



(12) **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

(43) Veröffentlichungstag:
21.02.2007 Patentblatt 2007/08

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

(21) Anmeldenummer: **06112736.1**

(22) Anmeldetag: **19.04.2006**

(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
 Benannte Erstreckungsstaaten:
AL BA HR MK YU

(71) Anmelder: **SIEMENS AKTIENGESELLSCHAFT 80333 München (DE)**

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

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

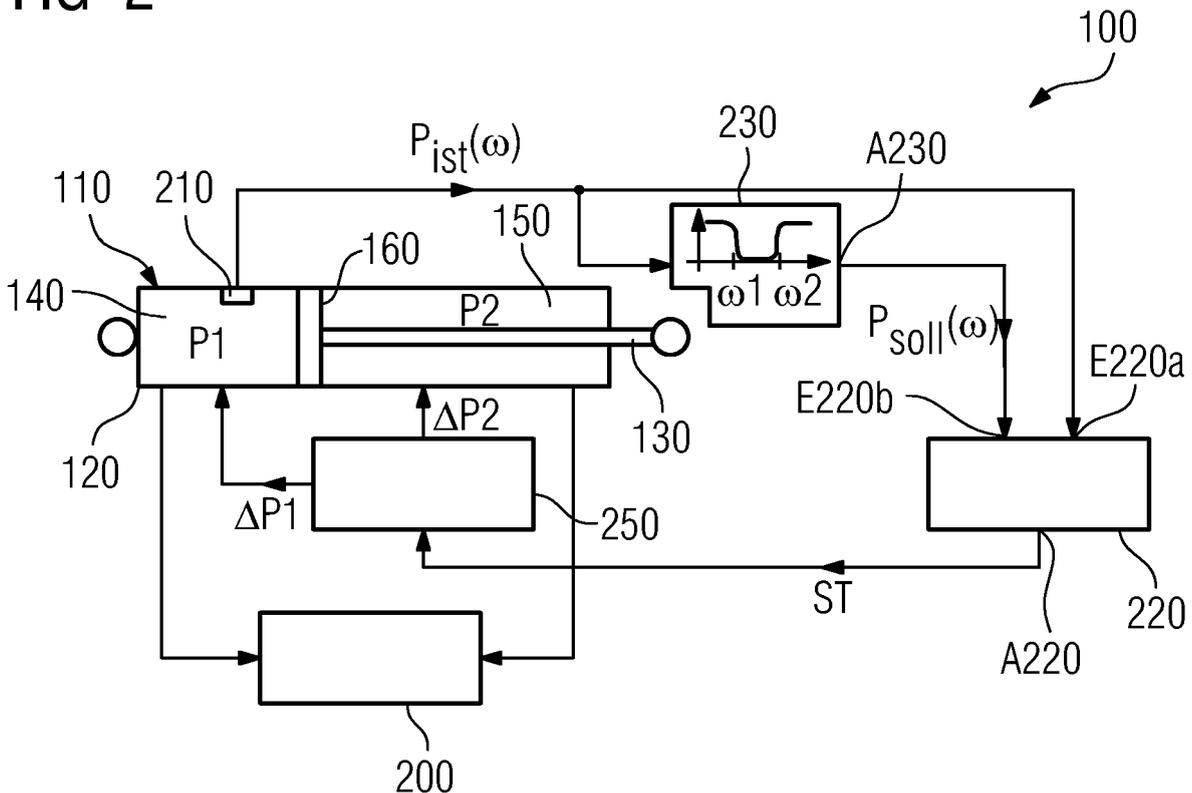
(54) **Dämpfungseinrichtung für ein Fahrgestell eines Fahrzeugs**

(57) Die Erfindung bezieht sich auf eine Dämpfungseinrichtung (100) für ein Fahrgestell eines Fahrzeugs, insbesondere eines Schienenfahrzeugs, mit einem Dämpfelement (110) zur Dämpfung der Radsatzhubbewegung zumindest eines Radsatzes des Fahrgestells.

Um zu erreichen, dass die Vertikalkräfte des Fahrzeugs bestmöglich gedämpft werden, ist erfindungsge-

mäß vorgesehen, 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 Fahrgestells die Dämpfungswirkung des Dämpfelements (110) reduzieren oder vollständig abschalten.

FIG 2



Beschreibung

[0001] Die Erfindung bezieht sich auf eine Dämpfungseinrichtung für ein Fahrgestell eines Fahrzeugs, insbesondere eines Schienenfahrzeugs, mit einem Dämpfelement, das zur Dämpfung der Radsatzhubbewegung zumindest eines Radsatzes des Fahrgestells bestimmt oder geeignet ist.

[0002] Derartige Dämpfungseinrichtungen werden beispielsweise bei Schienenfahrzeugen eingesetzt. 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] 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. Der Erfindung liegt demgemäß die Aufgabe zugrunde, eine Dämpfungseinrichtung anzugeben, die die Vertikalkräfte eines Fahrzeugs bestmöglich dämpft.

[0004] Diese Aufgabe wird ausgehend von einer Dämpfungseinrichtung der eingangs angegebenen Art erfindungsgemäß durch die kennzeichnenden Merkmale des Anspruchs 1 gelöst. Vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind in Unteransprüchen angegeben.

[0005] 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.

[0006] Ein wesentlicher Vorteil der erfindungsgemäßen Dämpfungseinrichtung 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:

[0007] 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.

[0008] 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 Dämpfungseinrichtung 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.

[0009] 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 Frequenzverhalten 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 Drehgestell-querbewegung $f_1 = \text{ca. } 3-4$ Hz und bei der Eigenfrequenz der Drehgestellnickbewegung $f_2 = \text{ca. } 8-9$ 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 Dämpfungseinrichtung deutlich.

[0010] 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 Primärfeder-

stufe entspricht. Im Ergebnis wird durch die erfindungsgemäßen Dämpfungsreduktionsmittel die auftretende Vertikalkraft für Frequenzen unterhalb der Radsatz-Hubeigenfrequenz deutlich reduziert.

[0011] Gemäß einer vorteilhaften Ausgestaltung der Dämpfungseinrichtung ist vorgesehen, dass das Dämpfelement durch einen Primärdämpfer, insbesondere eine Primärfederstufe gebildet ist.

[0012] Bevorzugt sind die Dämpfungsreduktionsmittel derart ausgestaltet, dass sie die Dämpfungswirkung des Dämpfelements in einem Frequenzbereich zumindest zwischen 2 und 10 Hz reduzieren oder vollständig abschalten.

[0013] Beispielsweise wird die Dämpfungseinrichtung für das Dämpfen eines Drehgestells eines Schienenfahrzeugs eingesetzt und ist dafür speziell angepasst. Bevorzugt 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.

[0014] Vorzugsweise wird vorgesehen, dass die Dämpfungsreduktionsmittel die Dämpfungswirkung des Dämpfelements in einem Frequenzband, das die Eigenfrequenz der Nickeigenbewegung des Drehgestells und die Eigenfrequenz der Querbewegung des Drehgestells einschließt, reduzieren oder vollständig abschalten. Beispielsweise 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.

[0015] Die Dämpfungseinrichtung kann beispielsweise speziell für ein Fahrgestell eines doppelt gefederten Schienenfahrzeugs ausgelegt sein.

[0016] Gemäß einer ersten besonders bevorzugten vorteilhaften Variante der Dämpfungseinrichtung 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.

[0017] 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.

[0018] 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.

[0019] Der Drucksensor, die Regeleinrichtung und das Stellglied können beispielsweise eine geschlossene Regelschleife bilden.

[0020] 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.

[0021] 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.

[0022] 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.

[0023] Gemäß einer zweiten besonders bevorzugten vorteilhaften Variante der Dämpfungseinrichtung 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 gegensinnig beeinflussen.

[0024] 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 er-

zeugt mit diesem die Regelsignale für die beiden Stellglieder.

[0025] Auch bei dieser zweiten vorteilhaften Ausgestaltung können die Stellglieder durch Pumpen und/oder Proportionalventile gebildet sein.

[0026] Vorzugsweise sind die Dämpfungsreduktionsmitteln konstruktiv derart ausgestaltet, dass die resultierende Dämpfungseinrichtung ohne Änderungen am Fahrzeug in den vorhandenen Bauraum für konventionelle Dämpfungseinrichtungen passt.

[0027] Als Erfindung wird außerdem ein Schienenfahrzeug angesehen, das mit einem Fahrgestell und mit einer der oben beschriebenen Dämpfungseinrichtungen ausgestattet ist. Bei einem solchen Schienenfahrzeug sind pro Fahrgestell bzw. pro Drehgestell beispielsweise vier Dämpfungseinrichtungen vorhanden, die vorzugsweise autark voneinander arbeiten.

[0028] Die Erfindung bezieht sich außerdem auf ein Verfahren zum Dämpfen der Radsatz-Hubbewegungen eines Fahrgestells eines Fahrzeugs, insbesondere eines Schienenfahrzeugs, mit einem dem Fahrgestell zugeordneten Primärdämpfer, insbesondere einer zugeordneten Primärfederstufe.

[0029] Um bei einem solchen Verfahren zu erreichen, dass die Vertikalkräfte des Fahrzeugs bestmöglich gedämpft werden, ist erfindungsgemäß vorgesehen, innerhalb eines vorgegebenen Schwingungsfrequenzbereichs unterhalb der Radsatz-Hubeigenfrequenz die Dämpfungswirkung des Primärdämpfers zu reduzieren oder vollständig abzuschalten.

[0030] Bezüglich der Vorteile des erfindungsgemäßen Verfahrens sei auf die obigen Ausführungen im Zusammenhang mit der erfindungsgemäßen Dämpfungseinrichtung verwiesen.

[0031] Die Erfindung wird nachfolgend anhand von Ausführungsbeispielen erläutert. Dabei zeigen:

Figur 2 ein erstes Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemäßen Dämpfungseinrichtung mit einem drosselbehafeten Dämpfelement,

Figur 3 ein zweites Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemäßen Dämpfungseinrichtung mit einem drossellosen Dämpfelement und

Figur 4 den Aufbau einer Regeleinrichtung der Dämpfungseinrichtung gemäß Figur 3 im Detail.

[0032] In den Figuren 2 und 3 werden für identische oder vergleichbare Komponenten stets dieselben Bezugszeichen verwendet.

[0033] In der Figur 2 erkennt man eine Dämpfungseinrichtung 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 Dämpf-

elements 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.

[0034] Innerhalb einer ersten, in der Figur 2 linken Dämpferkammer 140 des Dämpfelements 110 befindet sich eine Dämpferflüssigkeit mit dem Druck P1. 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.

[0035] 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.

[0036] Innerhalb der Dämpferkammer 140 ist ein Drucksensor 210 enthalten, der den Istdruck P1 innerhalb der Dämpferkammer 140 misst. Das entsprechende Messsignal ist in der Figur 2 mit den Bezugszeichen P_{ist} (ω) 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.

[0037] 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.

[0038] 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, gegensinnig bzw. gegenläufig arbeitende Proportionalventile, die in Abhängigkeit von dem Steuersignal ST den Druck P1 in der Dämpferkammer 110 um $\Delta P1$ erhöhen bzw. erniedrigen und entsprechend umgekehrt in der zweiten Dämpferkammer 150 den Druck P2 entsprechend um $\Delta P2 = -\Delta P1$ erniedrigen bzw. erhöhen.

[0039] 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 $P_{\text{soil}}(\omega)$ möglichst klein bzw. möglichst gleich Null wird.

[0040] 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.

[0041] 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 Dämpfelements 110 reduzieren oder vollständig abschalten.

[0042] 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 $\Delta P_1(\omega)$ und $\Delta P_2(\omega)$ für die beiden Druckkammern 140 und 150 aufbauen können.

[0043] 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.

[0044] Das Stellglied 250 gemäß Figur 3 arbeitet wie das Stellglied 250 gemäß der Figur 2 und erzeugt ausgangsseitig Druckwerte ΔP_1 und ΔP_2 , 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.

[0045] 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(w) umgewandelt wird. Ausgangsseitig steht mit der FourierTransformationseinrichtung 400 ein Eingang E410a einer Auswerteinrichtung 410 in Verbindung, deren weiterer Eingang E410b mit einem Korrekturfilter 430 verbunden ist. Das Korrekturfilter 430 ist eingangsseitig ebenfalls mit dem frequenzbezogenen Ausgangssignal S(w) der FourierTransformationseinrichtung 400 beaufschlagt.

[0046] Die Auswerteinrichtung 410 bildet einen Regler, der das Steuersignal ST derart erzeugt, dass die Abweichung zwischen dem gefilterten, frequenzbezogenen Ausgangssignal S'(w) und dem ungefilterten, frequenzbezogenen Ausgangssignal S(w) 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.

[0047] 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(w)" 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.

[0048] 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 Auswerteinrichtung 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 Auswerteinrichtung 410 übernommen werden würde.

[0049] 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 Programmieren 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 Regel-

einrichtung 220 festlegen.

[0050] 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 Dämpfelements 110 reduzieren oder vollständig abschalten.

[0051] 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. Dämpfungseinrichtung (100) für ein Fahrgestell eines Fahrzeugs, insbesondere eines Schienenfahrzeugs, mit einem Dämpfelement (110) zur Dämpfung der Radsatzhubbewegung zumindest eines Radsatzes des Fahrgestells, **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 Fahrgestells die Dämpfungswirkung des Dämpfelements (110) reduzieren oder vollständig abschalten.
2. Dämpfungseinrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Dämpfelement durch einen Primärdämpfer, insbesondere eine Primärferderstufe gebildet ist.
3. Dämpfungseinrichtung nach einem der voranstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Dämpfungsreduktionsmittel derart ausgestaltet sind, dass sie die Dämpfungswirkung des Dämpfelementes in einem Frequenzbereich zumindest zwischen 2 und 10 Hz reduzieren oder vollständig abschalten.
4. Dämpfungseinrichtung nach einem der voranstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Dämpfungseinrichtung für ein Drehgestell eines Schienenfahrzeugs ausgelegt ist und die Dämpfungsreduktionsmittel derart ausgestaltet sind, dass sie die Dämpfungswirkung des Dämpfelements zumindest für die Eigenfrequenz (f_2) der Nickeigenbewegung des Drehgestells und/oder für die Eigenfrequenz (f_1) der Querbewegung des Drehgestells und/oder für den Frequenzbereich zwischen den Eigenfrequenzen der Nickbewegung und der Querbewegung reduzieren oder vollständig abschalten.
5. Dämpfungseinrichtung nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Dämpfungsreduktionsmittel die Dämpfungswirkung des Dämpfelements in einem Frequenzband, das die Eigenfrequenz der Nickeigenbewegung des Drehgestells und die Eigenfrequenz der Querbewegung des Drehgestells einschließt, reduzieren oder vollständig abschalten.
6. Dämpfungseinrichtung nach einem der voranstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Dämpfungsreduktionsmittel die Dämpfungswirkung des Dämpfelements in einem Frequenzband zwischen der niedrigsten und der höchsten Eigenfrequenz des Drehgestells reduzieren oder vollständig abschalten.
7. Dämpfungseinrichtung nach einem der voranstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Dämpfungsreduktionsmittel die Dämpfungswirkung des Dämpfelements in einem Frequenzband zwischen 1 Hz und 25 Hz, vorzugsweise einem Frequenzband zwischen 3 Hz und 20 Hz, reduzieren oder vollständig abschalten.
8. Dämpfungseinrichtung nach einem der voranstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Dämpfungseinrichtung für ein doppelt gefedertes Schienenfahrzeugs ausgelegt ist.
9. Dämpfungseinrichtung 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.
10. Dämpfungseinrichtung nach Anspruch 9, **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.
11. Dämpfungseinrichtung nach einem der voranstehenden Ansprüche 9 oder 10, **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 ($P_{\text{soll}}(\omega)$) 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.
12. Dämpfungseinrichtung nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Drucksensor, die Regeleinrichtung und das Stellglied eine geschlossene Regelschleife bilden.
13. Dämpfungseinrichtung 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.
14. Dämpfungseinrichtung nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Korrekturfilter in dem vorgegebenen Schwingungsfrequenzbereich für die Messwerte des Drucksensors undurchlässig und außerhalb des vorgegebenen Schwingungsfrequenzbereichs für die Messwerte des Drucksensors durchlässig ist.
15. Dämpfungseinrichtung nach einem der voranstehenden Ansprüche 10 bis 14, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Stellglied eine Pumpe und/oder ein Proportionalventil aufweist.
16. Dämpfungseinrichtung 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.
17. Dämpfungseinrichtung nach einem der voranstehenden Ansprüche 10 bis 16, **dadurch gekennzeichnet, dass** für jede der beiden Dämpferkammern jeweils ein Drucksensor und ein Stellglied vorgesehen ist.
18. Dämpfungseinrichtung nach Anspruch 17, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Regeleinrichtung die beiden Stellglieder gegensinnig ansteuert.
19. Dämpfungseinrichtung nach einem der voranstehenden Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, dass**
- 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,
 - ein Wandler (300) vorhanden ist, der ein die mechanische Verschiebebewegung des Trenngliedes erfassendes Messsignal erzeugt,
 - eine Regeleinrichtung (220) mit dem Wandler in Verbindung steht, die das Messsignal des Wandlers verarbeitet und ein Regelsignal (ST) erzeugt, und
 - ein mit der Regeleinrichtung verbundenes Stellglied (250) vorhanden ist, das das Regelsignal der Regeleinrichtung umsetzt, indem es die Druckwerte der beiden Dämpferkammern gegensinnig beeinflusst.
20. Dämpfungseinrichtung nach Anspruch 19, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Regeleinrichtung (220) eine Fouriertransformationseinrichtung (400), ein mit der Fouriertransformationseinrichtung verbundenes 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.
21. Dämpfungseinrichtung nach Anspruch 20, **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.
22. Dämpfungseinrichtung nach Anspruch 20 oder 21, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Stellglied (250) Pumpen und/oder Proportionalventile aufweist.
23. Schienenfahrzeug mit einem Fahrgestell, das mit zumindest einer Dämpfungseinrichtung (100) gemäß einem der voranstehenden Ansprüche ausgestattet

ist.

24. Schienenfahrzeug nach Anspruch 23, **dadurch gekennzeichnet, dass** mit dem Fahrgestell vier Dämpfungseinrichtungen gemäß einem der Ansprüche 1 bis 21 verbunden sind, wobei die Dämpfungseinrichtungen separat voneinander arbeiten. 5
25. Verfahren zum Dämpfen der Radsatz-Hubbewegungen eines Fahrgestells eines Fahrzeugs, insbesondere eines Schienenfahrzeugs, das mit einem dem Fahrgestell zugeordneten Primärdämpfer, insbesondere einer Primärfederstufe, ausgestattet ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** innerhalb eines vorgegebenen Schwingungsfrequenzbereichs ($\omega_1 < \omega < \omega_3$) unterhalb der Radsatz-Hubeigenfrequenz (f_3) die Dämpfungswirkung des Primärdämpfers reduziert oder vollständig abgeschaltet wird. 10
15

20

25

30

35

40

45

50

55

FIG 1

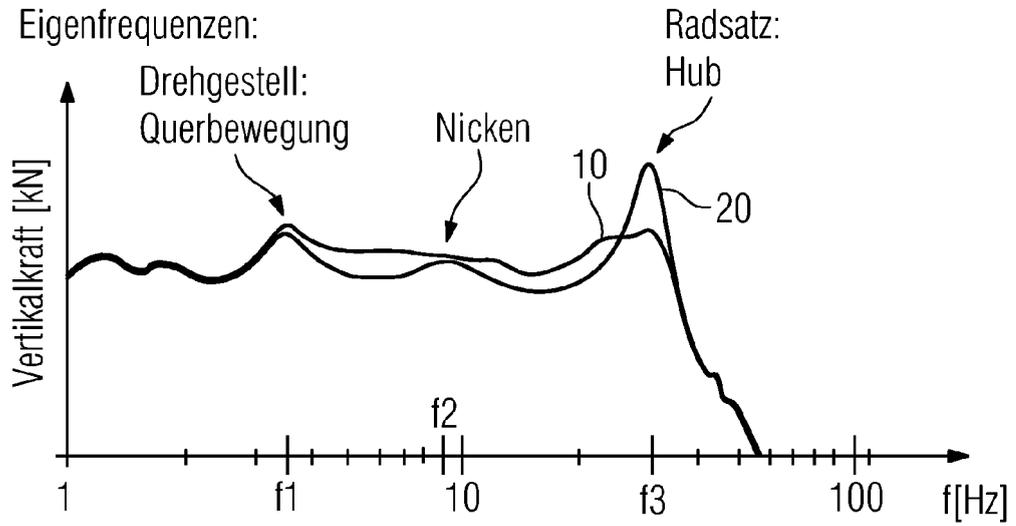


FIG 2

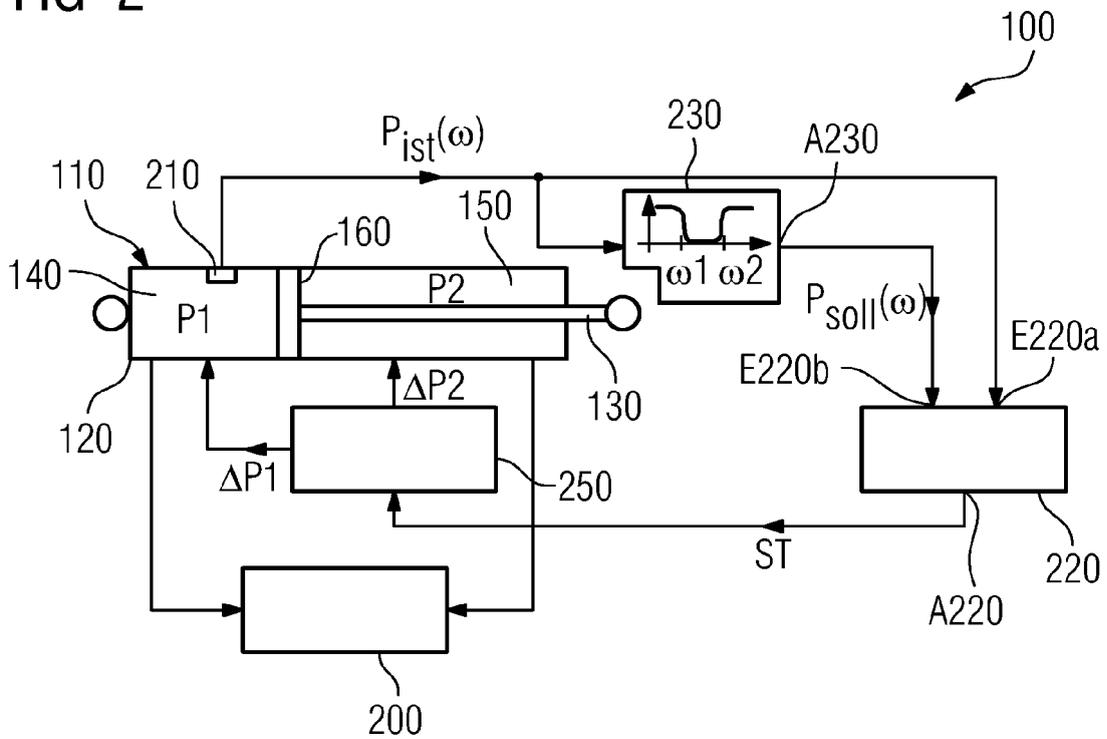


FIG 3

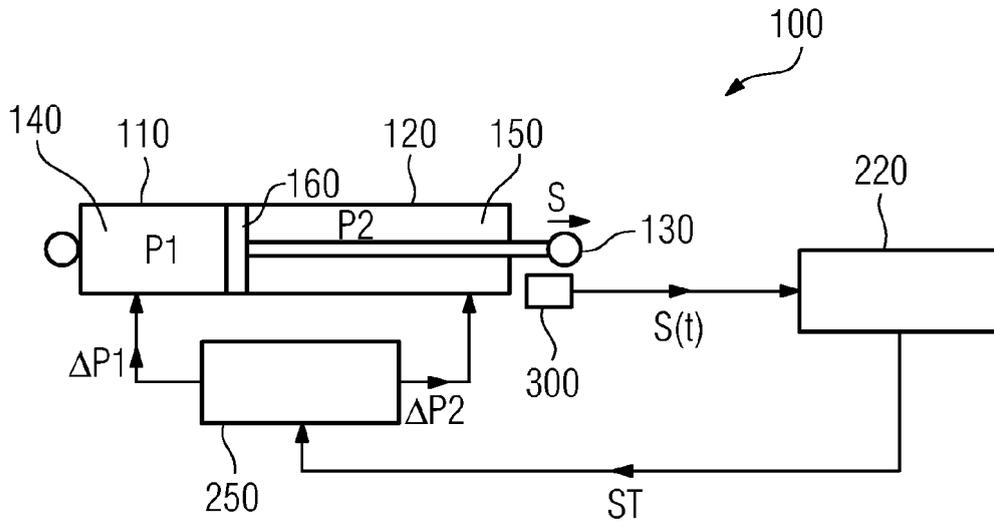


FIG 4

