



(11)

EP 1 574 469 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
12.03.2014 Patentblatt 2014/11

(51) Int Cl.:
B66B 7/04 (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **05001167.5**

(22) Anmeldetag: **21.01.2005**

(54) **Verfahren für den Entwurf eines Reglers zur Schwingungsdämpfung an einer Aufzugskabine**

Design method for the controller design of an active elevator car shock attenuation system

Méthode pour développer le régulateur d'un système antichoc de cabine d'ascenseur

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

(30) Priorität: **02.02.2004 EP 04405064**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
14.09.2005 Patentblatt 2005/37

(73) Patentinhaber: **Inventio AG**
6052 Hergiswil (CH)

(72) Erfinder:
• **Husmann, Josef, Masch.-Ing.**
6006 Luzern (CH)

• **Musch, Hans, Ing.**
8032 Zürich (CH)

(56) Entgegenhaltungen:
US-A- 5 321 217

• **MARRA M A ET AL: "VIBRATION CONTROL FOR MACHINING USING H TECHNIQUES" PROCEEDINGS OF SOUTHEASTCON. RALEIGH, MAR. 26 - 29, 1995, NEW YORK, IEEE, US, 26. März 1995 (1995-03-26), Seiten 436-442, XP000538678 ISBN: 0-7803-2643-1**

EP 1 574 469 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Verfahren für den Entwurf eines Reglers zur Schwingungsdämpfung an einer Aufzugskabine, wobei der Reglerentwurf auf einem Modell der Aufzugskabine basiert.

[0002] Mit der Patentschrift EP 0 731 051 B1 ist eine Einrichtung und ein Verfahren zur Schwingungsdämpfung an einer Aufzugskabine bekannt geworden. Quer zur Fahrtrichtung auftretende Schwingungen bzw. Beschleunigungen werden durch eine schnelle Regelung reduziert, sodass sie in der Aufzugskabine nicht mehr spürbar sind. Zur Erfassung der Messwerte sind am Kabinenrahmen Trägheitssensoren angeordnet. Ausserdem führt ein langsamer Positionsregler die Aufzugskabine bei einseitiger Schiefelage gegenüber den Führungsschienen selbsttätig in eine Mittellage nach, wobei Positionssensoren die Messwerte an Positionsregler liefern.

[0003] Auch das Druckschrift "Vibration Control for machining using H_{∞} Techniques" von University of Kentucky, offenbart am 26.03.95, beschreibt ein Verfahren zur Schwingungsdämpfung.

[0004] Zur Reduktion der Schwingungen bzw. der Beschleunigungen an der Aufzugskabine sind ein Mehrgrößenregler und ein weiterer Mehrgrößenregler zur Aufrechterhaltung des Spiels an den Führungsrollen bzw. der aufrechten Lage der Aufzugskabine vorgesehen. Die Stellsignale der beiden Regler werden addiert und steuern je einen Aktuator pro Rollenführung und pro Horizontalrichtung.

[0005] Der Reglerentwurf basiert auf einem Modell der Aufzugskabine, welches die wesentlichen Strukturresonanzen berücksichtigt.

[0006] Nachteilig ist, dass das Gesamtmodell zu grosser Komplexität neigt, trotz ausgefeilter Methoden zur Reduktion der Anzahl Pole. Als Folge davon wird der modellbasierte Regler ebenfalls komplex.

[0007] Hier will die Erfindung Abhilfe schaffen. Die Erfindung, wie sie in Anspruch 1 gekennzeichnet ist, löst die Aufgabe, die Nachteile des bekannten Verfahrens zu vermeiden und ein einfaches Verfahren für den Entwurf eines Reglers vorzuschlagen.

[0008] Vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind in den abhängigen Patentansprüchen angegeben.

[0009] Vorteilhafterweise wird beim erfindungsgemässen Verfahren ein Gesamtmodell der Aufzugskabine mit bekannter Struktur vorgegeben. Es handelt sich dabei um ein sogenanntes Mehrkörpersystem (MKS) Modell, welches mehrere starre Körper umfasst. Das MKS Modell beschreibt die wesentliche elastische Struktur der Aufzugskabine mit den Führungsrollen und den Aktuatoren sowie die Kraftkoppelung mit den Führungsschienen. Die Modellparameter sind mehr oder weniger gut bekannt oder es liegen Schätzungen vor, wobei die Parameter für die verwendete Aufzugskabine zu identifizieren bzw. zu bestimmen sind. Dabei werden die Übertragungsfunktionen bzw. Frequenzgänge des Modells mit den gemessenen Übertragungsfunktionen bzw. Frequenzgängen verglichen. Mit Hilfe eines Algorithmus zur Optimierung von Funktionen mit mehreren Variablen werden die geschätzten Modellparameter verändert um grösstmögliche Übereinstimmung zu erzielen.

[0010] Weiter vorteilhaft ist, dass als Messeinrichtung für die zu messenden Übertragungsfunktionen bzw. Frequenzgänge das aktive Schwingungsdämpfungssystem der Aufzugskabine selbst verwendbar ist. Mit den Aktuatoren wird die Aufzugskabine angeregt und mit den Beschleunigungssensoren bzw. mit den Positionssensoren werden die Antworten gemessen.

[0011] Diese modellbasierte Entwurfsmethode des Reglers gewährleistet die bestmögliche aktive Schwingungsdämpfung für die einzelnen Aufzugskabinen mit sehr unterschiedlichen Parametern.

[0012] Mit oben genanntem Identifikationsverfahren wird sichergestellt, dass als Resultat das einfachste und konsistenteste Modell der Aufzugskabine vorliegt. Vorteilhafterweise hat der auf diesem Modell basierende Regler eine bessere Güte bzw. eine bessere Regelqualität. Ausserdem ist das Verfahren systematisch beschreibbar und lässt sich weitgehend automatisieren und in wesentlich kürzerer Zeit durchführen.

[0013] Basierend auf dem MKS Modell mit identifizierten Parametern wird ein robuster Mehrgrößenregler entworfen zur Reduktion der Beschleunigung und ein Positionsregler zur Aufrechterhaltung des Spiels an den Führungsrollen.

[0014] Der Beschleunigungsregler hat das Verhalten eines Bandpassfilters und die beste Wirkung in einem mittleren Frequenzbereich von etwa 1 Hz bis 4 Hz. Unterhalb und oberhalb dieses Frequenzbandes wird die Verstärkung und damit die Wirksamkeit des Beschleunigungsreglers reduziert.

[0015] Im tiefen Frequenzbereich wird die Wirkung des Beschleunigungsreglers durch das verfügbare Spiel an den Führungsrollen und den darauf auszulegenden Positionsregler begrenzt. Der Positionsregler bewirkt, dass die Aufzugskabine einem Mittelwert der Schienenprofile folgt, während der Beschleunigungsregler eine geradlinige Bewegung bewirkt. Dieser Zielkonflikt wird gelöst, indem die beiden Regler in unterschiedlichen Frequenzbereichen wirksam sind. Die Verstärkung des Positionsreglers ist bei tiefen Frequenzen gross und nimmt dann ab. Das heisst, er hat die Eigenschaft eines Tiefpassfilters. Umgekehrt hat der Beschleunigungsregler bei tiefen Frequenzen eine kleine Verstärkung.

[0016] Im hohen Frequenzbereich wird die Wirkung des Beschleunigungsreglers durch die Elastizität der Aufzugskabine begrenzt. Die erste Strukturresonanz kann beispielsweise bei 12 Hz auftreten, wobei dieser Wert stark von der Bauweise der Aufzugskabine abhängig ist und deutlich tiefer liegen kann. Oberhalb der ersten Strukturresonanz kann der Regler die Beschleunigung am Kabinenkörper nicht mehr reduzieren. Es besteht sogar die Gefahr, dass Struktur-

resonanzen angeregt werden, oder dass Instabilität auftreten kann. Mit Kenntnis des dynamischen Systemmodells der Regelstrecke kann der Regler so ausgelegt werden, dass dies vermieden werden kann.

[0017] Anhand der beiliegenden Figuren wird die vorliegende Erfindung näher erläutert:

5 Es zeigen:

Fig. 1
ein Mehrkörpersystem (MKS) Modell einer Aufzugskabine,

10 Fig. 2 eine Führungsrolle mit Rollenkräften,

Fig. 3
ein Stellglied mit Führungsrolle, Aktuator und Sensoren,

15 Fig. 4
eine schematische Darstellung der geregelten Achsen,

Fig. 5
die Verstärkung der gemessenen Beschleunigung und des identifizierten Modells,

20 Fig. 6 und Fig. 7
einen optimierten Regler mit den identifizierten Parametern zur aktiven Schwingungsdämpfung,

Fig. 8
25 Signalflossschema für den Entwurf eines H_∞ -Reglers mit Regler und Regelstrecke,

Fig. 9
den Verlauf der Singularwerte eines Positionsreglers in y-Richtung,

30 Fig. 10
den Verlauf der Singularwerte eines Beschleunigungsreglers in y-Richtung und

Fig. 11 ein Kraftsignal zur Anregung der Aktuatoren.

35 **[0018]** Das MKS Modell muss die wesentlichen Eigenschaften der Aufzugskabine bezüglich Fahrkomfort wiedergeben. Da bei der Identifikation der Parameter nur mit linearen Modellen gearbeitet werden kann, müssen alle nichtlinearen Effekte vernachlässigt werden. Die ersten Eigenfrequenzen der elastischen Aufzugskabine liegen so tief, dass sie sich mit den sogenannten Starrkörper-Eigenfrequenzen der Gesamtkabine überschneiden können.

40 **[0019]** Wie in Fig. 1 gezeigt sind zur Modellierung der elastischen Aufzugskabine 1 mindestens zwei starre Körper erforderlich, nämlich Kabinenkörper 2 und Kabinenrahmen 3. Kabinenkörper 2 und Kabinenrahmen 3 sind mittels Elastomerfedern 4.1 bis 4.6, der sogenannten Kabinenisolation 4 verbunden. Diese reduziert die Übertragung von Körperschall vom Rahmen auf den Kabinenkörper. Zur Modellierung einer starren Aufzugskabine 1 genügt es, Kabinenkörper und Kabinenrahmen gesamthaft als einen Körper zu betrachten.

45 **[0020]** Die Quersteifigkeit von Kabinenkörper 2 und von Kabinenrahmen 3 ist wesentlich geringer als die Steifigkeit in Vertikalrichtung. Dies kann mit der Aufteilung in je mindestens zwei Starrkörper, nämlich Kabinenkörper 2.1 und 2.2 und Kabinenrahmen 3.1 und 3.2 modelliert werden. Die mindestens zwei Teilkörper sind horizontal durch Federn 5, 6.1 und 6.2 gekoppelt und können vertikal als starr verbunden betrachtet werden.

50 **[0021]** Die Führungsrollen 7.1 bis 7.8 mit den anteiligen Massen von Hebeln und Aktuatoren können mit mindestens 8 Starrkörpern modelliert oder auch vernachlässigt werden. Dies ist abhängig von den zugehörigen Eigenfrequenzen der Führungsrollen und von der oberen Grenze des Frequenzbereiches der betrachtet wird. Da die Eigenfrequenz des Aktuator-Rolle-Systems im geregelten Zustand zu Instabilität führen kann, wird die Modellierung mit Starrkörpern bevorzugt. Diese sind nur senkrecht zur Aufstandsfläche an der Schiene gegenüber dem Rahmen verschiebbar und mit den Rollenführungsfedern 8.1 bis 8.8 gekoppelt. In den anderen Richtungen sind sie starr mit dem Rahmen verbunden.

55 **[0022]** Wie in Fig. 2 gezeigt ist das Führungsverhalten bzw. die Kraftkoppelung zwischen Führungsrollen und Führungsschienen wichtig. Zur Modellbildung sind im wesentlichen nur die zwei horizontalen Kraftkomponenten notwendig. Die vertikale Kraftkomponente, die aus dem Rollwiderstand resultiert, kann vernachlässigt werden. Die Normalkraft ergibt sich aus der elastischen Kompression des Rollenbelages 9.1 bis 9.8. Die Axial- oder Querkraft ergibt sich aus dem Winkel zwischen der Geraden senkrecht zur Rollachse und parallel zur Schiene und der tatsächlichen Bewe-

gungsrichtung des Rollenmittelpunktes.

[0023] Mathematisch sind folgende Zusammenhänge relevant:

$$F_{RA} = - \tan(\alpha) * F_{RN} * K \quad \{1\}$$

F_{RA} : Rollenkraft in Achsrichtung in [N]

α : Schräglaufwinkel in [rad]

F_{RN} : Rollenkraft normal zur Aufstandsfläche [N]

K : Konstante ohne Dimension, wird durch Messung bestimmt

[0024] Das Kraftgesetz {1} wird spätestens dann ungültig, wenn die Grenzen der Haftreibungskraft erreicht werden sowie bei grossem Schräglaufwinkel α . Dieser wird bei kleiner Fahrgeschwindigkeit schnell grösser und beträgt im Stillstand ungefähr 90 Grad. Das Kraftgesetz {1} gilt also nur für die fahrende Kabine.

[0025] Für die Rollenkraft in Achsrichtung bei fahrender Kabine gilt dann näherungsweise:

$$F_{RA} = - v_A / v_K * F_{RN} * K$$

$$F_{RA} = - v_A * (F_{RN} * K / v_K)$$

v_K : Vertikalgeschwindigkeit der Kabine [m/s]

v_A : Geschwindigkeit der Kabine in Achsrichtung [m/s]

[0026] K ist eine Konstante, v_K und F_{RN} können als konstant betrachtet werden, wenn die Vorspannkraft deutlich grösser als der dynamische Anteil der Normalkraft ist. Das bedeutet, dass die Rollenkraft in Achsrichtung proportional und entgegengesetzt zur Geschwindigkeit in Achsrichtung und umgekehrt proportional zur Fahrgeschwindigkeit der Aufzugskabine ist.

[0027] Querschwingungen der Kabine werden also durch die Rollen gedämpft wie von einem viskosen Dämpfer, wobei die Wirkung mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit kleiner wird.

[0028] Wie in Fig. 3 gezeigt sind die Führungsrollen 7 mit einem um eine Achse 10' drehbaren Hebel 10 mit dem Kabinenrahmen 3 verbunden, wobei die Rollenführungsfeder 8 eine Kraft zwischen Hebel und Kabinenrahmen erzeugt. Ein Aktuator 11 erzeugt eine Kraft die parallel zur Rollenführungsfeder wirkt. Ein Positionssensor 12 misst die Position des Hebels 10 bzw. der Führungsrolle 7. Ein Beschleunigungssensor 13 misst die Beschleunigung des Kabinenrahmens 3 senkrecht zur Aufstandsfläche des Rollenbelags 9 auf der Führungsschiene 14. Das Bezugszeichen des jeweiligen Elementes gilt wie in Fig. 1 gezeigt (beispielsweise an der Aufzugskabine 1 unten rechts: 7.1,8.1,9.1,10.1,11.1,12.1,13.1).

[0029] An der Aufzugskabine 1 sind vier untere Führungsrollen 7.1 bis 7.4 mit Aktuatoren und Positionssensoren vorgesehen. Zusätzlich können auch vier obere Führungsrollen 7.5 bis 7.8 mit Aktuatoren und Positionssensoren vorgesehen sein. Die Anzahl der benötigten Beschleunigungssensoren 13 entspricht der Anzahl der geregelten Achsen, wobei mindestens drei und höchstens sechs Beschleunigungssensoren vorgesehen sind. Wie in Fig. 4 gezeigt wird für die aktive Schwingungsdämpfung der Aufzugskabine 1 die Zahl der Achsen von acht auf sechs reduziert, oder von vier auf drei Achsen, wenn nur unten aktiv geregelt wird. Zu jeder Achse A_{n_i} gehört ein Tripel von Signalen F_{n_i} , P_{n_i} , a_{n_i} für Aktuatorkraft, Position und Beschleunigung. Der Index i ist die fortlaufende Numerierung im jeweiligen Achsensystem und n steht für Zahl der Achsen des Systems.

[0030] Die Signale des unteren und des oberen Rollenpaares zwischen den Führungsschienen 14.1 bzw. 14.2 werden folgendermassen zusammengefasst:

Das Kraftsignal F_{6_1} für die Aktuatoren 11.1 und 11.3 bzw. das Kraftsignal F_{6_4} für die Aktuatoren 11.5 und 11.7 wird in eine positive und eine negative Hälfte aufgeteilt. Jeder Aktuator wird nur von einer Hälfte angesteuert und kann nur Druckkraft im Rollenbelag erzeugen. Von den Signalen der Positionssensoren 12.1 und 12.3 wird ein Mittelwert gebildet und das gleiche gilt für die Positionssensoren 12.5 und 12.7. Von den Signalen der Beschleunigungssensoren 13.1 und 13.3, bzw. 13.5 und 13.7 wird ebenfalls ein Mittelwert gebildet. Da die Beschleunigungssensoren

13.1 und 13.3, bzw. 13.5 und 13.7 auf einer Achse liegen und durch den unteren oder oberen Kabinenrahmen starr verbunden sind, messen sie prinzipiell das Gleiche und es kann je ein Sensor des jeweiligen Paares weggelassen werden.

[0031] Bei den Messfahrten werden ein oder mehrere Aktuatoren mit einem Kraftsignal wie in Fig. 11 gezeigt angesteuert und die Aufzugskabine 1 zu Vibrationen quer zur Fahrtrichtung so angeregt, dass deutlich messbare Signale in den Positionssensoren 12 und in den Beschleunigungssensoren 13 entstehen. Damit die Korrelation der Messungen mit den Kraftsignalen zuverlässig bestimmt werden kann, wird üblicherweise nur ein Aktuator oder Aktuatorpaar angesteuert. Wie in Tabelle 1 gezeigt sind dann mindestens so viele Messfahrten notwendig wie aktive Achsen vorgesehen sind.

Tabelle 1

Anregung: eine oder mehrere gleichzeitig	Messungen: Alle gleichzeitig	
F6 ₁	P6 ₁	a6 ₁
F6 ₂	P6 ₂	a6 ₂
F6 ₃	P6 ₃	a6 ₃
F6 ₄	P6 ₄	a6 ₄
F6 ₅	P6 ₅	a6 ₅
F6 ₆	P6 ₆	a6 ₆

[0032] Das Frequenzspektrum der Kraftsignale sowie der gemessenen Positionssignale und Beschleunigungssignale werden durch Fouriertransformation bestimmt. Die Übertragungsfunktionen im Frequenzbereich oder Frequenzgänge $G_{i,j}(\omega)$ mit der Kreisfrequenz ω als Argument, werden bestimmt, indem die Spektren der Messungen durch das zugehörige Spektrum des Kraftsignals dividiert werden. Dabei ist i der Index der Messung und j der Index der Kraft.

$$G^P_{i,j}(\omega) = \frac{P_i(\omega)}{F_j(\omega)}$$

$$G^a_{i,j}(\omega) = \frac{a_i(\omega)}{F_j(\omega)}$$

$$G(\omega) = \begin{bmatrix} G^P(\omega) \\ G^a(\omega) \end{bmatrix}$$

[0033] $G^P_{i,j}(\omega)$ sind die einzelnen Frequenzgänge von Kraft zu Position und $G^a_{i,j}(\omega)$ sind die einzelnen Frequenzgänge von Kraft zu Beschleunigung. Die Matrix $G^P(\omega)$ enthält alle Frequenzgänge Kraft zu Position und Matrix $G^a(\omega)$ alle

[0034] Frequenzgänge Kraft zu Beschleunigung. Matrix $G(\omega)$ entsteht aus der vertikalen Zusammensetzung von $G^P(\omega)$ und $G^a(\omega)$.

[0035] Für ein 6-Achsensystem resultieren so $2 \times 6 \times 6 = 72$ Übertragungsfunktionen und für ein 3-Achsensystem $2 \times 3 \times 3 = 18$ Übertragungsfunktionen. Bei Kabinen deren Schwerpunkt auf der Achse zwischen den Führungsschienen 14.1 und 14.2 liegt, sind die Kopplungen und die Korrelation zwischen den beiden horizontalen Richtungen x und y schwach. Darum wird nur ungefähr die Hälfte der Übertragungsfunktionen weiterverwendet, die übrigen scheiden aus, wegen ungenügender Korrelation.

[0036] Das MKS Modell der Kabine ist im Allgemeinen ein lineares System. Falls dieses nichtlineare Teile enthält wird durch numerische Differenzbildung ein vollständig linearisiertes Modell in einem geeigneten Betriebszustand erzeugt. Im linearen Zustandsraum wird das MKS Modell mit folgenden Gleichungen beschrieben:

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

$$y = Cx + Du$$

x ist der Vektor der Zustände des Systems, welche im Allgemeinen von aussen nicht sichtbar sind. Zustände des Systems sind im vorliegenden Fall:

Positionen und Geschwindigkeiten der Schwerpunkte im Starrkörpermodell, sowie Drehwinkel und Drehgeschwindigkeiten. Ableitungen der Zustände sind Geschwindigkeiten und Beschleunigungen. Die Geschwindigkeit ist damit Zustand und Ableitung zugleich.

[0037] Der Vektor $\dot{x}$ enthält die Ableitungen von x nach der Zeit. y ist ein Vektor, der die gemessenen Grössen enthält, also Positionen und Beschleunigungen. Der Vektor u enthält die Eingänge (Aktuatorkräfte) des Systems. A, B, C und D sind Matrizen welche zusammen die sogenannte Jacobimatrix bilden durch die ein lineares System vollständig beschrieben wird. Die Frequenzantwort des Systems ist gegeben durch

$$G^{\wedge}(\omega) = D + C(j\omega I - A)^{-1}B.$$

[0038] $G^{\wedge}(\omega)$ ist eine Matrix mit gleich vielen Zeilen wie Messungen im Vektor y und gleich vielen Spalten wie Eingänge im Vektor u und enthält alle Frequenzgänge des MKS Modells der Kabine.

[0039] Eine Jacobimatrix enthält alle partiellen Ableitungen eines Systems von Gleichungen. Bei einem linearen System von gekoppelten Differenzialgleichungen 1. Ordnung sind das die konstanten Koeffizienten der A, B, C und D Matrizen.

[0040] Das Modell enthält eine Anzahl gut bekannter Parameter wie beispielsweise Abmessungen und Masse und eine Anzahl schlecht bekannter Parameter wie beispielsweise Federraten und Dämpfungskonstanten. Diese schlecht bekannten Parameter gilt es zu identifizieren. Die Identifikation wird durchgeführt, indem die Frequenzgänge des Modells mit den gemessenen Frequenzgängen verglichen werden. Mit einem Optimierungsalgorithmus werden die schlecht bekannten Modellparameter solange verändert bis das Minimum der Summe e aller Abweichungen der Frequenzgänge des Modells von den gemessenen Frequenzgängen gefunden wird.

$$e_{i,j}(\omega) = \frac{|G_{i,j}^{\wedge}(\omega)| - |G_{i,j}(\omega)|}{\sqrt{|G_{i,j}(\omega)|}} \cdot w(\omega)$$

$$e = \sum_i \sum_j \sum_{\omega} [e_{i,j}(\omega)]^2$$

$w(\omega)$ ist eine von der Frequenz abhängige Gewichtung. Sie sorgt dafür, dass nur wichtige Teile der gemessenen Frequenzgänge im Modell nachgebildet werden.

[0041] Ein Optimierungsalgorithmus kann wie folgt kurz umschreiben werden: Gegeben ist eine Funktion mit mehreren Variablen. Gesucht wird ein Minimum oder Maximum dieser Funktion. Ein Optimierungsalgorithmus sucht diese Extrema. Es gibt viele verschiedene Algorithmen, z.B. die Methode des schnellsten Abstiegs sucht den grössten Gradienten mit Hilfe der partiellen Ableitungen und findet lokale Minima schnell, kann dafür aber andere übersehen. Optimierung ist in vielen Fachgebieten angewandte Mathematik und ein wichtiges Gebiet wissenschaftlicher Forschung.

[0042] Fig. 5 zeigt die frequenzabhängigen Verstärkungen der Beschleunigung gemessen und vom identifizierten Modell. $|G_{1,1}^a|$ bedeutet Betrag oder Amplitude der Übertragungsfunktion bzw. des Frequenzganges Kraft zu Beschleunigung mit Ausgang Beschleunigung von Achse 1 und mit Eingang Kraft von Achse 1. Dimension: $1 \text{ mg/N} = 1 \text{ milli-g/N} = 0.0981 \text{ m/s}^2/\text{N} \sim 1 \text{ cm/s}^2/\text{N}$.

[0043] Fig. 11 zeigt das Kraftsignal zur Anregung der Aktuatoren 11. Die Anregung erfolgt mit einem sogenannten Random Binary Signal, das mittels Zufallsgenerator erzeugt wird, wobei die Amplitude des Signals fest, beispielsweise auf $\pm 300 \text{ N}$ eingestellt werden kann und das Spektrum breit und gleichmässig verteilt ist.

[0044] Das Modell mit den identifizierten Parametern bildet die Grundlage für den Entwurf eines optimalen Reglers zur aktiven Schwingungsdämpfung. Reglerstruktur und -Parameter sind abhängig von den Eigenschaften der zu regeln-

den Strecke, in diesem Fall von der Aufzugskabine. Die Aufzugskabine hat ein statisches und dynamisches Verhalten, welches durch das Modell beschrieben wird. Wichtige Parameter sind: Massen und Massenträgheitsmomente, Geometrie wie beispielsweise Höhe(n), Breite(n), Tiefe(n), Spurmass usw., Federraten und Dämpfungswerte. Ändern sich die Parameter, so hat das Einfluss auf das Verhalten der Aufzugskabine und damit auf die Einstellungen des Reglers zur Schwingungsdämpfung. Bei einem klassischen PID-Regler (Proportional-, Integral- und Differential-Regler) sind drei Verstärkungen einzustellen, was sich manuell gut bewältigen lässt. Der Regler für den vorliegenden Fall hat weit über hundert Parameter, wobei eine manuelle Einstellung praktisch nicht mehr möglich ist. Die Parameter müssen deshalb automatisch ermittelt werden. Dies ist nur mit Hilfe von einem Modell, das die wesentlichen Eigenschaften der Aufzugskabine beschreibt, möglich.

[0045] Die Regelung wie in Fig. 6 gezeigt ist aufgeteilt in zwei parallel geschaltete Regler:

Ein Positionsregler 15 und ein Beschleunigungsregler 16. Es sind auch andere Strukturen der Regelung möglich, insbesondere eine Kaskadenschaltung von Positions- und

Beschleunigungsregler wie in Fig. 7 gezeigt. Die Regler sind linear, zeitinvariant, zeitdiskret und sie regeln mehrere Achsen gleichzeitig, daher kommt die Bezeichnung MIMO für Multi Input, Multi Output. n ist der fortlaufende Index des Zeitschrittes in einem zeitdiskreten oder "digitalen" Regler.

[0046] Die aufdatierten Zustände $x(n+1)$ für den nächsten Zeitschritt werden berechnet, damit sie dort zur Verfügung stehen.

[0047] Ein dynamisches System ist zeitinvariant, wenn die beschreibenden Parameter konstant bleiben. Ein linearer Regler ist zeitinvariant, wenn die Systemmatrizen A, B, C und D sich nicht ändern. Regler die auf einem digitalen Rechner realisiert sind, sind immer auch zeitdiskret. Das heisst sie machen die Eingaben, Berechnungen und Ausgaben in festen Zeitabständen.

[0048] Beim Reglerentwurf wird die sogenannte H_∞ Methode verwendet. Fig. 8 zeigt das Signalflossschema des H_∞ -Entwurfsverfahrens mit geschlossenem Regelkreis. Hauptvorteil des H_∞ Entwurfsverfahrens ist, dass es sich automatisieren lässt. Dabei wird die H_∞ - Norm des zu regelnden Systems mit geschlossenem Regelkreis minimiert. Die H_∞ - Norm einer Matrix A mit mxn Elementen ist gegeben durch:

$$\|A\|_\infty = \max_i \sum_{j=1}^n |a_{i,j}| \quad (\text{maximale "Zeilensumme"})$$

[0049] Beim zu regelnden System handelt es sich um das identifizierte Modell der Aufzugskabine 1 mit der Bezeichnung P für Plant wie in Fig. 8 gezeigt. Das gewünschte Verhalten des Reglers K mit Bezugszeichen 17 wird mit Hilfe von zusätzlichen Gewichtungsfunktionen am Eingang und am Ausgang des Systems erzeugt.

- w_v modelliert die Störungen im Frequenzbereich am Eingang des Systems
- w_r ist ein kleiner konstanter Wert
- w_u limitiert den Reglerausgang
- w_y hat den Wert eins

[0050] Fig. 8 ist ein Schema zum Entwurf des Reglers mit der H_∞ - Methode. w ist das Vektorsignal am Eingang und ist aus v und r zusammengesetzt. z ist das Vektorsignal am Ausgang, wobei gilt $z = T \cdot w$. T setzt sich zusammen aus Regler, Regelstecke und Gewichtungsfunktionen. P6 oder a6 bilden die Rückführung im geschlossenen Regelkreis, beim getrennten Entwurf vom Positionsregler oder vom Beschleunigungsregler. F6 ist der Ausgang oder das Stellsignal des Reglers.

[0051] Minimiert wird die H_∞ -Norm von $\|z\|_\infty / \|w\|_\infty = \|T\|_\infty$. Dazu wird wiederum ein Optimierungsalgorithmus benötigt, der die Parameter des Reglers solange ändert bis ein Minimum gefunden wurde.

[0052] Fig. 9 zeigt den Verlauf der Singularwerte eines Positionsreglers in y-Richtung. Dieser hat vorwiegend ein integrierendes Verhalten.

[0053] Fig. 10 zeigt den Verlauf der Singularwerte eines Beschleunigungsreglers in y-Richtung. Dieser hat eine Bandpasscharakteristik.

[0054] Singularwerte sind ein Mass für die Gesamtverstärkung einer Matrix. Eine n x n Matrix hat n Singularwerte. Dimension: $1 \text{ N/mg} = 1 \text{ N/milli-g} = \text{N}/(0.0981 \text{ m/s}^2) \sim 1 \text{ N}/(\text{cm/s}^2)$.

Patentansprüche

1. Verfahren für den Entwurf eines Reglers zur Schwingungsdämpfung an einer Aufzugskabine (1), wobei der Reglerentwurf auf einem Modell der Aufzugskabine (1) basiert,

5 wobei

ein Gesamtmodell der Aufzugskabine (1) mit mehr oder weniger gut bekannten oder geschätzten Modellparametern verwendet wird, wobei die Parameter für die verwendete Aufzugskabine identifiziert werden durch Vergleich der Übertragungsfunktionen bzw. der Frequenzgänge des Modells mit den gemessenen Übertragungsfunktionen bzw. den gemessenen Frequenzgängen und die Modellparameter verändert werden um grösstmögliche Übereinstimmung mit den gemessenen Frequenzgängen zu erzielen, wobei das Modell mit den identifizierten Parametern als Grundlage für den Entwurf eines optimalen Reglers zur aktiven Schwingungsdämpfung dient, und dass als Messeinrichtung für die zu messenden Übertragungsfunktionen bzw. Frequenzgänge das aktive Schwingungsdämpfungssystem der Aufzugskabine (1) selbst vorgesehen ist, wobei die Aufzugskabine (1) mittels Aktuatoren (11) angeregt wird und mittels Beschleunigungssensoren (13) bzw. mittels Positionssensoren (12) die Antworten gemessen werden.

10
2. Verfahren nach Anspruch 1,

dadurch gekennzeichnet,

dass die Modellparameter mittels Optimierungsalgorithmus verändert werden bis das Minimum der Summe (e) aller Abweichungen der Frequenzgänge des Modells von den gemessenen Frequenzgängen gefunden ist.

20
3. Verfahren nach Anspruch 2,

dadurch gekennzeichnet,

dass die Abweichungen zwischen den Frequenzgängen des Modells und den gemessenen Frequenzgängen bei der Berechnung der Summe (e) mit einem frequenzabhängigen Wert $w(w)$ gewichtet werden.

25
4. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche,

dadurch gekennzeichnet,

dass der Regler (17) mit Hilfe des H_∞ -Verfahrens entworfen wird.

30
5. Verfahren nach Anspruch 4,

dadurch gekennzeichnet,

dass der Regler (17) einen Positionsregler (15) aufweist, der die Aktuatoren (11) in Abhängigkeit der Position der Aufzugskabine (1) ansteuert, wobei die Führungselemente (7) eine vorgegebene Position einnehmen und

35 **dass** der Regler (17) einen Beschleunigungsregler (16) aufweist, der die Aktuatoren (11) in Abhängigkeit der Beschleunigung der Aufzugskabine (1) ansteuert, wobei an der Aufzugskabine (1) auftretende Schwingungen unterdrückt werden.
6. Verfahren nach Anspruch 5,

dadurch gekennzeichnet,

dass der Positionsregler (15) und der Beschleunigungsregler (16) parallel geschaltet sind, wobei die Stellsignale des Positionsreglers (15) und des Beschleunigungsreglers (16) addiert und den Aktuatoren (11) als Summensignal zugeführt werden.

40
7. Verfahren nach Anspruch 5,

dadurch gekennzeichnet,

dass der Positionsregler (15) und der Beschleunigungsregler (16) in Serie geschaltet sind, wobei das Stellsignal des Positionsreglers (15) dem Beschleunigungsregler (16) als Eingangssignal zugeführt wird.

45
8. Verfahren nach einem der Ansprüche 5 bis 7,

dadurch gekennzeichnet,

dass der Positionsregler (15) und der Beschleunigungsregler (16) im wesentlichen in unterschiedlichen Frequenzbereichen wirksam sind.

50
9. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche,

dadurch gekennzeichnet,

dass das Mehrkörpersystem (MKS) Modell für eine elastische Aufzugskabine mindestens zwei den Kabinenkörper (2) sowie den Kabinenrahmen (3) beschreibende Körper umfasst oder für eine starre Aufzugskabine (1) Kabinen-

55

körper (2) und Kabinenrahmen (3) gesamthaft als einen Körper umfasst.

Claims

1. Design method for a controller for vibration damping on a lift cabin (1), the controller design being based on a model of the lift cabin (1), wherein an overall model of the lift cabin (1) having more or less well-known or estimated model parameters is used, wherein the parameters of the lift cabin used are identified by comparing the transfer functions or the frequency responses of the model with the measured transfer functions or the measured frequency responses, and the model parameters are changed in order to obtain the greatest possible agreement with the measured frequency responses, wherein the model having the identified parameters serves as the basis for the design of an optimal controller for the active vibration damping, and wherein the active vibration damping system of the lift cabin (1) itself is provided as a measuring device for the transfer functions or frequency responses to be measured, wherein the lift cabin (1) is excited by means of actuators (11) and the responses are measured by means of acceleration sensors (13) or by means of position sensors (12).
2. Method according to Claim 1,
characterized in that
the model parameters are changed by means of optimization algorithms until the minimum of the sum (e) of all the deviations of the frequency responses of the model from the measured frequency responses has been found.
3. Method according to Claim 2,
characterized in that
the deviations between the frequency responses of the model and the measured frequency responses are weighted with a frequency-dependent value $w(\omega)$ when calculating the sum (e).
4. Method according to one of the preceding claims,
characterized in that
the controller (17) is designed with the aid of the H_∞ method.
5. Method according to Claim 4,
characterized in that
the controller (17) has a position controller (15), which drives the actuators (11) as a function of the position of the lift cabin (1), the guide elements (7) assuming a predefined position, and
the controller (17) has an acceleration controller (16), which drives the actuators (11) as a function of the acceleration of the lift cabin (1), vibrations occurring on the lift cabin (1) being suppressed.
6. Method according to Claim 5,
characterized in that
the position controller (15) and the acceleration controller (16) are connected in parallel, the actuating signals from the position controller (15) and from the acceleration controller (16) being added and fed to the actuators (11) as an aggregate signal.
7. Method according to Claim 5,
characterized in that
the position controller (15) and the acceleration controller (16) are connected in series, the actuating signal from the position controller (15) being fed to the acceleration controller (16) as an input signal.
8. Method according to one of Claims 5 to 7,
characterized in that
the position controller (15) and the acceleration controller (16) are active substantially in different frequency ranges.
9. Method according to one of the preceding claims,
characterized in that
the multi-body system (MBS) model for an elastic lift cabin comprises at least two bodies describing the cabin body (2) and the cabin frame (3) or, for a rigid lift cabin (1), comprises cabin body (2) and cabin frame (3) in their entirety as one body.

Revendications

1. Procédé pour développer un régulateur pour l'amortissement des vibrations contre une cabine d'ascenseur (1), l'ébauche de régulateur se basant sur un modèle de la cabine d'ascenseur (1), un modèle global de la cabine d'ascenseur (1) comprenant des paramètres de modèle plus ou moins bien connus ou évalués étant utilisé, les paramètres pour la cabine d'ascenseur utilisée étant identifiés par comparaison des fonctions de transmission ou des couloirs de fréquences du modèle avec les fonctions de transmission mesurées ou avec les couloirs de fréquences mesurés et les paramètres de modèle étant modifiés pour coïncider le plus possible avec les couloirs de fréquences mesurés, le modèle comportant les paramètres identifiés servant de base au développement d'un régulateur optimal pour l'amortissement des vibrations actif et le système antivibrations actif de la cabine d'ascenseur (1) étant prévu lui-même comme dispositif de mesure pour les fonctions de transmission ou couloirs de fréquences à mesurer, la cabine d'ascenseur (1) étant activée par le biais d'actionneurs (11) et les réponses étant mesurées à l'aide de capteurs d'accélération (13) ou de capteurs de position (12).
2. Procédé selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** les paramètres de modèle sont modifiés à l'aide d'un algorithme d'optimisation jusqu'à ce que le minimum de la somme (e) de tous les écarts des couloirs de fréquences du modèle par rapport aux couloirs de fréquences mesurés soit trouvé.
3. Procédé selon la revendication 2, **caractérisé en ce que** les écarts entre les couloirs de fréquences du modèle et les couloirs de fréquences mesurés sont pondérés lors du calcul de la somme (e) avec une valeur $w(\omega)$ dépendant de la fréquence.
4. Procédé selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le régulateur (17) est développé à l'aide du procédé H_∞ .
5. Procédé selon la revendication 4, **caractérisé en ce que** le régulateur (17) comporte un régulateur de position (15) excitant les actionneurs (11) en fonction de la position de la cabine d'ascenseur (1), les éléments de guidage (7) prenant une position prédéfinie, et **en ce que** le régulateur (17) comporte un régulateur d'accélération (16) excitant les actionneurs (11) en fonction de l'accélération de la cabine d'ascenseur (1), les vibrations survenant contre la cabine d'ascenseur (1) étant jugulées.
6. Procédé selon la revendication 5, **caractérisé en ce que** le régulateur de position (15) et le régulateur d'accélération (16) sont connectés en parallèle, les signaux de réglage du régulateur de position (15) et du régulateur d'accélération (16) étant additionnés et amenés aux actionneurs (11) sous la forme d'un signal de somme.
7. Procédé selon la revendication 5, **caractérisé en ce que** le régulateur de position (15) et le régulateur d'accélération (16) sont connectés en série, le signal de réglage du régulateur de position (15) étant amené au régulateur d'accélération (16) sous la forme d'un signal d'entrée.
8. Procédé selon l'une quelconque des revendications 5 à 7, **caractérisé en ce que** le régulateur de position (15) et le régulateur d'accélération (16) sont pour l'essentiel actifs dans différentes plages de fréquences.
9. Procédé selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le modèle de système à plusieurs corps (MKS), pour une cabine d'ascenseur élastique, comprend au moins deux corps décrivant le corps de cabine (2) ainsi que le châssis de cabine (3) ou, pour une cabine d'ascenseur (1) rigide, un corps de cabine (2) et un châssis de cabine (3) formant ensemble un corps.

Fig. 1

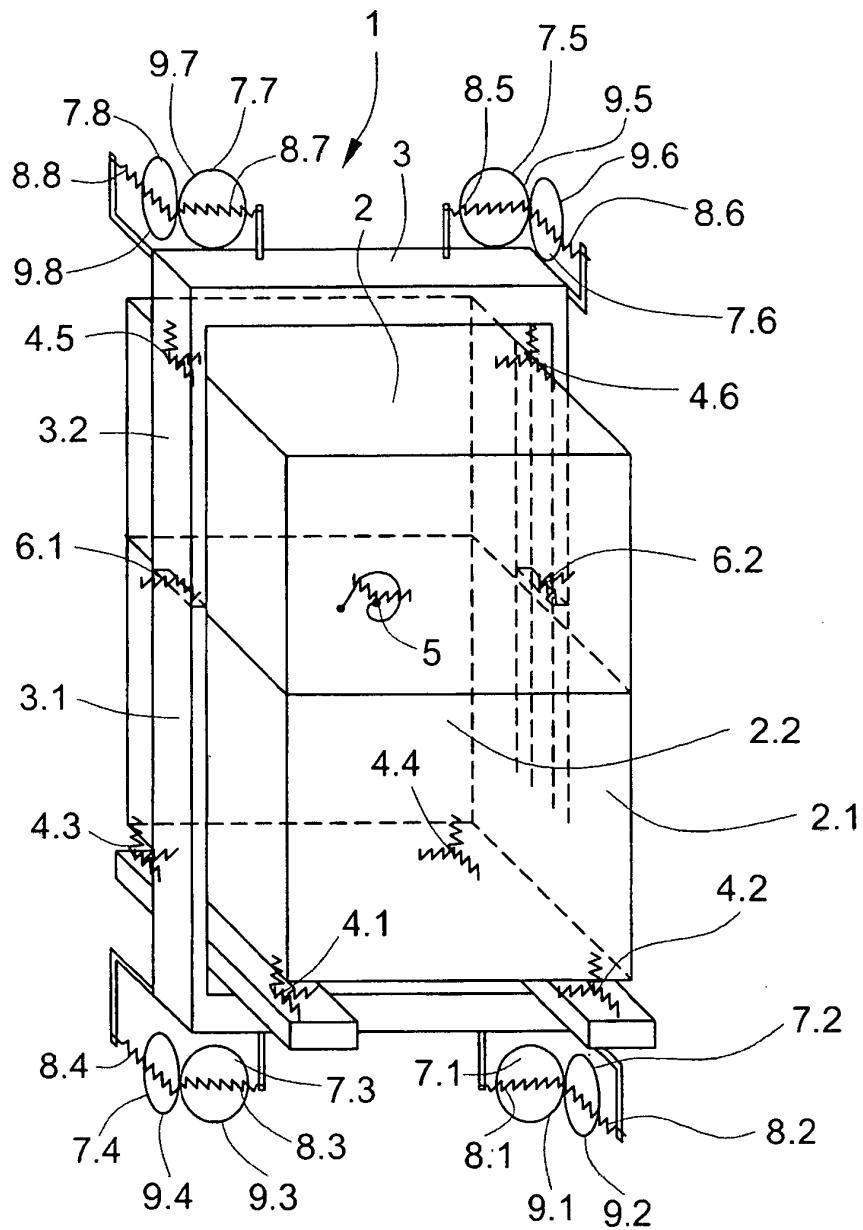


Fig. 2

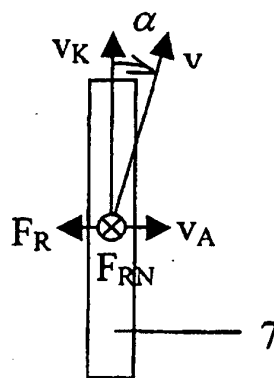


Fig. 3

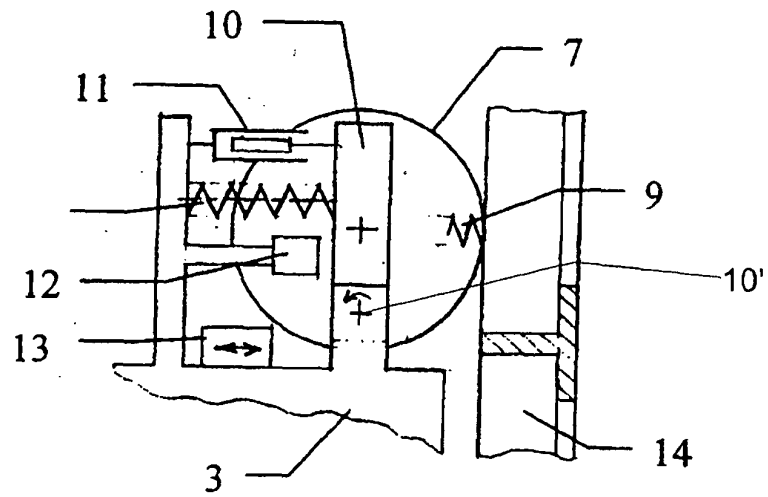


Fig. 4

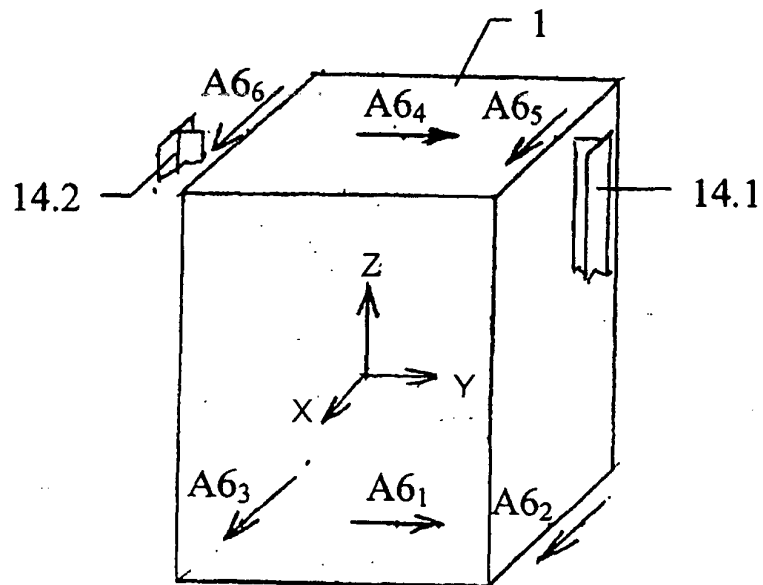


Fig. 5

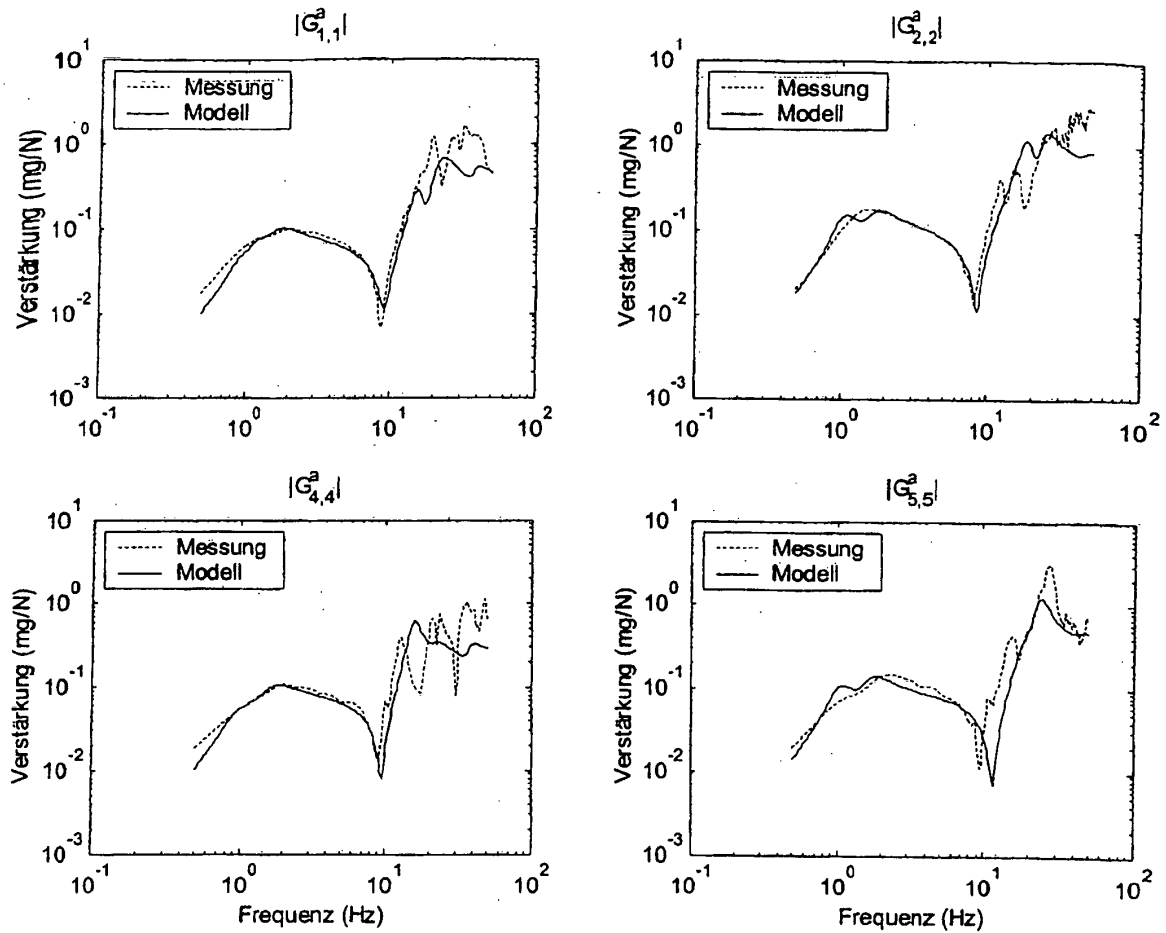


Fig. 6

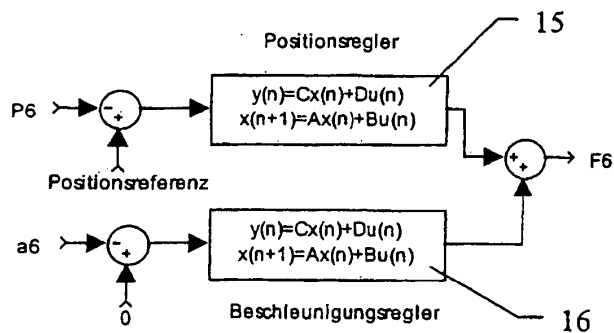


Fig. 7

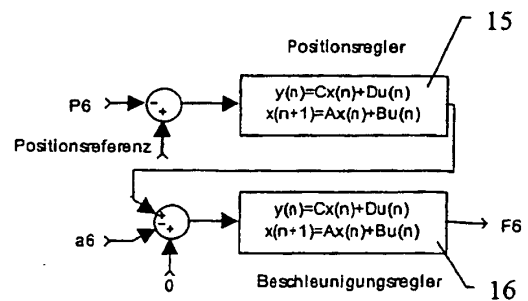


Fig. 8

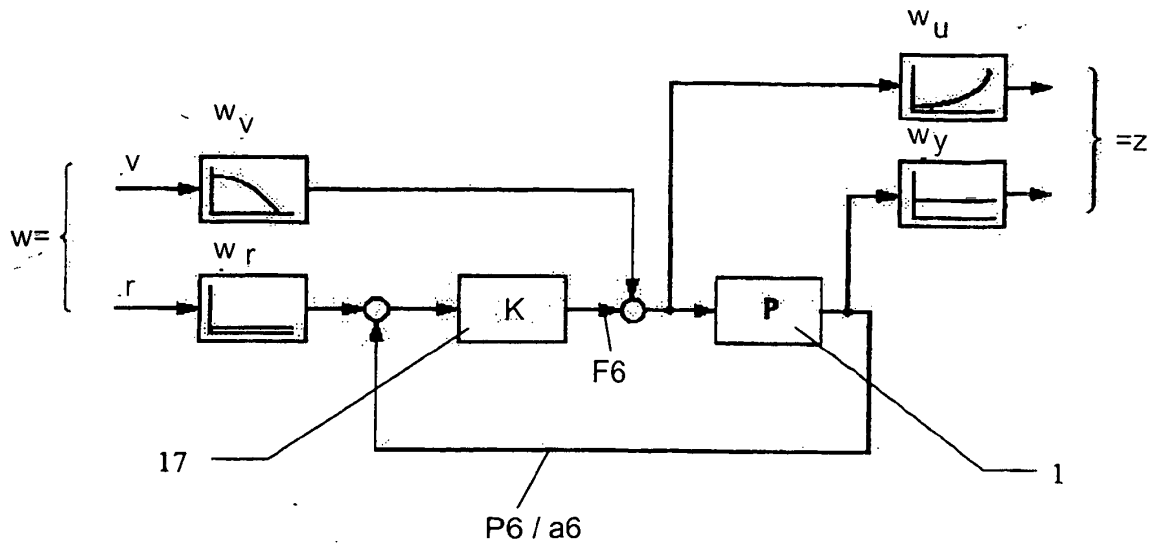


Fig. 11

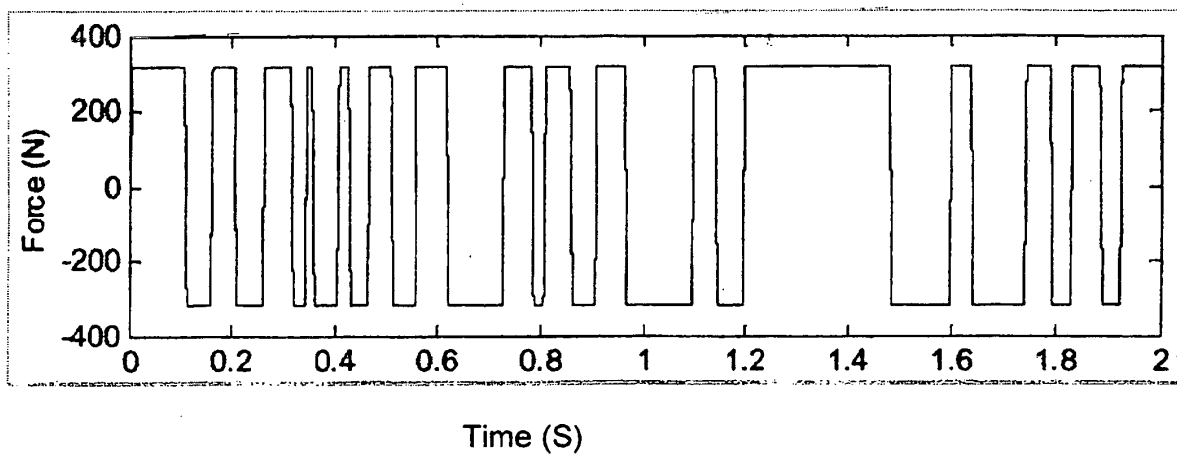


Fig. 9

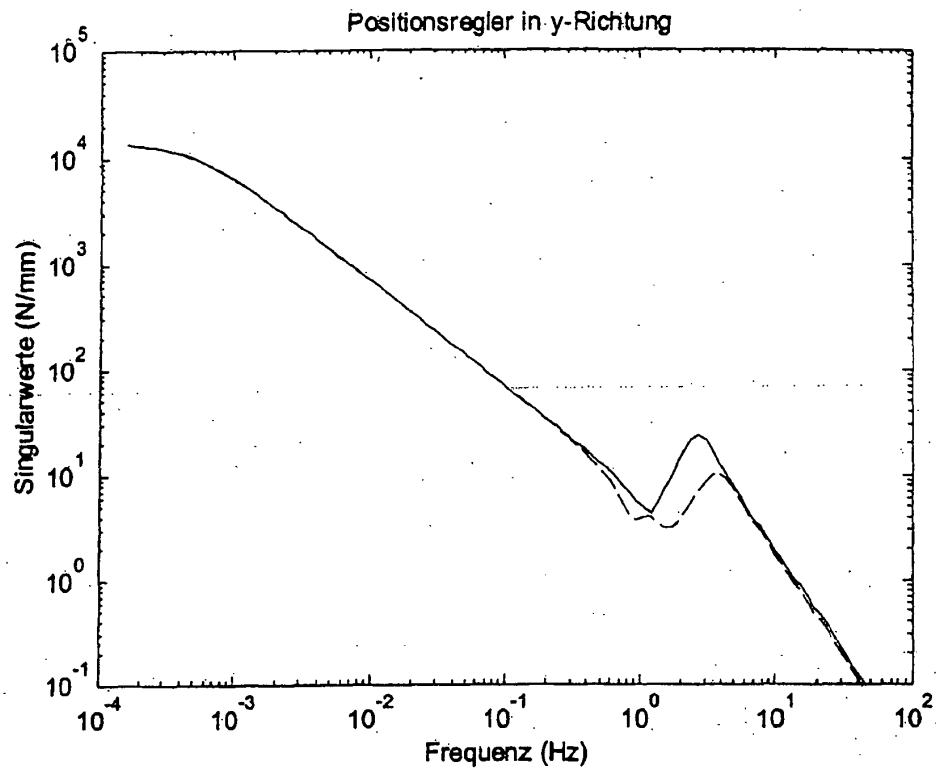
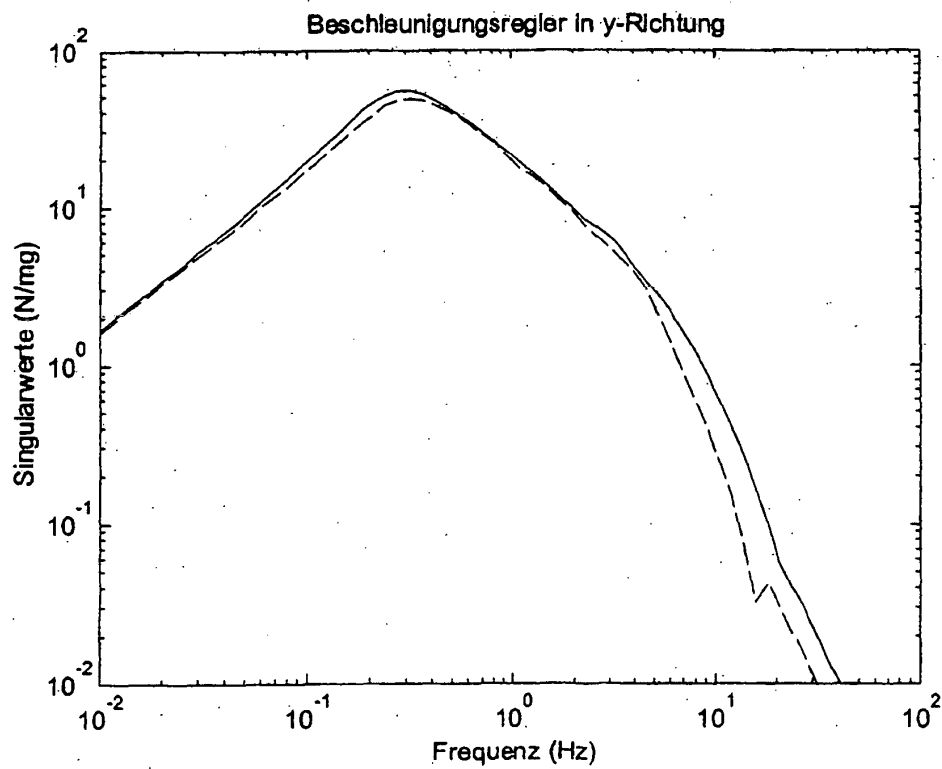


Fig. 10



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

- EP 0731051 B1 [0002]