

(12) **Österreichische Patentanmeldung**

(21) Anmeldenummer: **A 9299/2007**
PCT/FI2007/000188

(51) Int. Cl.⁸: **D21G 1/00** (2006.01),
F16F 7/10 (2006.01)

(22) Anmeldetag: **05.07.2007**

(43) Veröffentlicht am: **15.05.2009**

(30) Priorität:

05.07.2006 FI 20060653 beansprucht.

(73) Patentinhaber:

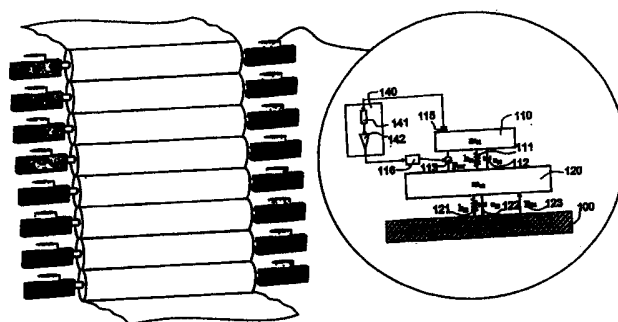
METSO PAPER, INC.
SF-00130 HELSINKI (FI)

(72) Erfinder:

JORKAMA MARKO
JÄRVENPÄÄ (FI)
VIRTANEN TIMO
ESPOO (FI)

(54) **VERFAHREN UND VORRICHTUNG ZUR DÄMPFUNG VON WALZENSCHWINGUNGEN**

(57) Die Schwingungsvorrichtung ist konfiguriert, um mit einer Frequenz zu schwingen, die einer gewünschten Schwingungsfrequenz entspricht, die von dem Primärsystem (120, 220) zu dämpfen ist, so wie zum Beispiel eine Querstreifigkeitsfrequenz, so dass die betroffenen Schwingungen mit Schaltkreisen auf der Grundlage eines verzögerten Resonatorprinzips zur Dämpfung der Walzenschwingungen in der Faserbahnmaschine geregelt werden können. Die Walzenschwingungen können somit in dem Primärsystem einer Faserbahnmaschine bedeutend gedämpft werden. Die Verringerung der Walzenschwingungen kann automatisch oder selbsteinstellend sein, weshalb eine manuelle Regelung nicht notwendigerweise erforderlich ist. Weiterhin ist eine relativ genaue Verringerung der Walzenschwingungen möglich, d. h. die Frequenz der so genannten Gegenschwingungsvorrichtung gleicht die schädlichen Schwingungen der tatsächlichen primären Schwingungsvorrichtung aus.



Z u s a m m e n f a s s u n g

Die Schwingungsvorrichtung ist konfiguriert, um mit einer Frequenz zu schwingen, die einer gewünschten Schwingungsfrequenz entspricht, die von dem Primärsystem (120, 220) zu dämpfen ist, so wie zum Beispiel eine Querstreifigkeitsfrequenz, so dass die betroffenen Schwingungen mit Schaltkreisen auf der Grundlage eines verzögerten Resonatorprinzips zur Dämpfung der Walzenschwingungen in der Faserbahnmaschine geregelt werden können. Die Walzenschwingungen können somit in dem Primärsystem einer Faserbahnmaschine bedeutend gedämpft werden. Die Verringerung der Walzenschwingungen kann automatisch oder selbsteinstellend sein, weshalb eine manuelle Regelung nicht notwendigerweise erforderlich ist. Weiterhin ist eine relativ genaue Verringerung der Walzenschwingungen möglich, d. h. die Frequenz der sogenannten Gegenschwingungsvorrichtung gleicht die schädlichen Schwingungen der tatsächlichen primären Schwingungsvorrichtung aus.

Figur 1

014078

Verfahren und Vorrichtung zur Dämpfung von Walzenschwingungen

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Dämpfung von Walzenschwingungen sowie einen Walzenschwingungsdämpfer und eine Faserbahnmaschine oder eine mit einem Walzenschwingungsdämpfer ausgestattete Vorrichtung.

Für den Betrieb von in Faserbahnmaschinen wie zum Beispiel Papiermaschinen oder Papierfertigbearbeitungsmaschinen verwendeten Walzen ist es von Bedeutung, dass die Größenordnung der in den Walzen auftretenden Schwingungen ausreichend niedrig gehalten wird. Die Definition von ausreichend niedrig ist von der Anwendung und der Position der betroffenen Walze abhängig. Walzen, die gegeneinander drücken, um einen Walzenspalt auszubilden, verhalten sich hinsichtlich der erzeugten Bahn etwas anders als sich separat drehende Walzen.

Durch die Schwingungen der einen Walzenspalt ausbildenden Walzen werden aussetzende Markierungen auf der Bahn verursacht, wenn sich diese durch den Walzenspalt hindurch bewegt. Die Bahnmarkierungen, die den Schwingungen der Walzen entsprechen, treten typischerweise in Form einer nicht wünschenswerten Schwankung zum Beispiel der Dicke, des Glanzes, der Glattheit oder der Dichte auf, wodurch die Qualität der Bahn geschwächt wird. Der Schwingungsreiz entspricht typischerweise einem Vielfachen der Drehfrequenz einer beliebigen Walze. Die Schwingungen sind auch zeitabhängig, wenn die Gegendruckwalze des Walzenspaltes eine weiche Oberfläche aufweist, da das Polymer des Walzenüberzuges während des Betriebes eine Verformung

durchläuft, die während der Drehung nicht wieder hergestellt wird. Die Verformung der Walzenoberfläche wirkt als zusätzlicher Reiz, wodurch die beginnenden Schwingungen verstärkt werden. Dieses Beispielphänomen, welches als Querstreifigkeit bekannt ist, kann durch eine passende Veränderung der Betriebsbedingungen oder Regelungsparameter wie zum Beispiel Antriebsgeschwindigkeit, Walzenspaltlast oder Walzendrehmomentverteilung verringert werden.

Das Ziel von Papiermaschinen und Papierfertigbearbeitungsmaschinen besteht in der Produktion einer Qualität, die über die gesamte Charge so homogen wie möglich ist, so dass Veränderungen bei den Regelungsparametern zum Zwecke der Minimierung von Schwingungen ebenfalls zusätzliche Regelungen im Vergleich zu Betriebsbedingungen erfordern würden, bei denen Schwingungen durch andere Mittel unter Kontrolle gehalten werden können.

Bei Onlinemaschinen ist eine ausreichend schnelle Veränderung der Antriebsgeschwindigkeit insbesondere deshalb gewöhnlich zum Beispiel auf Grund der Anzahl von Regelungen und ihrer Langsamkeit nicht möglich. Die produzierte Qualität kann während der Veränderung nicht einheitlich gehalten werden, so dass das Endergebnis von der gewünschten Qualität abweicht.

Einzel schwingende Walzen verursachen in erster Linie eine entsprechende zyklische Veränderung bei der Bahnspannung, wodurch insbesondere die Lauffähigkeit der Maschine geschwächt wird. In Bezug auf die Konstruktionslebensdauer haben die Schwingungen auch eine negative Auswirkung auf Grund einer ununterbrochenen Dauerschwingbeanspruchung.

Es wurden zahlreiche unterschiedliche Verfahren vorgeschlagen, um Schwingungsprobleme bei Faserbahnmaschinen zu lösen. Passive Massendämpfer wurden zum Beispiel seit Jahrzehnten verwendet.

Ein Verfahren und Vorrichtung zur Dämpfung von Walzenschwingungen wird in der Patentveröffentlichung FI 101320B (entspricht der EP 1 015 695 B1) präsentiert. Bei dieser Erfindung werden Schwingungen in Papiermaschinen oder Papierfertigbearbeitungsmaschinen mit einem dynamischen Dämpfer gedämpft, der eine Masse und eine Feder aufweist, wobei die Schwingungsfrequenzen der Schwingungsstellen mit einem oder mehreren Schwingungssensoren gemessen werden. Die Messsignale werden verstärkt und einem Analysator zugeführt, der die problematischen Frequenzen erkennt und das Impulssignal in ein Regelungssignal für die Regelvorrichtung umwandelt, welche die Federkonstante oder Masse des dynamischen Dämpfers so abändert, dass sie zu der Kennfrequenz des Dämpfers mit der problematischen Impulsfrequenz passt.

Ein Schwingungsdämpfer für die Walzen einer Bahnbearbeitungsausrüstung wird in der Patentveröffentlichung EP 1333123A1 präsentiert. Der Dämpfer wird mit einem aktiven Stellglied implementiert, so dass die Biegebelastung auf der Walzenwelle im Verhältnis zu der Schwingung außerhalb der Phase eingestellt wird; in der Praxis in der entgegengesetzten Phase. Das in der Veröffentlichung präsentierte Stellglied umfasst eine elektrisch, elektromagnetisch, magnetostriktiv, piezoelektrisch, hydraulisch oder pneumatisch betriebene Vorrichtung.

In der DE 19605416 B4 ist ein Verfahren zur Schwingungsdämpfung dargestellt, welches ein dämpfendes Primärsystem und einen linearen aktiven Schwingungsdämpfer aufweist, wobei der lineare aktive Schwingungsdämpfer aus Folgendem besteht:

- a) Aus einem passiven Schwingungsdämpfer, der an dem dämpfenden Primärsystem befestigt ist,
- b) aus einem passiven Schwingungsdämpfer, der mit zusätzlichen Bauteilen ausgestattet ist, die eine Belastung im seitlichen System und ein Drehmoment zwischen dem Rahmen des dämpfenden Primärsystems und des passiven Schwingungsdämpfers erzeugen,
- c) wobei die Last oder das Moment von der Absolut- oder Relativposition beider Rahmen oder der Position im Verhältnis zueinander, oder unter Verwendung derselben zusammen mit einer auswählbaren linearen Filter- und Übertragungsfunktion abgeleitet wird,
- d) wobei das Differenzsignal von dem Absolut- oder Relativverhältnis zwischen den Rahmen abgeleitet wird, woraufhin das Differenzsignal als das lineare Filtereingangssignal eingegeben wird, und das Ausgangssignal die Last oder das Drehmoment ist.

In Verbindung mit den unterschiedlichen Anwendungen dieser Erfindung kann der Begriff Walzenschwingungsdämpfer und/oder einfach Dämpfer zur Bezeichnung der Vorrichtung als Ganzes nur in Bezug auf ein Bauteil oder ein anderes Merkmal eines Bauteils verwendet werden, bei dem mindestens eine der Eigenschaften, die dessen Funktion beschreibt, der Dämpfungsfaktor c_{XX} (XX-Index kann zahlenmäßig variieren) ist.

Die Aufgabe der Erfindung besteht in der weiteren Verbesserung dieser bekannten Schwingungsdämpfungsverfah-

ren und darin, einen Walzenschwingungsdämpfer zu erreichen, der möglichst wirksam und vielseitig ist. So besteht die Aufgabe zum Beispiel darin, die Schwächung der Qualität der Faserbahn zu vermeiden, die auf Grund von Querstreifigkeit erzeugt wird, und dies auszuführen, ohne dass eine Veränderung der Produktionsparameter der Faserbahn notwendig ist, um Querstreifigkeit zu vermeiden oder zu beseitigen. Eine der Aufgaben besteht darin, ein Verfahren zu erfinden, womit Schwingungen wirksam und ausreichend aus einer hohen Bandbreite von Frequenzen gedämpft werden können, ohne ausschließlich die umgebenden baulichen, natürlichen, ungedämpften Frequenzen zu dämpfen. Die Aufgabe besteht auch darin in der Lage zu sein, die Dämpfung und die Kennfrequenz des Walzenschwingungsdämpfers getrennt zu regeln, sowie wenn notwendig diese Änderung und die Abstimmung des Dämpfungsfrequenzbereiches während des Betriebes der Faserbahnmaschine auszuführen. Die Aufgabe besteht auch in der Positionierung einer getrennten Vorrichtung an der Position der problematischen Schwingungen, wobei die Vorrichtung leicht verbindbar, in Betrieb nehmbar und kalibrierbar sowie besonders genau und ausreichend einfach bedienbar sein muss.

In Bezug auf den ersten Aspekt der Erfindung wurde ein Verfahren zur Dämpfung von Walzenschwingungen nach Anspruch 1 geschaffen. In Bezug auf den zweiten Aspekt der Erfindung wurde ein Walzenschwingungsdämpfer für eine Faserbahnmaschine nach Anspruch 12 geschaffen. In Bezug auf den dritten Aspekt der Erfindung wurde eine Faserbahnmaschine nach Anspruch 22 geschaffen.

Es wurde eine Schwingungsvorrichtung konfiguriert, um mit einer Frequenz zu schwingen, die einer gewünschten

Schwingungsfrequenz entspricht, die zu dämpfen ist, so wie zum Beispiel die Querstreifigkeitsfrequenz, so dass die betroffenen Schwingungen mit verzögerten Resonatorprinzipschaltkreisen zur Dämpfung der Walzenschwingungen in der Faserbahnmaschine geregelt werden können. Das heißt, dass die Walzenschwingungen in dem Primärsystem einer Faserbahnmaschine bedeutend gedämpft werden können. Somit kann die Verringerung der Walzenschwingungen automatisch oder selbsteinstellend sein, weshalb eine manuelle Regelung nicht notwendigerweise erforderlich ist. Weiterhin ist eine proportional genaue Verringerung der Walzenschwingungen möglich, d. h. die sogenannte Frequenz der Gegenschwingungsvorrichtung gleicht die schädlichen Schwingungen der tatsächlichen primären Schwingungsvorrichtung aus.

Durch die Erfindung wird die gleichzeitige und unabhängige Einstellung des Dämpfers und der Kennfrequenz des Massendämpfers ermöglicht. Dadurch werden Instabilitäts- und Empfindlichkeitsprobleme vermieden, die mit aktuellen Systemen in Zusammenhang stehen. Weiterhin wird durch die Erfindung die Verwendung eines Belastungserzeugungsstellgliedes ermöglicht, ohne dass sich dadurch die Dynamik oder Starrheit des Dämpfers verändern. Durch die Erfindung wird auch die Wirkung von Nichtlinearitäten und anderen, zum Beispiel Zeitabhängigkeiten des Belastungsstellgliedes für den Betrieb des Dämpfers beseitigt.

Daher kann die eigene Dynamik des Belastungselementes mit den präsentierten Belastungsregelschaltkreisen auf der Grundlage der Erfindung leicht von dem System beseitigt werden, wobei in diesem Fall der Dämpfer in seiner eigenen Resonanzfrequenzumgebung arbeiten kann. Daher wird durch den verzögerten Regelschaltkreis auf

Resonatorbasis, zum Beispiel zwei verschachtelte kaskadenförmige Regelschaltkreise auf Resonatorbasis, eine genauere und wirksame Schwingungsdämpfung in einer Faserbahnmaschine ermöglicht. Durch das auf der Erfindung basierende Verfahren wird auch der Ausgleich für potentielle Nichtlinearitäten der Belastungselemente ermöglicht.

Die zu dämpfenden Schwingungen treten in den Faserbahnmaschinen in einem sehr großen Frequenzbereich, ungefähr von 5 bis 1000 Hz auf. Bei unterschiedlichen Baugruppen kann dieser Bereich auch schmaler sein. Typische Frequenzbereiche betragen zum Beispiel im Druckabschnitt 50 bis 150 Hz, in Leimpresstreichmaschinen 40 bis 100 Hz, in Kalandern 250 bis 500 Hz, in Aufwicklern 15 bis 35 Hz usw. Die Walzendrehgeschwindigkeiten und die verschiedenen Vielfachen davon, die natürlichen Frequenzen von Rahmenkonstruktionen und anderen entsprechenden Bauteilen beeinflussen solche typischen Frequenzbereiche.

Es folgt eine detailliertere Beschreibung der Erfindung mit den dazugehörigen Figuren.

In Fig. 1 ist der verzögerte Resonator in einer Faserbahnmaschine gemäß mehreren Anwendungen der Erfindung dargestellt.

In Fig. 2 ist der verzögerte Resonator von Fig. 1 in einer Faserbahnmaschine detaillierter beschrieben.

In Fig. 3 ist ein Beispiel einer Walzenschwingungsdämpfung gemäß mehreren Anwendungen der Erfindung dargestellt.

In Fig. 4 ist die Regelung des verzögerten Resonators auf der Grundlage des Kaskadenregelungsprinzips in einer Faserbahnmaschine gemäß mehreren Anwendungen der Erfindung dargestellt.

In Fig. 5 sind Amplitudenkurven des Dämpfers bei dem Frequenzniveau mit unterschiedlichen Parameterwerten entsprechend mehreren Anwendungen der Erfindung dargestellt.

In Fig. 6 ist die Wirkung der Abstimmungsparameter des Walzenschwingungsdämpfers auf den Frequenzgang dargestellt.

In Fig. 1 ist ein verzögerter Resonator in einer Faserbahnmaschine gemäß mehreren Anwendungen der Erfindung dargestellt. In Fig. 2 ist eine Vergrößerung gemäß den mehreren Anwendungen nach dem Prinzip eines verzögerten Resonators in einer Faserbahnmaschine von Fig. 1 dargestellt. In Fig. 2 (und auch 1) ist das zu dämpfende System dargestellt, wie zum Beispiel eine Walze, d. h. das Primärsystem 120, dessen Masse m_{12} ist. Das Primärsystem 120 ist an der Basis 100 befestigt, d. h. an einer anderen Konstruktion mit einer Kraft F_{dist} 123, wobei deren Verbindungsstelle zwischen der Befestigung/anderen Konstruktion und dem Primärsystem 120 unter Verwendung einer Feder 121 mit einer Federkonstante k_{12} sowie eines Dämpfers 122 mit einer Dämpfungskonstante c_{12} vereinfacht werden kann. Die Basis kann zum Beispiel die Rahmenkonstruktion, eine andere Walze, der Walzenspalt zwischen den Walzen, durch den die Faserbahn geführt wird, oder eine entsprechende Konstruktion sein. Das Primärsystem 120 ist mit einer Schwingungsvorrichtung 110 verbunden, deren Masse m_{11} ist. Eine Feder 111 mit einer Federkonstante

k11 und ein Dämpfer 112 mit einer Dämpferkonstante c11 sind Teil dieser Verbindung. Ein auf seinem Betriebsprinzip elektrisch, elektromagnetisch, magnetostruktiv, piezoelektrisch, hydraulisch oder pneumatisch betriebenes Stellglied 113 ist ebenfalls Teil der Verbindung. Das Stellglied ist zwischen der Schwingungsvorrichtung 110 und dem Primärsystem 120 angeschlossen. Der Regelschaltkreis weist auch einen Regler 140 auf, der eine Verzögerung 141 und einen Verstärker 142 umfasst. Bei dem empfangenen Regler 140 handelt es sich um ein Eingangsregelsignal von Sensor 115, zum Beispiel von einem Geschwindigkeitssensor oder einem sogenannten Schwingungssensor. Das Ausgangsregelsignal von dem Regler 140 wird über den Verstärker 116 dem Stellglied 113 zugeführt.

In Fig. 3 ist ein Beispiel eines Regelschaltkreises dargestellt, der in dem Prinzipschaltkreis gemäß mehreren Anwendungen der Erfindung dargestellt ist. In der Figur ist ein zu dämpfendes System dargestellt, wie zum Beispiel eine Walze, d. h. das Primärsystem 220, dessen Masse m_{22} ist. Das Primärsystem 220 ist an der Basis 200 befestigt, d. h. an einer anderen Konstruktion mit einer Kraft F_{dist} 223, wobei deren Verbindungsstelle zwischen der Befestigung/anderen Konstruktion und dem Primärsystem 220 unter Verwendung einer Feder 221 mit einer Federkonstante k_{22} sowie eines Dämpfers 222 mit einer Dämpfungskonstante c_{22} vereinfacht werden kann. Das Primärsystem 220 ist mit einer Schwingungsvorrichtung 210 verbunden, deren Masse m_{21} ist. Eine Feder 211 mit einer Federkonstante k_{21} und ein Dämpfer 212 mit einer Dämpferkonstante c_{21} sind damit verbunden. Ein auf seinem Betriebsprinzip elektrisch, elektromagnetisch, magnetostruktiv, piezoelektrisch, hydraulisch oder pneumatisch betriebenes

Stellglied 213 ist ebenfalls Teil der Verbindung. Das Stellglied ist mit der Schwingungsvorrichtung 210 so verbunden, dass der Belastungssensor 214 zwischen dem Stellglied und der Schwingungsvorrichtung 210 angeordnet ist. Der Regelschaltkreis weist auch einen Regler 240 auf, der eine Verzögerung 241, zum Beispiel einen Widerstand, einen Verstärker 242, einen PID-Regler 243 und eine Signalverarbeitungseinheit 244 umfasst. Der Regler erhält sein Eingangsregelsignal von dem Belastungssensor 214 und dem Geschwindigkeitssensor 215, während die Ausgangsregelspannung dem Stellglied 213 über den Verstärker 216 zugeführt wird.

Die Regelschaltkreise 140, 141, 142, 166, 133, 155, 240, 241, 242, 243, 244, 213, 214, 215, 216 wurden bei mehreren Anwendungsmöglichkeiten der Erfindung zum Aufbau einer kaskadenförmigen Verbindung konzipiert. Ein zweiter Regelschaltkreis kann passenderweise innerhalb des ersten Regelschaltkreises angebracht werden, so dass zwei verschachtelte Schaltkreise zur Regelung auf der Grundlage des verzögerten Resonatorprinzips verbunden sind.

In Fig. 4 ist die Regelung des verzögerten Resonators auf der Grundlage des Kaskadenregelungsprinzips in einer Faserbahnmaschine gemäß mehreren Anwendungen der Erfindung dargestellt, wobei es sich bei dem äußersten um den Geschwindigkeitsregelschaltkreis 301, und bei dem innersten um den Belastungsregelschaltkreis 302 handelt. Mehrere Anwendungen der Erfindung umfassen auch eine Art von Regelung, womit die mit dem die Last erzeugenden Stellglied in Zusammenhang stehenden Probleme vermieden werden. Die Geschwindigkeit wird mit dem Geschwindigkeitssensor 215 gemessen, der zusammen mit dem Regelschaltkreis 240 den Geschwindigkeitsre-

gelschaltkreis 301, den sogenannten äußersten Regelschaltkreis, ausbildet. Zusätzlich zu der Geschwindigkeitsmessung 215 von Masse 210 wird die Belastungsmessung 214 zwischen dem Stellglied Fv hinzugefügt, welches die Masse und die Belastung erzeugt. Mit dieser Belastungsmessung wird ein zweiter innerster Regelschaltkreis 320 oder ein sogenannter Belastungsregelschaltkreis implementiert. Somit wird das verzögerte und verstärkte Geschwindigkeitssignal nicht direkt dem die Belastung produzierenden Stellglied Fv zugeführt, sondern wird als ein Standardwert dem innersten Belastungsregelschaltkreis 302 zugeführt. Ein solcher doppelter verschachtelter Regelschaltkreis 301, 302 wird Kaskadenregelung genannt. Dieser bringt die folgenden Vorteile mit sich:

- Probleme können mit dem innersten Regelschaltkreis 302 beseitigt werden, so dass diese nicht den Betrieb des äußersten Regelschaltkreises 301 beeinträchtigen.
- Nichtlinearitäten, Zeitabhängigkeiten usw. können mit dem innersten Regelschaltkreis 302 ausgeglichen werden, so dass diese in dem äußeren Regelschaltkreis 301 nicht zu sehen sind.
- Die Starrheit und Dynamik des Stellgliedes sind beim Betrieb des Dämpfers nicht sichtbar.

Ein Verlust an Starrheit in dem Stellglied tritt dann auf, wenn zum Beispiel die Verstärkung (Verstärkungsfaktor) des äußeren Schaltkreises 301 auf Null eingestellt wird, d. h. die Belastungsregelung des inneren Belastungsregelschaltkreises 302 Null wird. Somit hält der innere Regelschaltkreis 302 die Nulllast zwischen

der Masse und dem Stellglied so, dass der Dämpfer so arbeitet, als wäre kein Stellglied vorhanden.

Bei mehreren zusätzlichen Anwendungen der Erfindung (zum Beispiel bei dem "Zwei-Freiheitsgrade-Verfahren" (Two Degree of Freedom method), TDF-Verfahren) können die Verzögerung und der Verstärkungsfaktor des verzögerten Resonators so berechnet werden, dass der Dämpfer und die Kennfrequenz des Dämpfers getrennt regelbar sind.

Die zur Berechnung der Verzögerung und des Verstärkungsfaktors des verzögerten Resonators in mehreren Anwendungen der Erfindung verwendeten Gleichungen werden abgeleitet, indem im charakteristischen Polynom

$$CR(s) = m_{11}s^2 + c_{11}s + k_{11} - ge^{-\tau}s$$

die folgende Substitution vorgenommen wird

$$s = j\omega_c$$

und durch Berechnen der Verzögerung und des Verstärkungsfaktors an Hand der unten aufgeführten Gleichungen.

$$\Re\{CR(j\omega_c)\} = 0$$

$$\Im\{CR(j\omega_c)\} = 0$$

Die erhaltenen Verzögerungs- und Verstärkungsfaktorewerte positionieren somit die Pole des Systems auf einer imaginäre Achse.

Danach wird, anstatt die folgende Substitution vorzunehmen

$$s = j\omega_c$$

die folgende Substitution vorgenommen

$$s = a + jb$$

Somit lautet der wirkliche Teil des charakteristischen Polynoms wie folgt

$$\begin{aligned} \operatorname{Re}\{CR(a + jb)\} = & m_{11}a^2 - m_{11}b^2 + c_{11}a + k_{11} - g_c e^{-\tau_c a} \cos(\tau_c b)a \\ & - g_c e^{-\tau_c a} b \sin(\tau_c b) \end{aligned}$$

und der imaginäre Teil lautet wie folgt

$$\operatorname{Im}\{CR(a + jb)\} = 2m_{11}ab + c_{11}b + g_c e^{-\tau_c a} \sin(\tau_c b)a - g_c e^{-\tau_c a} b \cos(\tau_c b)$$

An Hand des berechneten Verstärkungsfaktors und der Verzögerung werden neue Gleichungen erhalten

$$\tau_c = \frac{-\operatorname{atan}(b(m_{11}b^2 - k_{11} + m_{11}a^2)/(c_{11}b^2 + m_{11}a^3 + c_{11}a^2 + ak_{11} + am_{11}b^2)) + n\pi}{b}$$

$$, n = 0, 1, 2, \dots$$

und

$$g_c = \frac{-(m_{11}a^2 + m_{11}b^2 - c_{11}a - k_{11})}{e^{\tau_c a} (\cos(\tau_c b)a + b \sin(\tau_c b))}$$

Wobei $a = -\omega_c \zeta$ und $b = \omega_c \sqrt{1 - \zeta^2}$, ζ = Dämpfungsfaktor ω_c = Kennfrequenz, m_{11} = Dämpfermasse, c_{11} = Dämpfungskonstante des Dämpfers, k_{11} = Federkonstante des Dämpfers, τ_c = einstellbare Verzögerung des Reglers und g_c = einstellbarer Verstärkungsfaktor des Reglers.

Somit ist es möglich, sowohl die Kennfrequenz des Systems als auch deren Dämpfung unabhängig und gesteuert zu regeln. Das zusätzliche Beispiel unten veranschaulicht den Punkt.

In Fig. 5 sind die Ergebnisse für ein System mit den folgenden passiven Dämpferparameterwerten (keine Regelung) dargestellt:

$m_1 = 20 \text{ kg}$ und Kennfrequenz $f_c = 120 \text{ Hz}$

Das heißt,

$$k_1 = (2\pi f_c)^2 m_1 = 1.14 \cdot 10^7 \text{ N/m}$$

Die relative Dämpfung beträgt 5%, so dass

$$c_1 = 2m_1 \zeta \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} = 1508 \text{ Ns/m}$$

In Fig. 5 sind die Amplitudenkurven des Dämpfers bei dem Frequenzniveau mit unterschiedlichen Parameterwerten entsprechend mehreren Anwendungen der Erfindung dargestellt (passiver Dämpfer (keine Regelung) - 401, eingestellte Dämpferresonanzfrequenz 125 Hz und 1% Dämpfung - 402, eingestellte Dämpferresonanzfrequenz 125 Hz und 5% Dämpfung - 403, eingestellte Dämpferresonanzfrequenz 125 Hz und 10% Dämpfung - 404). Kurve 401 stellt die Amplitude des Dämpfers in Abhängigkeit von der Frequenz ohne Regelung dar. Die Maximalamplitude wird bei der Kennfrequenz von 120 Hz erhalten. Durch die in mehreren Anwendungen der Erfindung präsentierten Gleichungen wurde der Dämpfer auf die Frequenz 125 Hz mit drei unterschiedlichen Dämpfungspunkten eingestellt. Die Kurven 402, 403 und 404 stellen diese erhaltenen Reaktionen mit drei unterschiedlichen Dämpfungen dar. Dies zeigt, dass die Dämpfung auch ohne Beeinflussung der Kennfrequenz regelbar ist.

In Fig. 6A bis 6D ist die Frequenzgangfunktion der von dem Primärsystem, zum Beispiel von dem Lagergehäuse der Walze in Richtung des Walzenspaltes, zu dämpfenden Konstruktion dargestellt. Die Horizontalachse ist die Frequenz und die Vertikalachse ist die Verlagerung/Belastung. Die Resonanz ohne Dämpfer wird durch

eine gestrichelte Linie dargestellt, und die Volllinie stellt die Resonanz mit einem Dämpfer dar.

In Fig. 6A und 6B ist die Wirkung der Masse dargestellt. Fig. 6A weist eine große Dämpfermasse mit weit beabstandeten Spitzen auf, und Fig. 6B weist eine kleine Masse mit nahe beieinander liegenden Spitzen auf. Der Dämpfer muss so abgestimmt werden, dass die Querstreifigkeitsfrequenz in den Mulden zwischen den Spitzen liegt, d. h. wo die Reaktion klein ist. Bei einer kleinen Masse erhöht sich die Reaktion bei kleinen Abstimmungsabweichungen erheblich.

In Fig. 6C und 6D ist die Wirkung der Masse dargestellt. In Fig. 6C ist die eigene Dämpfung des Dämpfers groß, wobei die Mulde zwischen den zwei Spitzen flach, und der Grund der Mulde nicht so tief ist. Die Dämpfung in Fig. 6D ist klein, und der Grund der Mulde ist tief.

Vom Gesichtspunkt der Vielseitigkeit und der leichten Positionierung des Walzenschwingungsdämpfers ist es vorteilhaft, wenn die Dämpfermasse so klein wie möglich ist. Daher muss die Abstimmungsgenauigkeit so gut wie möglich, und die Dämpfung so klein wie möglich sein, so dass das in Fig. 6A bis 6D dargestellte Wellental so tief wie möglich ist, d. h. dass der Walzenschwingungsdämpfer so wirksam wie möglich arbeitet.

In den Figuren verwendete Bezugszeichen:

- 100 Basis
- 110 Schwingungsvorrichtung (m_{11})
- 111 Feder (k_{11})
- 112 Dämpfer (c_{11})

- 113 Stellglied
- 114 Belastungssensor
- 115 Geschwindigkeitssensor
- 116 Verstärker
- 120 Primärsystem
- 121 Feder (k_{12})
- 122 Dämpfer (c_{12})
- 123 Kraft (F_{dist})
- 140 Regler
- 141 Verzögerung
- 142 Verstärkungsfaktor
- 200 Basis
- 210 Schwingungsvorrichtung (m_{21})
- 211 Feder (k_{21})
- 212 Dämpfer (c_{21})
- 213 Stellglied
- 214 Belastungssensor
- 215 Geschwindigkeitssensor
- 216 Verstärker
- 220 Primärsystem
- 221 Feder (k_{22})
- 222 Dämpfer (c_{22})
- 223 Kraft
- 240 Regler
- 241 Verzögerung
- 242 Verstärkungsfaktor
- 243 Zweiter Regler
- 244 Signalverarbeitungseinheit

Patentansprüche:

GIBLER & POTH
Patentanwälte OEG

Dorotheergasse 7 – A-1010 Wien – patent@aon.at

Tel: +43 (1) 512 10 98 – Fax: +43 (1) 513 47 76

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Verfahren zur Dämpfung von Walzenschwingungen in einer Faserbahnmaschine, wobei eine oder mehrere Walzen in einer Dämpfungsposition ein Primärsystem (120,220) ausbilden, welches im Verhältnis zu einer Basis (100,200) schwingen kann, wie zum Beispiel der Rahmen oder eine andere Walze, und wobei die Verbindung zwischen dem Primärsystem (120,220) und der Basis (100,200) auf eine Kraft (123,223), Federkonstante (121,221) und Dämpfung (122,222) reduziert werden kann; und wobei eine Schwingungsvorrichtung (110,210) an dem Primärsystem (120,220) befestigt ist, wobei die Masse der Schwingvorrichtung kleiner als die Masse des Primärsystems ist, und die Anbringung der Schwingungsvorrichtung derart reduzierbar ist, dass sie eine Feder (111,211), einen Dämpfer (112,212) und ein Stellglied (113,213) aufweist, und wobei die Beschleunigung, Geschwindigkeit und/oder Position der Schwingungsvorrichtung mit einem Sensor (115,215) überwacht wird, von dem ein Eingangssignal einem Regelgerät (140,240) zugeführt wird, wobei das Ausgangssignal davon zur Regelung des

Stellgliedes (113,213) der Schwingungsvorrichtung verwendet wird,
dadurch gekennzeichnet, dass die Schwingungsvorrichtung (110,210) mit einer Frequenz schwingt, die einer gewünschten Schwingungsfrequenz entspricht, die von dem Primärsystem (120,220) zu dämpfen ist, so wie zum Beispiel eine Querstreifigkeitsfrequenz, so dass die Schwingungen auf der Grundlage des verzögerten Resonatorprinzips zur Dämpfung der Walzenschwingungen in der Faserbahnmaschine geregelt werden.

2. Verfahren nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet, dass die Schwingungen in Form einer Kaskadenverbindung auf der Grundlage des verzögerten Resonatorprinzips geregelt werden.
3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2,
dadurch gekennzeichnet, dass die Schwingungen mit einem ersten Regelschaltkreis (301) und seinem zweiten verschachtelten Regelschaltkreis (302) entsprechend dem verzögerten Resonatorprinzip geregelt werden.
4. Verfahren nach Anspruch 3,
dadurch gekennzeichnet, dass die Schwingungsgeschwindigkeit mit dem ersten Regelschaltkreis geregelt wird, und die Schwingungsgröße mit dem zweiten Regelschaltkreis geregelt wird.

5. Verfahren nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Schwingungsverzögerung mit der folgenden Gleichung geregelt angepasst wird:

$$\tau_c = \frac{-\operatorname{atan}(b(m_{11}b^2 - k_{11} + m_{11}a^2)/(c_{11}b^2 + m_{11}a^3 + c_{11}a^2 + ak_{11} + am_{11}b^2)) + n\pi}{b}$$

6. Verfahren nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet, dass
der Schwingungsverstärkungsfaktor mit der folgenden Gleichung geregelt angepasst wird:

$$g_c = \frac{-(m_{11}a^2 + m_{11}b^2 - c_{11}a - k_{11})}{e^{\tau_c a} (\cos(\tau_c b)a + b \sin(\tau_c b))}.$$

7. Verfahren nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Schwingungsregelung eine Regelung für die
Kennfrequenz oder Schwingungsdämpfung aufweist.
8. Verfahren nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Schwingungsvorrichtung passiv oder unter der
Regelung eines Stellgliedes (113,213) schwingt.
9. Verfahren nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet, dass
zwischen dem Stellglied und der Schwingungsvorrichtung ein Belastungssensor (214) vorhanden ist,
wobei ein von diesem empfangenes Signal einer Signalverarbeitungseinheit (244) zugeführt wird, die
das empfangene Signal und das Ausgangssignal in
ein Zufuhrsignal für einen zweiten Regler (243)
kombiniert, und wobei ein von dem zweiten Regler
(243) empfangenes Signal das Stellglied regelt.

10. Verfahren nach Anspruch 9,
dadurch gekennzeichnet, dass
auf der Grundlage der von dem Schwingungssensor
(215) und/oder Belastungssensor (214) empfangenen
Daten die Schwingungsfrequenz und Phase des Pri-
märsystems (120,220) berechnet werden, und auf der
Grundlage derselben die erforderliche Verzögerung
(241) und Verstärkungsfaktor (242) festgelegt wer-
den.
11. Verfahren nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet, dass
die zu dämpfende Schwingungsfrequenz in dem Be-
reich von 5 bis 1000 Hz liegt.
12. Walzenschwingungsdämpfer für eine Faserbahnmaschi-
ne, wobei die Faserbahnmaschine Folgendes auf-
weist:

Eine oder mehrere Walzen, die ein Primärsystem
(120,220) ausbilden, welches im Verhältnis zu ei-
ner Basis (100,200) schwingen kann,

eine Schwingungsvorrichtung (110,210) die konfigu-
riert ist, um zu dem Primärsystem zu passen, und
die eine Masse aufweist, die kleiner als die Masse
des Primärsystems ist,

dadurch gekennzeichnet, dass
der Dämpfer Folgendes aufweist:

Einrichtungen (113,213,214,216,243,244) zur Rege-
lung der Schwingungen der Schwingungsvorrichtung
(110,210) auf der Grundlage des verzögerten Reso-
natorprinzips, so dass die Schwingungsvorrichtung

angeordnet ist, um mit einer Frequenz zu schwingen, die einer gewünschten Schwingungsfrequenz entspricht, die von dem Primärsystem (120,220) zu dämpfen ist, so wie zum Beispiel eine Querstreifigkeitsfrequenz, zur Dämpfung der Walzenschwingungen in der Faserbahnmaschine.

13. Dämpfer nach Anspruch 12,
dadurch gekennzeichnet, dass die erwähnten Einrichtungen eine Einrichtung zur Implementierung einer Kaskadenverbindung entsprechend dem verzögerten Resonatorprinzip umfassen.
14. Dämpfer nach Anspruch 12,
dadurch gekennzeichnet, dass die Einrichtungen einen ersten Regelschaltkreis und ihren zweiten verschachtelten Regelschaltkreis umfassen, die für eine Regelung auf der Grundlage des verzögerten Resonatorprinzips verwendbar sind.
15. Dämpfer nach Anspruch 14,
dadurch gekennzeichnet, dass der erste Regelschaltkreis konfiguriert wurde, um die Schwingungsgeschwindigkeit zu regeln und der zweite Regelschaltkreis konfiguriert wurde, um die Schwingungsgröße zu regeln.
16. Dämpfer nach Anspruch 12,
dadurch gekennzeichnet, dass die Schwingungsverzögerung konfiguriert ist, um unter Verwendung der folgenden Gleichung geregelt angepasst zu werden:

$$\tau_c = \frac{-\operatorname{atan}(b(m_{11}b^2 - k_{11} + m_{11}a^2)/(c_{11}b^2 + m_{11}a^3 + c_{11}a^2 + ak_{11} + am_{11}b^2)) + n\pi}{b}$$

17. Dämpfer nach Anspruch 1,
 dadurch gekennzeichnet, dass
 die Schwingungsverstärkung konfiguriert ist, um
 unter Verwendung der folgenden Gleichung geregelt
 angepasst zu werden:

$$g_c = \frac{-(m_{11}a^2 + m_{11}b^2 - c_{11}a - k_{11})}{e^{\tau_c a} (\cos(\tau_c b)a + b \sin(\tau_c b))}.$$

18. Walzenschwingungsdämpfer nach Anspruch 12,
 dadurch gekennzeichnet, dass
 die Basis (100,200) einen Rahmen oder eine zweite
 Walze aufweist, wobei die Verbindung zwischen dem
 Primärsystem (120,200) und der Basis (100,200) auf
 eine Kraft (123,223), Federkonstante (121,221) und
 Dämpfung (122,222) reduzierbar sind, und wobei die
 Anbringung der Schwingungsvorrichtung (110,210)
 derart reduzierbar ist, dass sie eine Feder
 (111,211), einen Dämpfer (112,212) und ein Stell-
 glied (113,213) aufweist, und wobei die Beschleu-
 nigung, Geschwindigkeit und/oder Position der
 Schwingungsvorrichtung (110,210) mit einem Sensor
 (115,215) überwacht wird, von dem ein Eingangssig-
 nal einem Regelgerät (140,240) zuführbar ist, wo-
 bei das Ausgangssignal von dem Regelgerät zur Rege-
 lung des Stellgliedes (113,213) der Schwingungs-
 vorrichtung verwendet wird.

19. Walzenschwingungsdämpfer nach Anspruch 12 oder 18,
 dadurch gekennzeichnet, dass
 zwischen dem Stellglied und der Schwingungsvor-
 richtung ein Belastungssensor (214) vorhanden ist,
 von dem das empfangene Signal einer Signalverar-
 beitungseinheit (244) zugeführt wird, die das emp-
 fangene Signal und das Ausgangssignal von dem Be-

lastungssensor in ein Zufuhrsignal für den zweiten Regler (243) verarbeitet, und wobei ein von dem zweiten Regler (243) empfangenes Signal das Stellglied regelt.

20. Walzenschwingungsdämpfer nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, dass auf der Grundlage der von dem Schwingungssensor (215) und/oder Belastungssensor (214) empfangenen Daten die Schwingungsfrequenz und Phase des Primärsystems (120,220) berechnet werden, und auf der Grundlage derselben die erforderliche Verzögerung (241) und Verstärkungsfaktor (242) festgelegt werden.

21. Walzenschwingungsdämpfer nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, dass die erwähnten Einrichtungen konfiguriert sind, um die zu dämpfende Schwingungsfrequenz in dem Bereich von 5 bis 1000 Hz regeln.

22. Faserbahnmaschine mit einem Walzenschwingungsdämpfer, wobei die Faserbahnmaschine Folgendes aufweist:

Eine oder mehrere Walzen, die ein Primärsystem (120,220) ausbilden, welches im Verhältnis zu einer Basis (100,200) schwingen kann, und

eine Schwingungsvorrichtung (110,210) die konfiguriert ist, um zu dem Primärsystem zu passen, um die Schwingungen zu dämpfen, und die eine Masse aufweist, die kleiner als die Masse des Primärsystems ist,

dadurch gekennzeichnet, dass

der Dämpfer Folgendes aufweist:

Den Regelschaltkreis (113,213,214,216,240,241,242,243,244) auf der Grundlage des verzögerten Resonatorprinzips zur Regelung der Schwingungen der Schwingungsvorrichtung, so dass die Schwingungsvorrichtung mit einer Frequenz schwingen kann, die einer gewünschten Schwingungsfrequenz entspricht, die von dem Primärsystem (120,220) zu dämpfen ist, so wie zum Beispiel eine Querstreifigkeitsfrequenz, zur Dämpfung der Walzenschwingungen in der Faserbahnmaschine.

23. Verfahren nach Anspruch 22,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , d a s s
der erwähnte Regelschaltkreis zwei verschachtelte
Regelschaltkreise entsprechend dem verzögerten Resonatorprinzip umfasst.

Der Patentanwalt:

~~GIBLER & POTH~~
~~Patentanwälte OEG~~

Dorotheergasse 11 - A-1070 Wien - patent@aon.at
Tel: +43 (1) 512 40 98 - Fax: +43 (1) 513 47 76

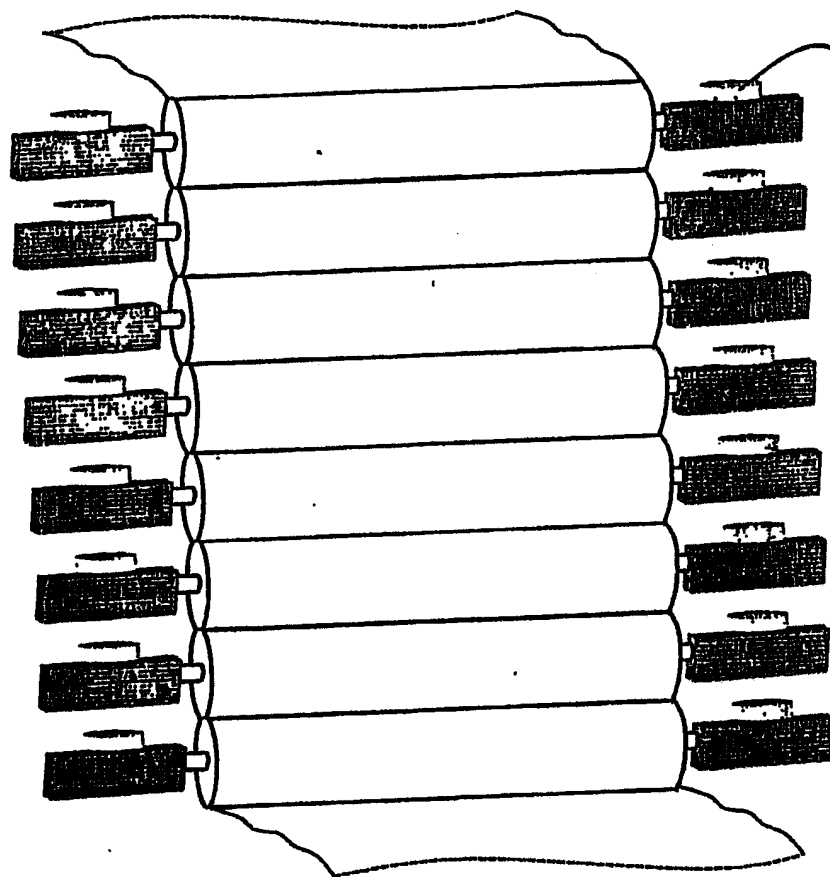
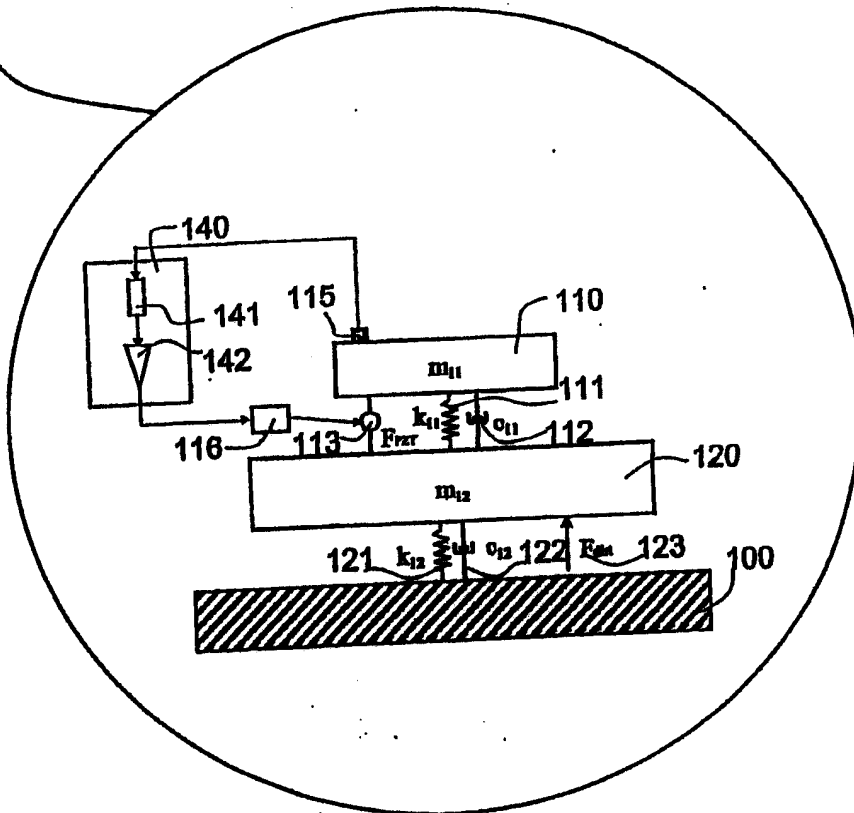


Fig. 1



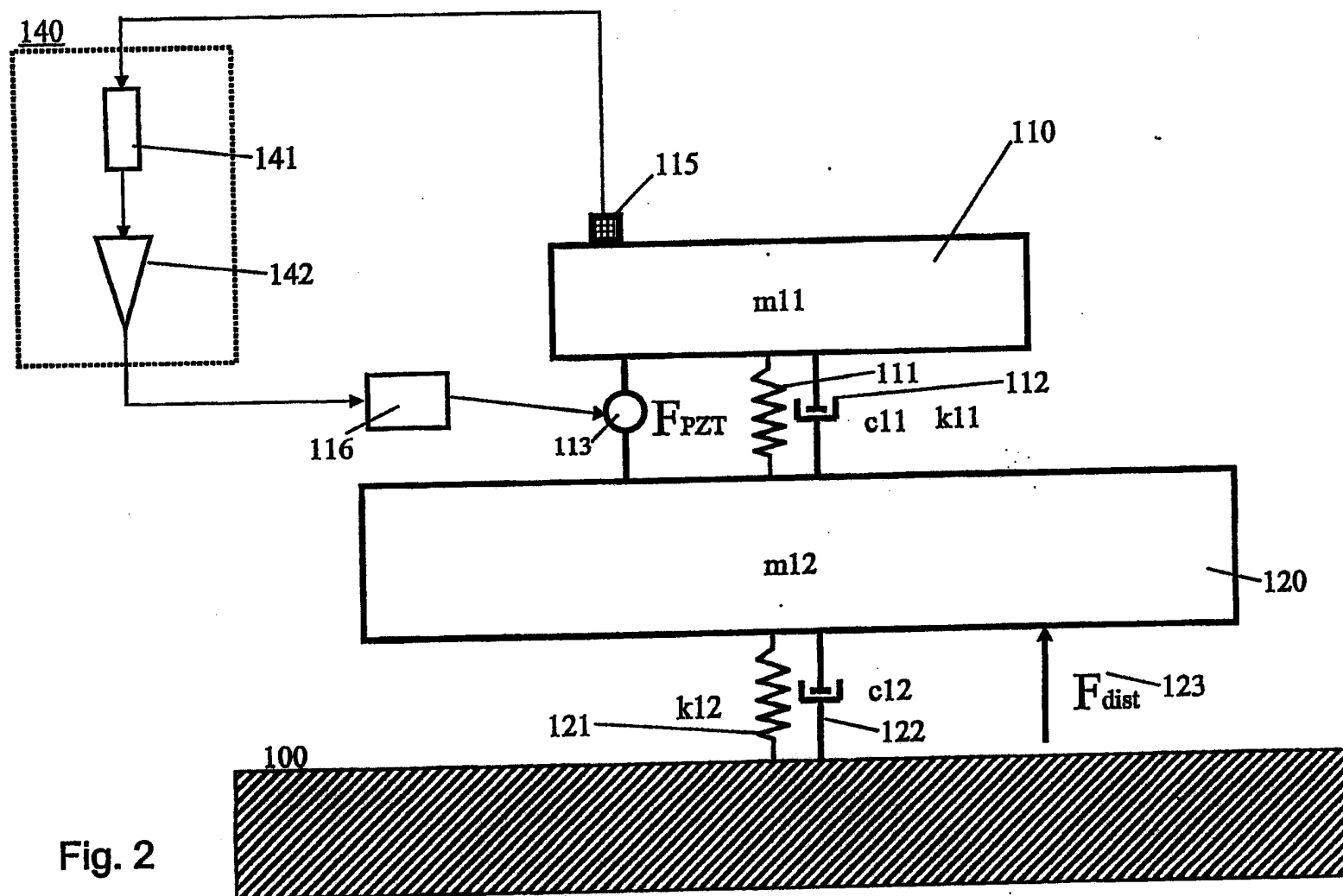


Fig. 2

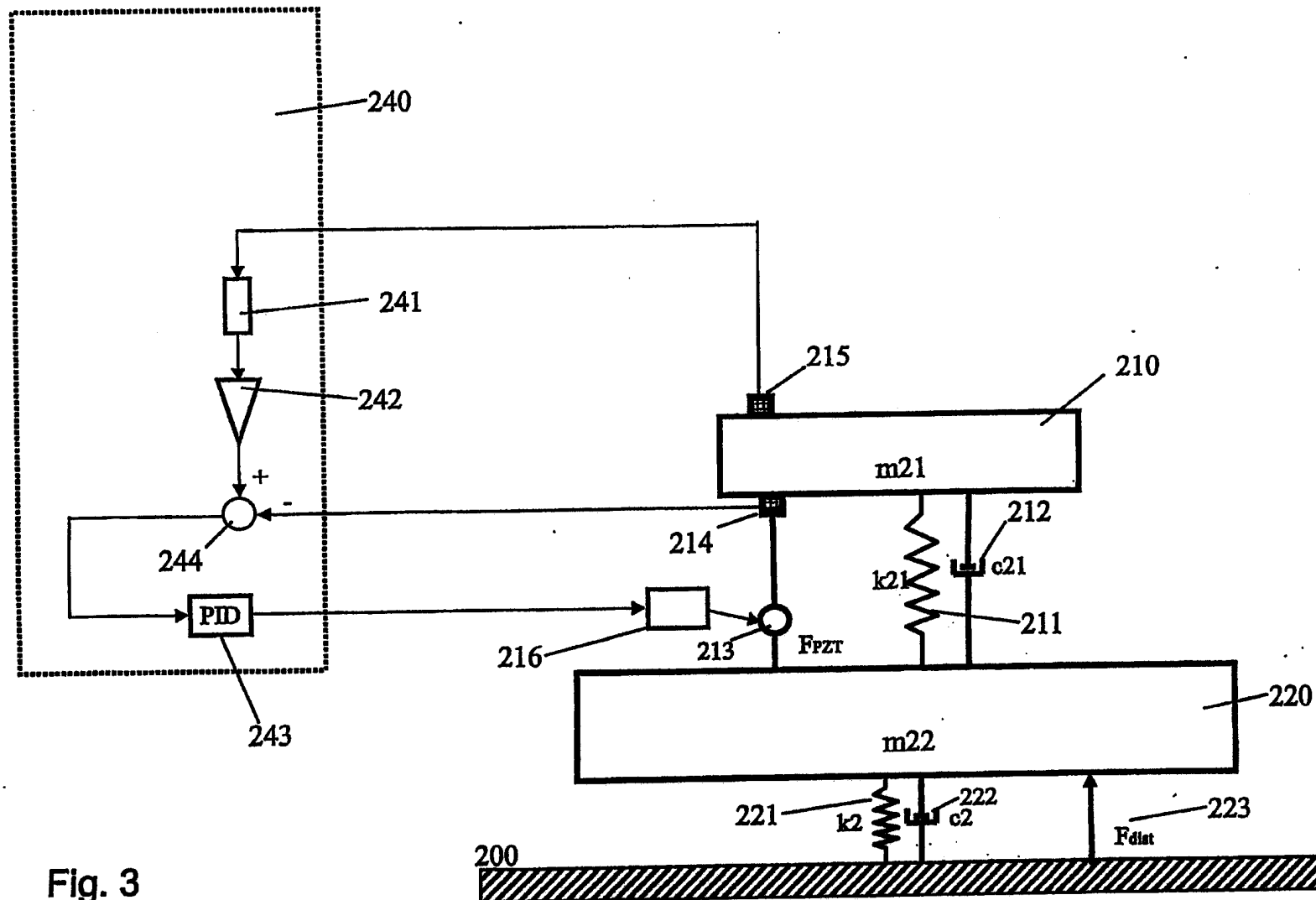


Fig. 3



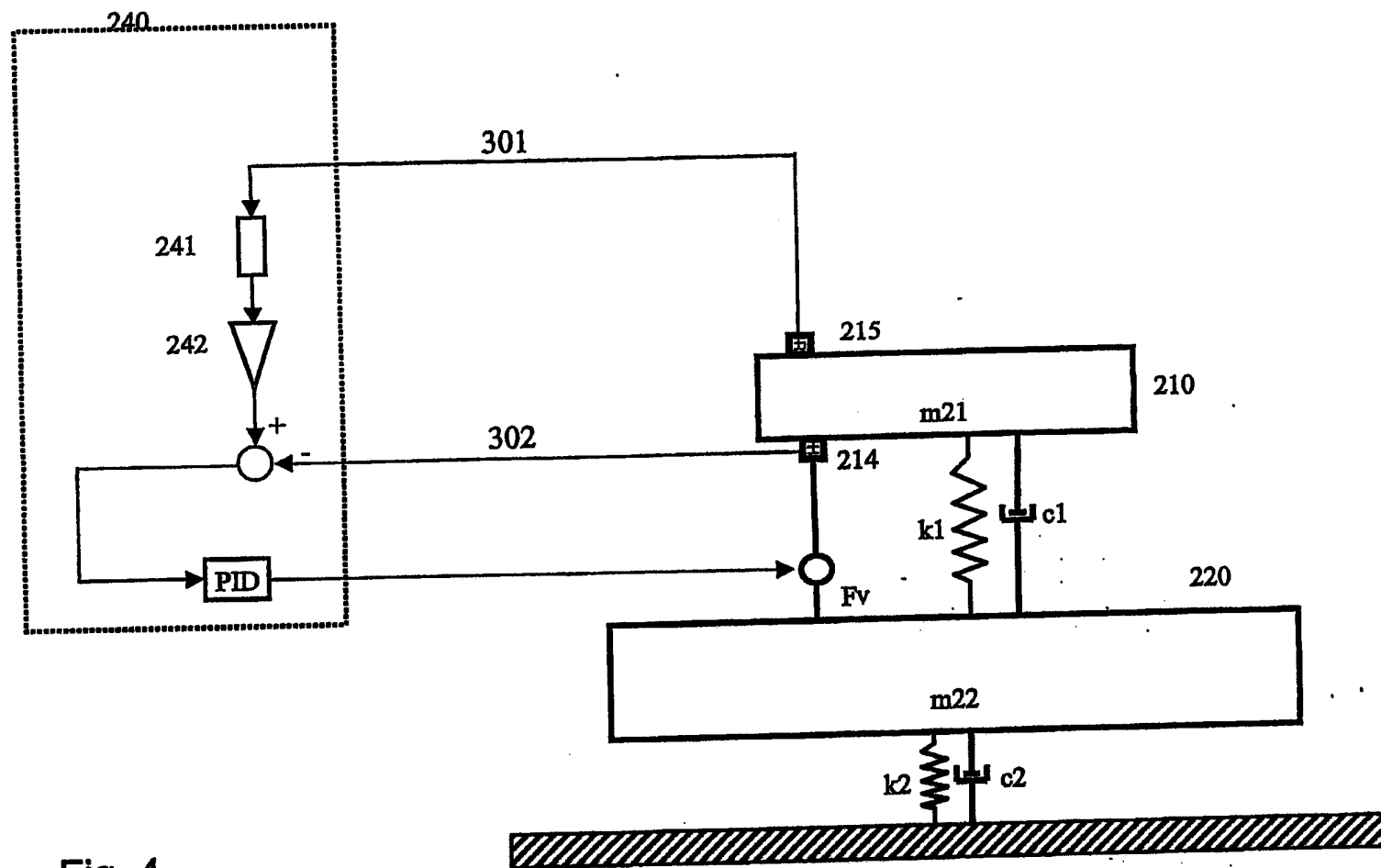
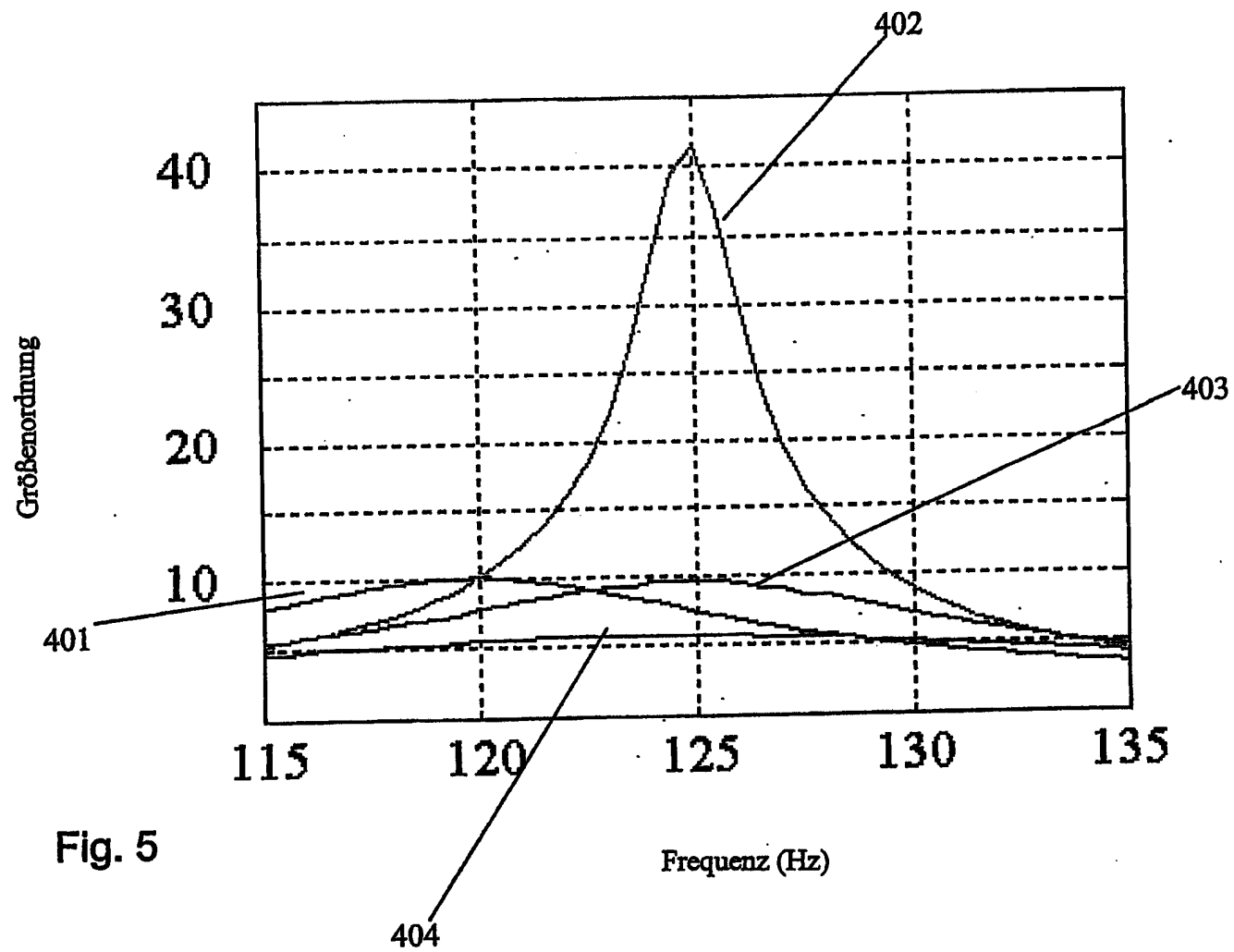


Fig. 4





014078

6/7

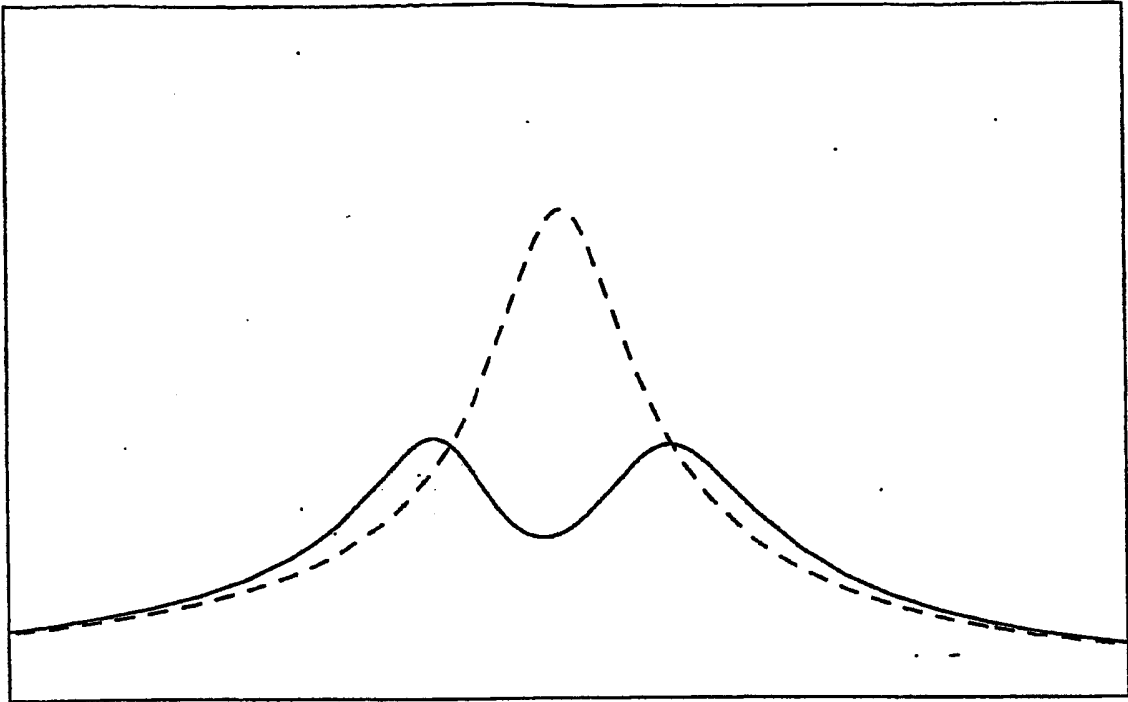


Fig. 6A

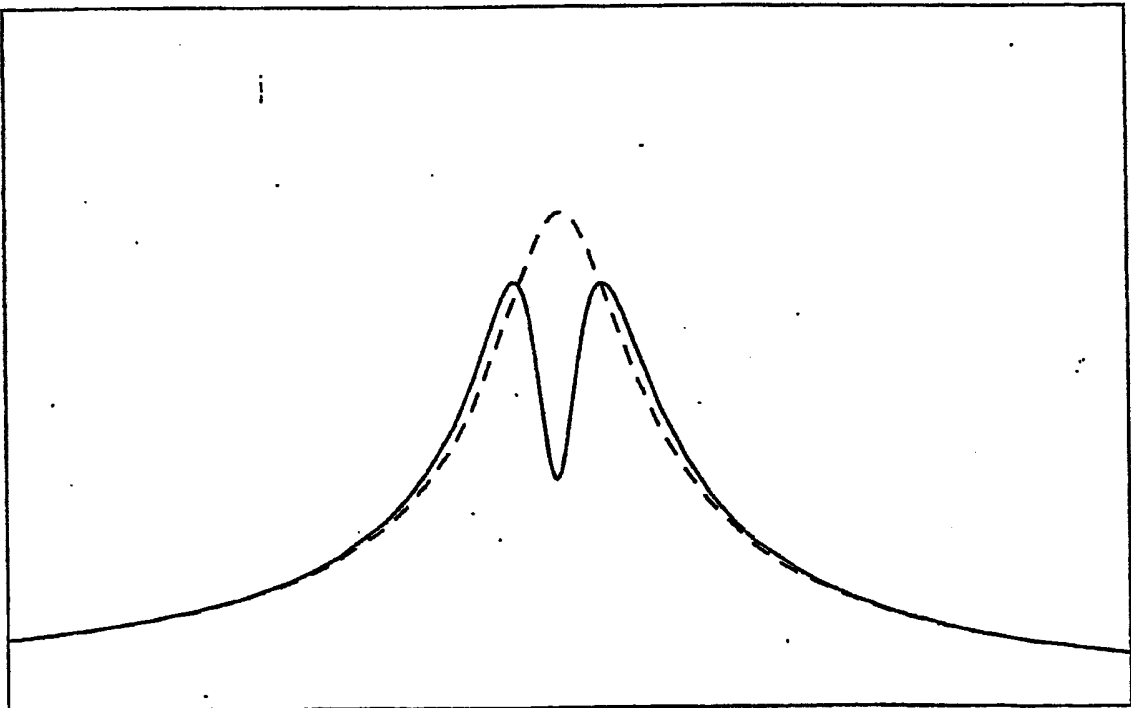


Fig. 6B

014078

77

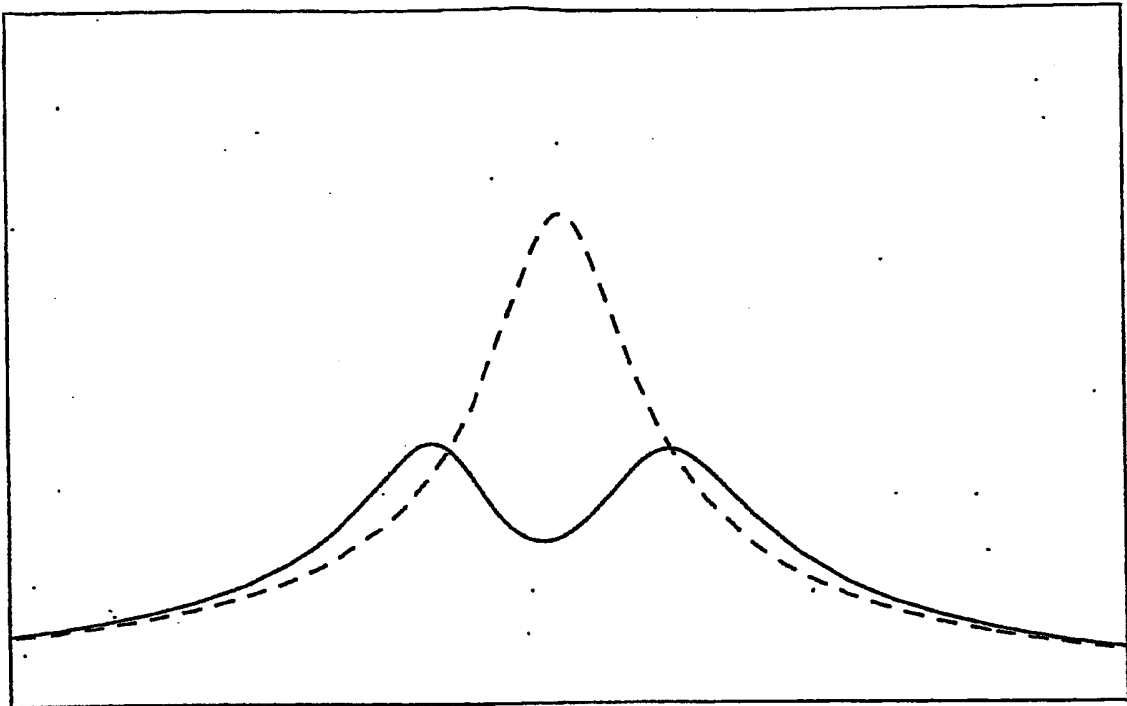


Fig. 6C

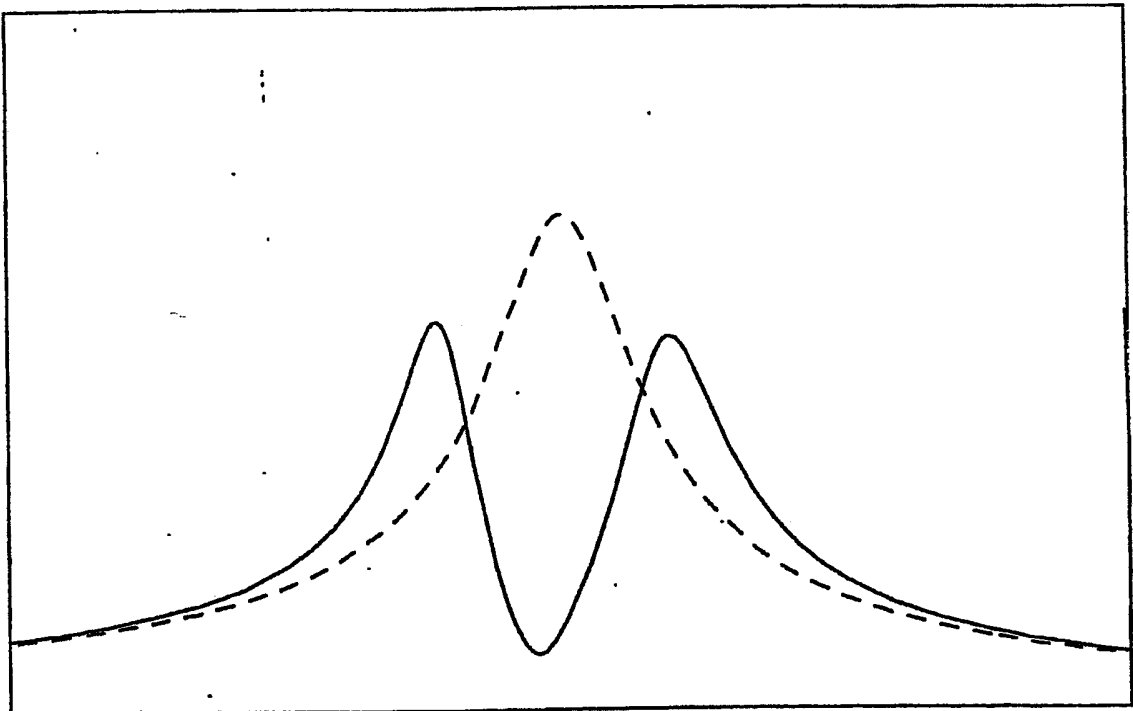


Fig. 6D