Sollwerte, indem es die Messwerte des Drucksensors in dem vorgegebenen Schwingungsfrequenzbereich stärker als außerhalb des vorgegebenen Schwingungsfrequenzbereichs dämpft. Beispielsweise ist das Korrekturfilter in dem vorgegebenen Schwingungsfrequenzbereich für die Messwerte des Drucksensors undurchlässig und außerhalb des vorgegebenen Schwingungsfrequenzbereichs für die Messwerte des Drucksensors durchlässig.

[0022] Das Stellglied ist bevorzugt durch eine Pumpe und/oder ein Proportionalventil gebildet. Alternativ kann die Flüssigkeit eine elektrisch beeinflussbare Viskosität aufweisen und das Stellglied das Frequenzverhalten des Dämpfelements durch Veränderung der Viskosität der Flüssigkeit beeinflussen.

[0023] Vorzugsweise sind für jede der beiden Dämpferkammern jeweils ein Drucksensor und ein Stellglied vorgesehen; dies ermöglicht, die beiden Dämpferkammern gegenläufig bzw. gegensinnig zu betreiben, wodurch sich die Geschwindigkeit der Korrekturregelung erhöhen lässt.

[0024] Gemäß einer zweiten besonders bevorzugten vorteilhaften Variante des Dämpfungsverfahrens ist vorgesehen, dass das Dämpfelement zwei Dämpferkammern aufweist, die jeweils mit einem Gas oder einer Flüssigkeit gefüllt sind und strömungsmäßig durch ein flüssigkeitsundurchlässiges und/oder gasundurchlässiges, mechanisch verschiebliches Trennglied getrennt sind,

dass ein Messsensor (bzw. Wandler) vorhanden ist, der ein die mechanische Verschiebewegung des Trenngliedes erfassendes Messsignal erzeugt, dass eine Regeleinrichtung mit dem Messsensor in Verbindung steht, die das Messsignal des Messsensors verarbeitet und Regelsignale erzeugt, und dass für jede Dämpferkammer jeweils ein mit der Regeleinrichtung verbundenes Stellglied vorhanden ist, wobei die Stellglieder die Regelsignale der Regeleinrichtung umsetzen, indem sie die Druckwerte der beiden Dämpferkammern gegenseitig beeinflussen.

[0025] Die Regeleinrichtung weist bevorzugt eine Fouriertransformationseinrichtung, ein mit der Fouriertransformationseinrichtung verbundenes Korrekturfilter und eine mit dem Korrekturfilter und dem Messsensor verbundene Auswerteinrichtung auf. Die Fouriertransformationseinrichtung ist derart ausgestaltet, dass sie das zeitbezogene Messsignal des Messsensors in ein frequenzbezogenes Ausgangssignal umwandelt; die Auswerteinrichtung erzeugt mit dem frequenzbezogenen Messsignal des Messsensors und mit dem gefilterten Ausgangssignal des Korrekturfilters ein frequenzbezogenes Steuersignal, wandelt das frequenzbezogene Steuersignal in ein zeitbezogenes Steuersignal zurück und erzeugt mit diesem die Regelsignale für die beiden Stellglieder.

[0026] Auch bei dieser zweiten vorteilhaften Ausgestaltung können die Stellglieder durch Pumpen und/oder Proportionalventile gebildet sein.

[0027] Vorzugsweise sind die Dämpfungsreduktionsmitteln konstruktiv derart ausgestaltet, dass das resultierende Dämpfungsverfahren ohne Änderungen am Fahrzeug in den vorhandenen Bauraum für konventionelle Dämpfungsverfahren passt.

[0028] Als Erfindung wird außerdem ein Schienenfahrzeug angesehen, das mit einem Fahrgestell und mit einem Dämpfungsverfahren ausgestattet ist, mit der das oben bezeichnete Dämpfungsverfahren durchführbar ist. Bei einem solchen Schienenfahrzeug sind pro Fahrgestell bzw. pro Drehgestell beispielsweise vier Dämpfungsverfahren vorhanden, die vorzugsweise autark voneinander arbeiten.

[0029] Die Erfindung wird nachfolgend anhand von Ausführungsbeispielen erläutert. Dabei zeigen:

Figur 2 ein erstes Ausführungsbeispiel einer erfindungsge-
mäßigen Dämpfungsverfahren mit einem drosselbehafteten Dämpfelement,

Figur 3 ein zweites Ausführungsbeispiel einer erfindungsge-
mäßigen Dämpfungsverfahren mit einem drossellosen Dämpfelement und

Figur 4 den Aufbau einer Regeleinrichtung der Dämpfungsver-
fahren gemäß Figur 3 im Detail.

[0030] In den Figuren 2 und 3 werden für identische oder vergleichbare Komponenten stets dieselben Be-

zugszeichen verwendet.

[0031] In der Figur 2 erkennt man eine Dämpfungsverfahren 100 mit einem Dämpfelement 110 zur Dämpfung der Hubbewegung eines in der Figur 2 nicht weiter dargestellten Radsatzes eines Drehgestells eines Schienenfahrzeugs. Hierzu ist das Dämpfelement 110 mit einem Gehäuse 120 ausgestattet, das mit dem Fahrzeug fest verbunden ist. Eine Kolbenstange 130 des Dämpfelements 110 steht mit dem Drehgestell des Schienenfahrzeugs in Verbindung und bewirkt somit eine Dämpfung des Drehgestells und damit der Radsätze des Drehgestells gegenüber dem Schienenfahrzeug.

[0032] Innerhalb einer ersten, in der Figur 2 linken Dämpferkammer 140 des Dämpfelements 110 befindet sich eine Dämpferflüssigkeit mit dem Druck P_1 . Die Dämpferkammer 140 ist von einer in der Figur 2 rechten, zweiten Dämpferkammer 150 durch ein flüssigkeitsdurchlässiges Trennglied 160 getrennt. Das flüssigkeitsdurchlässige Trennglied 160 ermöglicht eine Strömungsverbindung zwischen den beiden Dämpferkammern 140 und 150. Das Trennglied 160 ist starr mit der Kolbenstange 130 des Dämpfelements 110 verbunden und kann durch diese verschoben werden.

[0033] Das flüssigkeitsdurchlässige Trennglied 160 bewirkt eine Drosselfunktion und ermöglicht somit eine Bewegung der Kolbenstange 130 und des Trenngliedes 160 entlang der Längsrichtung des Gehäuses 120. Die Drosselwirkung ist in der Figur 2 schematisch durch einen Block mit dem Bezugszeichen 200 dargestellt.

[0034] Innerhalb der Dämpferkammer 140 ist ein Drucksensor 210 enthalten, der den Istdruck P_1 innerhalb der Dämpferkammer 140 misst. Das entsprechende Messsignal ist in der Figur 2 mit den Bezugszeichen $P_{ist}(\omega)$ bezeichnet; durch den Bezug auf die Frequenz ω wird verdeutlicht, dass das Messsignal P_{ist} eine frequenzabhängige Messgröße ist. Der Messwert $P_{ist}(\omega)$ gelangt zu einem Eingang E220a einer Regeleinrichtung 220, in der der Messwert $P_{ist}(\omega)$ verarbeitet wird.

[0035] Mit dem Drucksensor 210 steht darüber hinaus ein Korrekturfilter 230 in Verbindung, das eine Bandsperrfunktion aufweist; dies bedeutet, dass das Korrekturfilter 230 für Frequenzen $\omega < \omega_1$ durchlässig, für den Frequenzbereich $\omega_1 < \omega < \omega_3$ undurchlässig und für Frequenzen $\omega > \omega_3$ durchlässig ist. Am Ausgang A230 des Korrekturfilters 230 entstehen somit Sollwerte $P_{soll}(\omega)$, die zu einem weiteren Eingang E220b der Regeleinrichtung 220 gelangen.

[0036] In der Regeleinrichtung 220 werden die eingangsseitig anliegenden Messwerte $P_{ist}(\omega)$ sowie die Sollwerte $P_{soll}(\omega)$ verarbeitet, und es wird daraus ein Steuer- bzw. Regelsignal ST für ein Stellglied 250 erzeugt, das eingangsseitig mit dem Ausgang A220 der Regeleinrichtung 220 verbunden ist. Das Stellglied 250 enthält zwei in der Figur 2 nicht weiter dargestellte, gegenseitig bzw. gegenläufig arbeitende Proportionalventile, die in Abhängigkeit von dem Steuersignal ST den Druck P_1 in der Dämpferkammer 110 um ΔP_1 erhöhen bzw. erniedrigen und entsprechend umgekehrt in der

zweiten Dämpferkammer 150 den Druck P2 entsprechend um $\Delta P2 = -\Delta P1$ erniedrigen bzw. erhöhen.

[0037] Die Druckerhöhung bzw. Druckerniedrigung in den beiden Dämpferkammern 140 und 150 erfolgt derart, dass für Frequenzen $\omega_1 < \omega < \omega_3$ das Dämpfelement 110 quasi keine Dämpfungswirkung aufweist. Hierzu regelt die Regeleinrichtung 220 das Steuersignal ST derart, dass die Abweichung zwischen dem Messwert $P_{ist}(\omega)$ und dem Sollwert $P_{soll}(\omega)$ möglichst klein bzw. möglichst gleich Null wird.

[0038] Der Drucksensor 210, die Regeleinrichtung 220 sowie das Stellglied 250 bilden somit eine geschlossene Regelschleife bzw. einen geschlossenen Regelkreis, der bewirkt, dass für Frequenzen $\omega_1 < \omega < \omega_3$ die Druckwerte P1 und P2 in den beiden Dämpferkammern 140 und 150 derart nachgeregelt werden, dass die Kolbenstange 130 für diese Frequenzen $\omega_1 < \omega < \omega_3$ quasi dämpfungsfrei innerhalb des Gehäuses 120 des Dämpfelementes 110 verschieblich ist. Für diese Frequenzen bildet das Dämpfelement 110 somit überhaupt keine bzw. quasi keine Dämpfungswirkung.

[0039] Entspricht ω_3 der Hubeigenfrequenz der Radsatzhubbewegung des Drehgestells, so bilden der Drucksensor 210, die Regeleinrichtung 220 sowie das Stellglied 250 anschaulich Dämpfungsreduktionsmittel 260, die innerhalb eines Schwingungsfrequenzbereichs $\omega_1 < \omega < \omega_3$ unterhalb der Hubeigenfrequenz ω_3 der Radsatzhubbewegung die Dämpfungswirkung des Dämpfelementes 110 reduzieren oder vollständig abschalten.

[0040] Um das beschriebene Verhalten des Stellgliedes 250 für den Frequenzbereich zwischen ω_1 und ω_3 sicherzustellen, weisen die beiden innerhalb des Stellgliedes 250 angeordneten Proportionalventile eine ausreichende Bandbreite auf; dies bedeutet, dass sie innerhalb des Frequenzbandes zwischen ω_1 und ω_3 die entsprechenden Druckwerte $\Delta P1(\omega)$ und $\Delta P2(\omega)$ für die beiden Druckkammern 140 und 150 aufbauen können.

[0041] In der Figur 3 ist ein zweites Ausführungsbeispiel für eine erfindungsgemäße Dämpfungseinrichtung 100 gezeigt. Bei dieser Dämpfungseinrichtung wird die Bewegung bzw. der Stellweg S der Kolbenstange 130 innerhalb des Gehäuses 120 des Dämpfelementes 110 mittels eines Wegsensors 300 zeitabhängig gemessen. Die entsprechenden Messwerte S(t) gelangen zu der Regeleinrichtung 220, in der das zeitbezogene Messsignal S(t) weiterverarbeitet wird. Die Regeleinrichtung 220 erzeugt in Abhängigkeit von den zeitbezogenen Messwerten S(t) ein Steuersignal ST für das Stellglied 250, das auf das Dämpfelement 110 einwirkt.

[0042] Das Stellglied 250 gemäß Figur 3 arbeitet wie das Stellglied 250 gemäß der Figur 2 und erzeugt ausgangsseitig Druckwerte $\Delta P1$ und $\Delta P2$, die den Druck P1 in der ersten Dämpferkammer 140 und den Druck P2 in der zweiten Dämpferkammer 150 beeinflussen. Im Unterschied zu dem Ausführungsbeispiel gemäß Figur 2 ist bei der Dämpfungseinrichtung 100 gemäß Figur 3 das Trennglied 160, das an der Kolbenstange 130 befestigt

ist, flüssigkeitsundurchlässig, so dass keine Strömungsverbindung zwischen den beiden Dämpferkammern 140 und 150 besteht.

[0043] Die Regeleinrichtung 220 gemäß Figur 3 sowie deren Funktionsweise ist in der Figur 4 im Detail gezeigt. Man erkennt, dass die Regeleinrichtung 220 eingangsseitig eine FourierTransformationseinrichtung 400 aufweist, in der das zeitbezogene Messsignal S(t) in ein frequenzbezogenes Ausgangssignal S(ω) umgewandelt wird. Ausgangsseitig steht mit der FourierTransformationseinrichtung 400 ein Eingang E410a einer Auswertereinrichtung 410 in Verbindung, deren weiterer Eingang E410b mit einem Korrekturfilter 430 verbunden ist. Das Korrekturfilter 430 ist eingangsseitig ebenfalls mit dem frequenzbezogenen Ausgangssignal S(ω) der FourierTransformationseinrichtung 400 beaufschlagt.

[0044] Die Auswertereinrichtung 410 bildet einen Regler, der das Steuersignal ST derart erzeugt, dass die Abweichung zwischen dem gefilterten, frequenzbezogenen Ausgangssignal S'(ω) und dem ungefilterten, frequenzbezogenen Ausgangssignal S(ω) möglichst gering wird. Im Ergebnis sorgt das Steuersignal ST somit dafür, dass der Druck P1 in der Dämpferkammer 140 und der Druck P2 in der zweiten Dämpferkammer 150 mittels des Stellgliedes 250 derart beeinflusst wird, dass eine Kolbenstangenauslenkung bei einer Frequenz $\omega_1 < \omega < \omega_3$ quasi keine Rückstellkraft innerhalb des Dämpfelementes 110 erfährt. Für den Frequenzbereich $\omega_1 < \omega < \omega_3$ ist das Dämpfelement 110 somit quasi wirkungslos.

[0045] Für die übrigen Frequenzbereiche $\omega < \omega_1$ und $\omega > \omega_3$ kann die Regeleinrichtung 220 darüber hinaus derart ausgestaltet sein, dass mit dem Steuersignal ST ein vorgegebenes Dämpfungsverhalten auch für diese Frequenzen erzeugt wird. Ein solches frequenzabhängiges Steuersignal "ST(ω)" für die Frequenzbereiche $\omega < \omega_1$ und $\omega > \omega_3$ kann dabei beispielsweise dadurch erzeugt werden, dass das Korrekturfilter 430 für diese Frequenzbereiche eine entsprechende Filtercharakteristik aufweist.

[0046] Alternativ kann das gewünschte Dämpfungsverhalten der Dämpfungseinrichtung 100 für die übrigen Frequenzbereiche $\omega < \omega_1$ und $\omega > \omega_3$ - oder stattdessen auch für das gesamte Frequenzspektrum - in einer in der Auswertereinrichtung 410 fest vorgegebenen Ansteuertabelle hinterlegt werden. Eine solche Ansteuertabelle kann beispielsweise derart erzeugt werden, dass das gewünschte Dämpfungsverhalten der Dämpfungseinrichtung 110 frequenzabhängig vorgegeben und anschließend tabellarisch festgehalten bzw. abgespeichert wird, beispielsweise in elektronischen Speicherbausteinen. In diesem Falle könnte auf das Korrekturfilter 430 sogar verzichtet werden, weil dessen Funktion von der Auswertereinrichtung 410 übernommen werden würde.

[0047] Die Dämpfungseinrichtung 100 gemäß der Figur 3 ist eine quasi frei programmierbare Dämpfungseinrichtung, bei der das Frequenzverhalten von außen mittels des Korrekturfilters und/oder einer Dämpfungstabelle quasi beliebig vorgegeben werden kann. Das freie Pro-

grammieren der Dämpfungseinrichtung 100 wird dabei dadurch ermöglicht bzw. vereinfacht, dass das Trennglied 160 zwischen den beiden Dämpfungskammern 140 und 150 flüssigkeitsundurchlässig ist und insofern dem Dämpfelement 110 kein eigenes Frequenzverhalten aufzwingt. Das Frequenzverhalten des Dämpfelementes 110 lässt sich somit ausschließlich durch das Stellglied 250 bzw. durch die konkrete Ausgestaltung der Regelungseinrichtung 220 festlegen.

[0048] Entspricht ω_3 der Hubeigenfrequenz der Radsatzhubbewegung des Drehgestells des Fahrzeugs, so bilden der Wegsensor 300, die Regeleinrichtung 220 sowie das Stellglied 250 Dämpfungsreduktionsmittel 260, die innerhalb eines Schwingungsfrequenzbereichs $\omega_1 < \omega < \omega_3$ unterhalb der Hubeigenfrequenz ω_3 der Radsatzhubbewegung die Dämpfungswirkung des Dämpfelementes 110 reduzieren oder vollständig abschalten.

[0049] Im Zusammenhang mit den beiden oben erläuterten Ausführungsbeispielen wurden zur Einstellung des gewünschten Dämpfungsverhaltens beispielhaft Bandpassfilter vorgeschlagen; selbstverständlich können auch Tiefpassfilter, Hochpassfilter und Bandsperren bzw. Kombinationen davon eingesetzt werden um ein vorgegebenes Dämpfungsverhalten einzustellen.

Patentansprüche

1. Dämpfungsverfahren für ein Drehgestell eines Schienenfahrzeugs, bei dem ein Dämpfelement (110) die Radsatzhubbewegung zumindest eines Radsatzes des Drehgestells dämpft, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Dämpfelement (110) mit Dämpfungsreduktionsmitteln (260) versehen ist, die innerhalb eines vorgegebenen Schwingungsfrequenzbereichs ($\omega_1 < \omega < \omega_3$) unterhalb der Hubeigenfrequenz (f_3) der Radsatzhubbewegung des Drehgestells und zugleich in einem Frequenzband zwischen der niedrigsten und der höchsten Eigenfrequenz des Drehgestells die Dämpfungswirkung des Dämpfelementes reduzieren oder vollständig abschalten.
2. Dämpfungsverfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Dämpfelement durch einen Primärdämpfer, insbesondere eine Primärferderstufe gebildet ist.
3. Dämpfungsverfahren nach einem der voranstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Dämpfungsreduktionsmittel die Dämpfungswirkung des Dämpfelementes in einem Frequenzbereich zumindest zwischen 2 und 10 Hz reduzieren oder vollständig abschalten.
4. Dämpfungsverfahren nach einem der voranstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Dämpfungsreduktionsmittel die Dämpfungswir-

kung des Dämpfelementes in einem Frequenzband zwischen 1 Hz und 25 Hz, vorzugsweise einem Frequenzband zwischen 3 Hz und 20 Hz, reduzieren oder vollständig abschalten.

5. Dämpfungsverfahren nach einem der voranstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Dämpfungsverfahren für ein Fahrgestell eines doppelt gefederten Schienenfahrzeugs ausgelegt ist.
6. Dämpfungsverfahren nach einem der voranstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Dämpfelement zwei Dämpferkammern (140, 150) aufweist, die jeweils mit einem Gas oder einer Flüssigkeit gefüllt sind und mittels einer Drossel (160, 200) in einer Strömungsverbindung stehen.
7. Dämpfungsverfahren nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Dämpfungsreduktionsmittel folgende Komponenten umfassen:
 - einen Drucksensor (210) für zumindest eine der beiden Dämpferkammern (140),
 - eine die Druckwerte ($P_{ist}(\omega)$) des Drucksensors verarbeitende Regeleinrichtung (220) und
 - ein mit der Regeleinrichtung verbundenes Stellglied (250), das Regelsignale (ST) der Regeleinrichtung umsetzt, indem es den Druck (P_1, P_2) in zumindest einer der beiden Dämpferkammern beeinflusst.
8. Dämpfungsverfahren nach einem der voranstehenden Ansprüche 6 oder 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Dämpfungsreduktionsmittel ein mit dem Drucksensor und mit der Regeleinrichtung verbundenes Korrekturfilter (230) aufweisen, in das die Messwerte des Drucksensors eingespeist werden und von dem diese unter Bildung von Sollwerten ($P_{soll}(\omega)$) gefiltert werden, wobei die Regeleinrichtung das Stellglied derart regelt und das Stellglied den Druck derart beeinflusst, dass die Messwerte des Drucksensors an die Sollwerte herangeführt werden.
9. Dämpfungsverfahren nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Drucksensor, die Regeleinrichtung und das Stellglied eine geschlossene Regelschleife bilden.
10. Dämpfungsverfahren nach einem der voranstehenden Ansprüche 11 bis 12, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Korrekturfilter die Sollwerte bildet, indem es die Messwerte des Drucksensors in dem vorgegebenen Schwingungsfrequenzbereich stärker als außerhalb des vorgegebenen Schwingungsfrequenzbereichs dämpft.

11. Dämpfungsverfahren nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Korrekturfilter in dem vorgegebenen Schwingungsfrequenzbereich die Messwerte des Drucksensors nicht durchlässt und außerhalb des vorgegebenen Schwingungsfrequenzbereichs die Messwerte des Drucksensors durchlässt. 5
12. Dämpfungsverfahren nach einem der voranstehenden Ansprüche 7 bis 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Stellglied eine Pumpe und/oder ein Proportionalventil aufweist. 10
13. Dämpfungsverfahren nach einem der voranstehenden Ansprüche 10 bis 14, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Flüssigkeit eine elektrisch beeinflussbare Viskosität aufweist und das Stellglied das Frequenzverhalten des Dämpfelements durch Veränderung der Viskosität der Flüssigkeit beeinflusst. 15
14. Dämpfungsverfahren nach einem der voranstehenden Ansprüche 10 bis 16, **dadurch gekennzeichnet, dass** für jede der beiden Dämpferkammern jeweils ein Drucksensor und ein Stellglied vorgesehen ist. 20
15. Dämpfungsverfahren nach Anspruch 14, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Regeleinrichtung die beiden Stellglieder gegensinnig ansteuert. 25
16. Dämpfungsverfahren nach einem der voranstehenden Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** 30
- das Dämpfelement (110) zwei Dämpferkammern (140, 150) aufweist, die jeweils mit einem Gas oder einer Flüssigkeit gefüllt sind und strömungsmäßig durch ein flüssigkeitsundurchlässiges und/oder gasundurchlässiges, mechanisch verschiebliches Trennglied (160) voneinander getrennt sind, 35
 - ein Wandler (300) vorhanden ist, der ein die mechanische Verschiebebewegung des Trenngliedes erfassendes Messsignal erzeugt, 40
 - eine Regeleinrichtung (220) mit dem Wandler in Verbindung steht, die das Messsignal des Wandlers verarbeitet und ein Regelsignal (ST) erzeugt, und 45
 - ein mit der Regeleinrichtung verbundenes Stellglied (250) vorhanden ist, das das Regelsignal der Regeleinrichtung umsetzt, indem es die Druckwerte der beiden Dämpferkammern gegensinnig beeinflusst. 50
17. Dämpfungsverfahren nach Anspruch 16, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Regeleinrichtung (220) eine Fouriertransformationseinrichtung (400), ein mit der Fouriertransformationseinrichtung verbun-

denes Korrekturfilter (430) und eine mit dem Korrekturfilter und dem Wandler verbundene Auswerteinrichtung (410) aufweist,

- wobei die Fouriertransformationseinrichtung derart ausgestaltet ist, dass sie das zeitbezogene Messsignal ($S(t)$) des Wandlers in ein frequenzbezogenes Ausgangssignal ($S(\omega)$) umwandelt, und
- wobei die Auswerteinrichtung derart ausgestaltet ist, dass sie mit dem frequenzbezogenen Ausgangssignal der Fouriertransformationseinrichtung und mit einem gefilterten Ausgangssignal ($S'(\omega)$) des Korrekturfilters das Regelsignal (ST) für das Stellglied erzeugt. 15

18. Dämpfungsverfahren nach Anspruch 17, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Auswerteinrichtung mit dem frequenzbezogenen Ausgangssignal der Fouriertransformationseinrichtung und mit dem gefilterten Ausgangssignal ($S'(\omega)$) des Korrekturfilters zunächst ein frequenzbezogenes Steuersignal erzeugt, das frequenzbezogene Steuersignal in ein zeitbezogenes Steuersignal zurückwandelt und dieses als Regelsignal (ST) für das Stellglied verwendet. 20

19. Dämpfungsverfahren nach Anspruch 17 oder 18, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Stellglied (250) Pumpen und/oder Proportionalventile aufweist. 25

Claims

1. Damping method for a bogie of a rail vehicle, in which a shock-absorbing element (110) damps the reciprocating movement of at least one wheelset of the bogie, **characterized in that** the shock-absorbing element (110) is provided with damping-reduction means (260) which reduce or completely eliminate the damping effect of the shock-absorbing element within a predefined oscillation frequency range ($\omega_1 < \omega < \omega_3$) below the natural frequency (f_3) of the reciprocating movements of the wheelset of the bogie and at the same time in a frequency band between the lowest natural frequency and the highest natural frequency of the bogie. 35
2. Damping method according to Claim 1, **characterized in that** the shock-absorbing element is formed by a primary shock absorber, in particular a primary spring stage. 40
3. Damping method according to one of the preceding claims, **characterized in that** the damping-reduc-

tion means reduce or completely eliminate the damping effect of the shock-absorbing element in a frequency range at least between 2 and 10 Hz.

4. Damping method according to one of the preceding claims, **characterized in that** the damping-reduction means reduce or completely eliminate the damping effect of the shock-absorbing element in a frequency band between 1 Hz and 25 Hz, preferably a frequency band between 3 Hz and 20 Hz. 5
5. Damping method according to one of the preceding claims, **characterized in that** the damping method is configured for a set of running gear of a double-sprung rail vehicle. 10
6. Damping method according to one of the preceding claims, **characterized in that** the shock-absorbing element has two shock absorber chambers (140, 150) which are each filled with a gas or a liquid and are fluidically connected by means of a throttle (160, 200). 15
7. Damping method according to Claim 6, **characterized in that** the damping-reduction means comprise the following components: 20
 - a pressure sensor (210) for at least one of the two shock absorber chambers (140),
 - a closed-loop control device (220) which processes the pressure value ($P_{act}(\omega)$) of the pressure sensor, and
 - an actuator element (250) which is connected to the closed-loop control device and converts the closed-loop control signals (ST) of the closed-loop control device by influencing the pressure (P1, P2) in at least one of the two shock absorber chambers. 25
8. Damping method according to one of the preceding Claims 6 or 7, **characterized in that** the damping-reduction means have a correction filter (230) which is connected to the pressure sensor and to the control device and into which the measured values of the pressure sensor are fed and by which said values are filtered to form setpoint values ($P_{set}(\omega)$), wherein the closed-loop control device controls the actuator element, and the actuator element influences the pressure, in such a way that the measured values of the pressure sensor are approximated to the setpoint values. 30
9. Damping method according to Claim 8, **characterized in that** the pressure sensor, the closed-loop control device and the actuator element form a closed control loop. 35
10. Damping method according to one of the preceding 40

Claims 11 to 12, **characterized in that** the correction filter forms the setpoint values by damping the measured values of the pressure sensor to a greater degree in the predefined oscillation frequency range than outside the predefined oscillation frequency range.

11. Damping method according to Claim 10, **characterized in that** the correction filter does not transmit the measured values of the pressure sensor in the predefined oscillation frequency range and transmits the measured values of the pressure sensor outside the predefined oscillation frequency range. 45
12. Damping method according to one of the preceding Claims 7 to 11, **characterized in that** the actuator element has a pump and/or a proportional valve. 50
13. Damping method according to one of the preceding Claims 10 to 14, **characterized in that** the liquid has a viscosity which can be influenced electrically, and the actuator element influences the frequency behaviour of the shock-absorbing element by changing the viscosity of the liquid. 55
14. Damping method according to one of the preceding Claims 10 to 16, **characterized in that** a pressure sensor and an actuator element are respectively provided for each of the two shock absorber chambers. 60
15. Damping method according to Claim 14, **characterized in that** the closed-loop control device actuates the two actuator elements in opposite directions. 65
16. Damping method according to one of the preceding Claims 1 to 9, **characterized in that** 70
 - the shock-absorbing element (110) has two shock absorber chambers (140, 150) which are each filled with a gas or a liquid and are fluidically separated from one another by a dividing element (160) which is impermeable to liquid and/or gas and can be displaced mechanically,
 - a transducer (300) is present which generates a measurement signal which registers the mechanical displacement movement of the dividing element,
 - a closed-loop control device (220) is connected to the transducer, processes the measurement signal of the transducer and generates a closed-loop control signal (ST), and
 - an actuator element (250) is present which is connected to the closed-loop control device and converts the closed-loop control signal of the closed-loop control device by influencing the pressure values of the two shock absorber chambers in opposite directions. 75

17. Damping method according to Claim 16, **characterized in that** the closed-loop control device (220) has a Fourier transformation device (400), a correction filter (430) which is connected to the Fourier transformation device, and an evaluation device (410) which is connected to the correction filter and to the transducer,

- wherein the Fourier transformation device is configured in such a way that it converts the time-related measurement signal ($S(t)$) of the transducer into a frequency-related output signal ($S(\omega)$), and

- wherein the evaluation device is configured in such a way that, with the frequency-related output signal of the Fourier transformation device and with the filtered output signal ($S'(\omega)$) of the correction filter, it generates the closed-loop control signal (ST) for the actuator element.

18. Damping method according to Claim 17, **characterized in that** with the frequency-related output signal of the Fourier transformation device and with the filtered output signal ($S'(\omega)$) of the correction filter the evaluation device firstly generates a frequency-related open-loop control signal, converts the frequency-related open-loop control signal back into a time-related open-loop control signal and uses the latter as a closed-loop control signal (ST) for the actuator element.

19. Damping method according to Claim 17 or 18, **characterized in that** the actuator element (250) has pumps and/or proportional valves.

Revendications

1. Procédé d'amortissement pour un boggie d'un véhicule ferroviaire, dans lequel un élément (110) d'amortissement amortit le mouvement de soulèvement d'au moins un essieu du boggie, **caractérisé en ce que** l'élément (110) d'amortissement est muni de moyens (260) de réduction de l'amortissement, qui, dans une plage ($\omega_1 < \omega < \omega_3$) de fréquence d'amortissement prescrite en dessous de la fréquence (f_3) propre du mouvement de soulèvement de l'essieu du boggie et en même temps dans une bande de fréquence entre la fréquence propre la plus basse et la fréquence propre la plus haute du boggie, réduisent ou arrêtent complètement l'effet d'amortissement de l'élément d'amortissement.
2. Procédé d'amortissement suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que** l'élément d'amortissement est formé par un amortisseur primaire, notamment par un étage de ressort primaire.

3. Procédé d'amortissement suivant l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** les moyens de réduction de l'amortissement réduisent ou arrêtent complètement l'effet de l'amortissement de l'élément d'amortissement dans une plage de fréquence au moins comprise entre 2 et 10 Hz.

4. Procédé d'amortissement suivant l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** les moyens de réduction de l'amortissement réduisent ou arrêtent complètement l'effet de l'amortissement de l'élément d'amortissement dans une bande de fréquence comprise entre 1 Hz et 25 Hz, de préférence dans une bande de fréquence comprise entre 3 Hz et 20 Hz.

5. Procédé d'amortissement suivant l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le procédé d'amortissement est conçu pour un boggie d'un véhicule ferroviaire à suspension double.

6. Procédé d'amortissement suivant l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** l'élément d'amortissement comporte deux chambres (140, 150) d'amortisseur, qui sont emplies respectivement d'un gaz ou d'un liquide et qui sont en communication au moyen d'un étranglement (160, 200).

7. Procédé d'amortissement suivant la revendication 6, **caractérisé en ce que** les moyens de réduction de l'amortissement comprennent les éléments suivantes :

- un capteur (210) de pression pour au moins l'une des deux chambres (140) d'amortisseur,
- un dispositif (220) de régulation traitant les valeurs ($P_{ist}(\omega)$) de pression du capteur de pression et
- un organe (250) de réglage, qui est relié au dispositif de régulation et qui transforme les signaux (ST) de régulation du dispositif de régulation en influant sur la pression (P_1, P_2) dans au moins l'une des deux chambres d'amortisseur.

8. Procédé d'amortissement suivant l'une des revendications précédentes 6 ou 7, **caractérisé en ce que** les moyens de réduction de l'amortissement comportent un filtre (230) de correction, qui est relié au capteur de pression et au dispositif de régulation, dans lequel les valeurs de mesure du capteur de pression sont injectées et duquel celles-ci sont filtrées avec formation de valeurs ($P_{soll}(\omega)$) de consigne, le dispositif de régulation réglant l'organe de réglage et l'organe de réglage influant sur la pression, de manière à ce que les valeurs de mesure du capteur de pression tendent vers les valeurs de con-

signe.

9. Procédé d'amortissement suivant la revendication 8, **caractérisé en ce que** le capteur de pression, le dispositif de régulation et l'organe de réglage forment une boucle de régulation fermée. 5
10. procédé d'amortissement suivant l'une des revendications précédentes 8 à 9, **caractérisé en ce que** le filtre de correction forme les valeurs de consigne en amortissant les valeurs de mesure du capteur de pression dans le domaine de fréquence d'oscillation prescrit davantage qu'à l'extérieur de la plage de fréquence d'oscillation prescrite. 10
11. Procédé d'amortissement suivant la revendication 10, **caractérisé en ce que** le filtre de correction ne laisse pas passer des valeurs de mesure du capteur de pression dans la plage de fréquence d'oscillation prescrite et laisse passer les valeurs de mesure du capteur de pression à l'extérieur de la plage de fréquence d'oscillation prescrite. 20
12. Procédé d'amortissement suivant l'une des revendications précédentes 7 à 11, **caractérisé en ce que** l'organe de réglage comporte une pompe et/ou une vanne proportionnelle. 25
13. Procédé d'amortissement suivant l'une des revendications précédentes 10 à 12, **caractérisé en ce que** le liquide a une viscosité, qui peut être influencée électriquement, et l'organe de réglage influe sur le comportement en fréquence de l'élément amortisseur en modifiant la viscosité du liquide. 30
14. Procédé d'amortissement suivant l'une des revendications précédentes 10 à 13, **caractérisé en ce que** il est prévu respectivement un capteur de pression et un organe de réglage pour chacune des deux chambres d'amortisseur. 35
15. Procédé d'amortissement suivant la revendication 14, **caractérisé en ce que** le dispositif de régulation commande en sens contraire les deux organes de réglage. 40
16. Procédé d'amortissement suivant l'une des revendications précédentes 1 à 9, **caractérisé en ce que**
 - l'élément (110) amortisseur a deux chambres (140, 150) d'amortisseur, qui sont emplies respectivement d'un gaz ou d'un liquide et qui sont séparées l'une de l'autre du point de vue du courant par un élément (160) de séparation, qui peut coulisser mécaniquement et qui est imperméable au liquide et/ou imperméable au gaz, 50
 - il y a un transducteur (300) qui produit un signal de mesure détectant le mouvement de cou-

lisement mécanique de l'élément de séparation,

- un dispositif (220) de régulation est en liaison avec le transducteur et traite le signal de mesure du transducteur et produit un signal (ST) de réglage, et
 - il y a un organe (250) de réglage, qui est relié au dispositif de régulation et qui transforme le signal de réglage du dispositif de régulation en influant en sens contraire sur les valeurs de pression des deux chambres d'amortisseur.
17. Procédé d'amortissement suivant la revendication 16, **caractérisé en ce que** le dispositif de régulation comporte un dispositif (400) à transformée de Fourier, un filtre (430) de correction relié au dispositif à transformée de Fourier et un dispositif (410) d'exploitation relié au filtre de correction et au transducteur,
 - dans lequel le dispositif à transformée de Fourier est tel qu'il transforme le signal (S(t)) de mesure rapporté au temps du transducteur en un signal (S(ω)) de sortie rapporté à la fréquence, et
 - dans lequel le dispositif d'exploitation est tel qu'il produit le signal (ST) de réglage de l'élément de réglage par le signal de sortie rapporté à la fréquence du dispositif à transformée de Fourier et par un signal (S'(ω)) de sortie filtré du filtre de correction.
 18. Procédé d'amortissement suivant la revendication 17, **caractérisé en ce que** le dispositif d'exploitation produit, par le signal de sortie rapporté à la fréquence du dispositif à transformée de Fourier et par le signal (S'(ω)) de sortie filtré du filtre de correction, d'abord un signal de commande rapporté à la fréquence, qui retransforme le signal de commande rapporté à la fréquence en un signal de commande rapporté au temps et utilise celui-ci comme signal (ST) de réglage pour l'organe de réglage.
 19. Procédé d'amortissement suivant la revendication 17 ou 18, **caractérisé en ce que** l'organe (250) de réglage a des pompes et/ou des vannes proportionnelles.

FIG 1

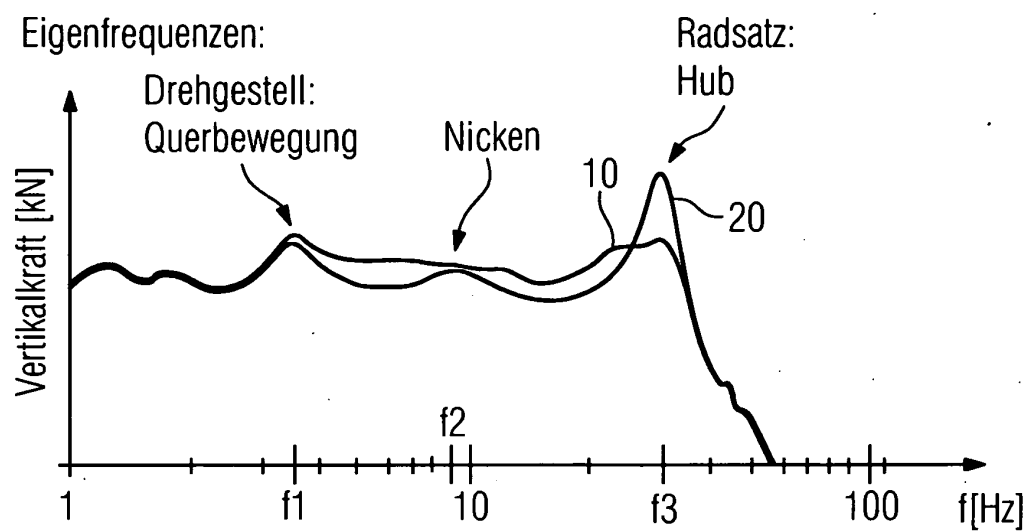


FIG 2

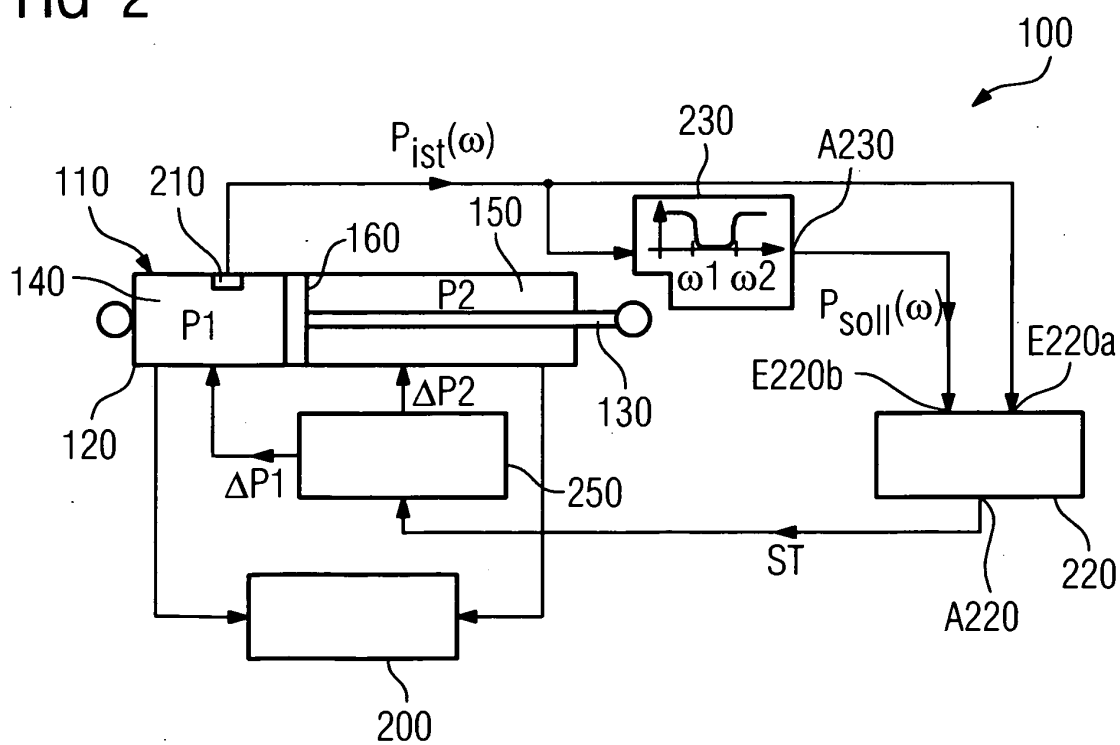


FIG 3

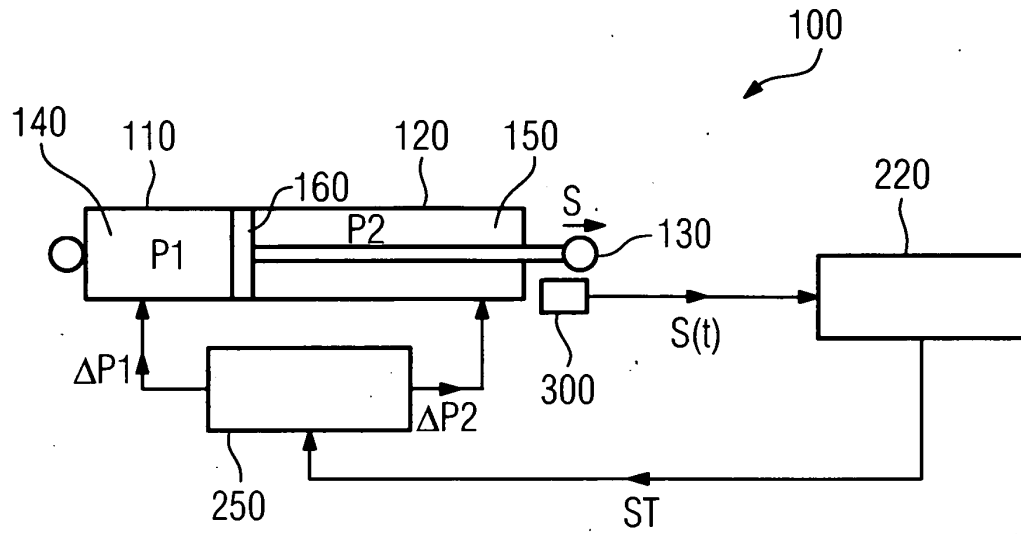
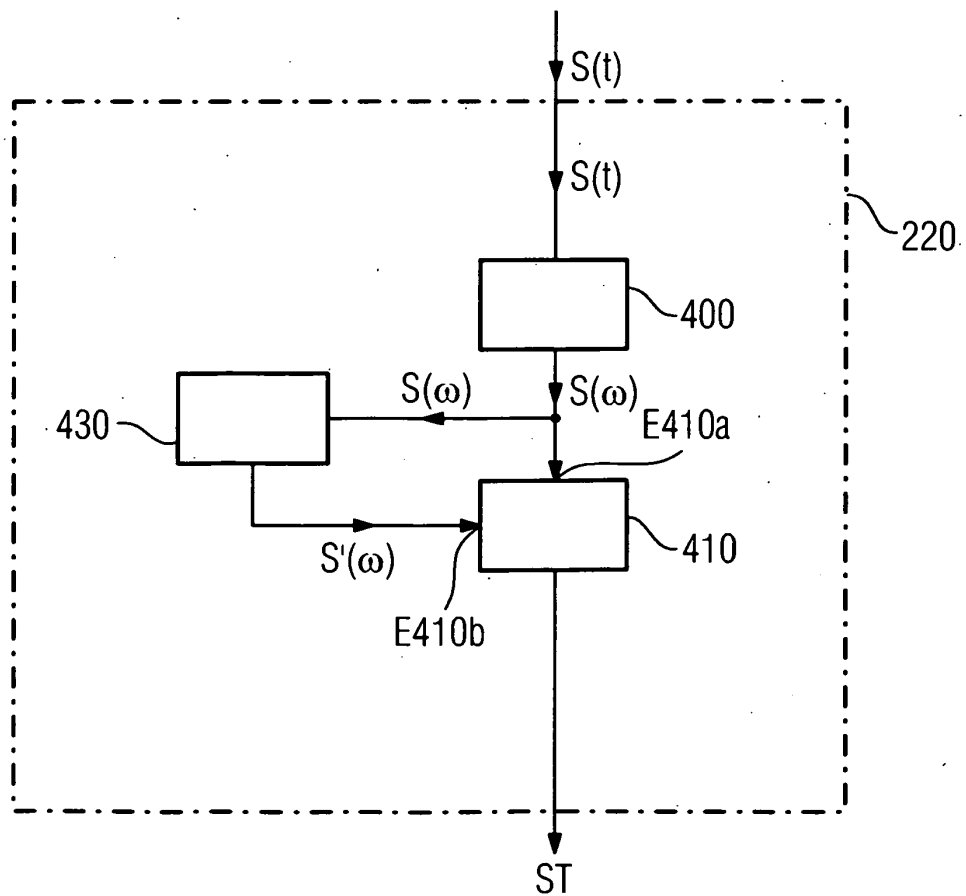


FIG 4



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 3918735 A1 [0003]
- DE 19641698 C2 [0004]