



(12) Wirtschaftspatent

Teilweise bestätigt gemäß § 18 Absatz 1
Patentgesetz

(19) **DD** (11) **232 092 B1**

4(51) F 16 D 3/12

AMT FÜR ERFINDUNGS- UND PATENTWESEN

(21)	· WP F 16 D / 270 162 3	(22)	03.12.84	(45)	24.08.88
				(44)	15.01.86

(71)	VEB Carl Zeiss JENA, Carl-Zeiss-Straße 1, Jena, 6900, DD
(72)	Deter, Christhard, Dipl.-Ing.; Otto, Herbert, DD

(54) **Drehschwingungsdämpfer**

Patentansprüche:

1. Drehschwingungsdämpfer für Meßspindeln, **gekennzeichnet dadurch**, daß am Spindelende ein mitumlaufendes Teil mit Reibbelag (3) vorgesehen ist, daß an das Lagerteil (4) der Spindellagerung ein Haltering (9) mit Innenbohrung und Außengewinde angebracht ist, auf den ein Überwurfring (5) einstellbar aufgeschraubt ist, der an seiner inneren Planfläche mit einem Reibbelag (3) versehen ist, daß zwischen den Reibbelägen (3) der Spindel (1) und des Überwurfringes (5), im zylindrischen Bund mindestens einer Reibscheibe (2) ein über eine Vielzahl von Druckfedern (7) verbundenes Planscheibenpaar (6) vorgesehen ist, wobei die Planscheiben (6) keine Reibbeläge aufweisen und auf Spindelende und Überwurfring (5) eine der Stellung des Überwurfringes entsprechende Kraft ausüben.
2. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Überwurfring (5) mit einem Gewindinger lagegesichert ist.

Hierzu 1 Seite Zeichnung

Anwendungsgebiet der Erfindung

Die Erfindung ist anwendbar bei Geräten mit Meßspindelssystemen, insbesondere bei schrittmotorgetriebenen Positioniersystemen

Charakteristik der bekannten technischen Losungen

Bekannte Drehschwingungsdämpfer arbeiten grundsätzlich nach den drei Prinzipien Reibungsdämpfer (Reibungsschwungrad), Tilger und von außen wirkende Reibung auf das einer Drehschwingung unterworfenen System

Beim Drehschwingungsdämpfer z. B. Hutte II A, Seite 349 und DE-AS 2250890, DE-AS 2508212, DD-PS 112816, DD-PS 113605, DD-PS 2005353 befindet sich eine zusätzliche trage Masse konzentrisch zur Spindel bzw. Welle. Die Verbindung dieser tragen Zusatzmasse erfolgt über elastische Elemente und Reibflächen. Bei Drehschwingungen kommt es aufgrund des Massenträgheitsmomentes der Zusatzmassen zu einer relativen Drehbewegung zwischen Spindel bzw. Welle und der Zusatzmasse. An den Reibflächen wird kinetische Energie des Drehschwingungssystems in Wärmeenergie überführt und dadurch die Dämpfung erreicht. Die Nachteile dieser Art Schwingungsdämpfung liegen im wesentlichen in folgenden Eigenschaften:

Das erforderliche zusätzliche Massenträgheitsmoment erhöht die gesamte Massenträgheit des Systems. Für schnelle Positionierantriebe besonders im Gerätebau ist das ein wesentlicher Nachteil.

Ein weiterer wesentlicher Nachteil besteht darin, daß die Relativbewegung des Reibungsschwungrades nur bis zu einer unteren Winkelbeschleunigung erfolgt. Die Bedingung dafür ist:

$\text{Massenträgheitsmoment des Reibungsschwungrades} > \text{Reibmoment des Reibungsschwungrades}$. Liegen die Winkelbeschleunigungen des Schwingungssystems so, daß das Massenträgheitsmoment des Reibungsschwungrades kleiner als das Reibmoment des Reibungsschwungrades ist, besteht zwischen dem Reibungsschwungrad und der Spindel bzw. Welle eine starke Kopplung. Es kann prinzipiell keine Dämpfung bis zum Ausklingen der Drehbewegung erreicht werden. Für Geräte mit hochgenauen Positioniersystemen ist auch aus diesem Grund dieses Prinzip der Drehschwingungsdämpfung ungeeignet. Das zweite Prinzip zur Drehschwingungsdämpfung ist das Tilgerprinzip. Auch hier wird ein zusätzliches Massenträgheitsmoment benötigt, das elastisch mit der Spindel bzw. Welle verbunden ist. Die Drehschwingungsdämpfung erfolgt im wesentlichen nicht durch Reibung, sondern durch die Gegeneinanderbewegung zweier schwingungsfähiger Drehschwinger. Der wesentliche und entscheidende Nachteil liegt darin, daß der Tilger für nur eine Erregerfrequenz der Spindel bzw. Welle ausgelegt werden kann. Für unterschiedliche Schrittfrequenzen z. B. eines Positioniersystems im Gerätebau, ist dieses Prinzip deshalb ungeeignet, da nur für eine bestimmte Schrittfrequenz eine optimale Wirkung erzielt werden kann.

Im Gegenteil wird das System in anderen Schrittfrequenzen betrieben, kann Zerstörung durch Resonanz in anderen kritischen Schrittfrequenzen eintreten. (Hutte/Seite 588, II A, Seite 350)

Die dritte Möglichkeit besteht in einer Schwingungsdämpfung, die sich von den beiden ersten dadurch grundsätzlich unterscheidet, daß nicht nur mit der Welle umlaufende Elemente benutzt werden, sondern daß zwischen einem umlaufenden Teil der Welle bzw. Spindel und einem äußeren feststehenden Teil über Reibung eine dämpfende Wirkung erzielt wird. In der DD-PS 144587 wird als dämpfendes Medium eine viskose Flüssigkeit benutzt. In der DD-PS 142911 wird eine geschlitzte Reibbuchse mit Gummiring benutzt. Die geschlitzte Reibbuchse sitzt auf der sich drehenden Welle, deren Drehschwingungen gedämpft werden sollen. Zum anderen wird ein Kolben gegen eine Planfläche gedrückt und dazu die Reibung erzeugt. Diesen letztgenannten Lösungen haften folgende Mängel an:

Die Reibungswiderstände sind nicht einstellbar und ergeben sich z. B. bei der Lösung mit der geschlitzten Hülse aus den sich zufällig einstellenden Fertigungsmaßen. Somit ist eine definierte Reibung nicht erzielbar.

Die über die Planflächen erzeugten Reibmomente sind bei einer Umdrehung nicht konstant, weil starke Elemente gegeneinander drücken.

Vorhandene Planlauffehler der sich drehenden Teile bewirken die Nichtkonstanz des Reibmomentes. Die Reibungsdämpfung kann gemäß dieser dritten Möglichkeit nur für elementare Einsatzfälle ohne besondere Anforderungen angewandt werden. Für schnelle und genaue Positioniersysteme im Gerätebau kann der Einsatz einer solchen Lösung nicht zum Erfolg führen.

Ziel der Erfindung

Ziel der Erfindung ist, die aufgeführten Mängel des Standes der Technik zu vermeiden.

Darlegung des Wesens der Erfindung

Aufgabe der Erfindung ist ein Drehschwingungsdämpfer, dessen Funktion bei kontinuierlicher und diskontinuierlicher Winkelbewegung unterschiedlichen Drehsinns, auch bei kleinsten Winkelbewegungen, gewährleistet ist. Dabei soll das Reibmoment von Null bis zu einem erreichbaren Endwert stufenlos einstellbar und während einer vollen Umdrehung unabhängig von Fertigungstoleranzen nahezu konstant sein. Die Vergrößerung des Massenträgheitsmomentes soll bei geringem Gesamtaufwand minimal sein.

Die Erfindung wird bei einem Drehschwingungsdämpfer für Meßspindeln erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß am Spindelende ein mitumlaufendes Teil mit Reibbelag vorgesehen ist, daß an das Lagerteil der Spindellagerung ein Haltering mit Innenbohrung und Außengewinde angebracht ist, auf den ein Überwurfring einstellbar aufgeschraubt ist, der an seiner inneren Planfläche mit einem Reibbelag versehen ist, daß zwischen den Reibbelägen der Spindel und des Überwurfringes, im *zylindrischen Bund mindestens einer Reibscheibe ein über eine Vielzahl von Druckfedern verbundenes Planscheibenpaar* vorgesehen ist, wobei die Planscheiben auf Spindelende und Überwurfring eine der Stellung des Überwurfringes entsprechende Kraft ausüben.

Zur Lagesicherung des Überwurfringes ist es günstig, einen Gewinding vorzusehen. Durch den erfindungsgemäßen Drehschwingungsdämpfer wird auch für kleinste Winkelbewegungen die Reibungsübertragung auf die Spindel garantiert. Durch die Ausführung des Planscheibenpaares zwischen den beiden Reibscheiben werden Unparallelitäten der beiden Reibscheiben, die sich durch Planlauf toleranzen ergeben, ausgeglichen. Die beiden Planscheiben können sich durch ihre Verbindung mit Druckfedern und die axiale Kraftwirkung zwischen Reib- und Planscheiben beiderseitig an die Reibscheiben anlegen. Dadurch wird ein konstantes Reibmoment über eine volle Umdrehung der Dämpfungseinheit erreicht. Durch die Stellung des Überwurfringes zum Lagerteil kann die axiale Kraft und somit das erreichte Reibmoment eingestellt werden. Durch die Dämpfungseinheit der angegebenen Weise werden keine kritischen Drehzahlen erzeugt.

Ausführungsbeispiel

Die Erfindung wird nachstehend anhand der Zeichnung näher erläutert.

Die Fig. zeigt einen Hauptschnitt durch die Einrichtung. Eine Spindel 1 trägt eine Reibscheibe 2, die mit einem Reibbelag 3 versehen ist. Ein Lagerteil 4 trägt einen Haltering 9 mit Innenbohrung und Innengewinde. Das Außengewinde des Halteringes 9 trägt einen Überwurfring 5, an dessen innerer Planfläche ebenfalls ein Reibbelag 3 befestigt ist. Zwischen den beiden Reibbelägen 3 ist ein Planscheibenpaar 6 angeordnet. Der Reibbelag 3 der Reibscheibe 2 ist mit einem zylindrischen Absatz versehen, der dem Planscheibenpaar 6 die radiale Lagesicherung gibt. Über die Lage des Überwurfringes 5 wird die axiale Kraft zwischen den Reibbelägen 3 und dem Planscheibenpaar 6 eingestellt. Durch einen nicht dargestellten Gewinding kann die erforderliche Stellung gesichert werden.

Die beiden Planscheiben des Planscheibenpaares 6 sind durch eine Vielzahl von Druckfedern 7 verbunden. Die Druckfedern 7 sind in Grundbohrungen 8 der Planscheiben 6 verklebt.

Bei einer beliebigen kontinuierlichen Drehbewegung der Spindel 1 stellt sich zwischen einem der beiden Reibbeläge 3 und einer der Planscheiben des Planscheibenpaares 6 eine Relativbewegung ein. An welcher Seite sie einsetzt, ist von den Reibwerten zwischen Reibbelägen 3 und Planscheiben 6 abhängig. Bei gleichen Werkstoffen werden die Reibwerte nahezu gleich sein und die Relativbewegung verteilt sich auf beide Planscheiben 6.

Im Falle einer ausklingenden Drehschwingung der Spindel 1, d. h. einer in Drehrichtung und Geschwindigkeit sich ständig ändernden Drehbewegung wird sich nur eine Relativbewegung zwischen der Reibscheibe 2 und der auf der Zeichnung linken Planscheibe des Planscheibenpaares 6 einstellen (durch das Massenträgheitsmoment des Planscheibenpaares). Eine Dämpfung tritt aber in jedem denkbaren Bewegungsfall auf, d. h. es ist unerheblich, wo die Relativbewegung stattfindet. Die Federsteifigkeit der Druckfedern 7 wird so hoch gewählt, daß keine relative Verdrehung der Planscheiben des Planscheibenpaares 6 zueinander eintritt. Damit ist absolute Spielfreiheit gewährleistet.

