



(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 600 22 715 T2** 2006.04.27

(12) **Übersetzung der europäischen Patentschrift**

(97) **EP 1 083 349 B1**

(21) Deutsches Aktenzeichen: **600 22 715.4**

(86) PCT-Aktenzeichen: **PCT/JP00/02062**

(96) Europäisches Aktenzeichen: **00 913 012.1**

(87) PCT-Veröffentlichungs-Nr.: **WO 00/58639**

(86) PCT-Anmeldetag: **31.03.2000**

(87) Veröffentlichungstag

der PCT-Anmeldung: **05.10.2000**

(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: **14.03.2001**

(97) Veröffentlichungstag

der Patenterteilung beim EPA: **21.09.2005**

(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: **27.04.2006**

(51) Int Cl.⁸: **F16C 32/04 (2006.01)**

F04D 29/04 (2000.01)

F04D 19/04 (2006.01)

F16C 39/06 (2006.01)

F16C 27/04 (2006.01)

(30) Unionspriorität:

9397099 **31.03.1999** **JP**

2000087482 **27.03.2000** **JP**

(73) Patentinhaber:

BOC Edwards Japan Ltd., Tokio/Tokyo, JP

(74) Vertreter:

Weickmann & Weickmann, 81679 München

(84) Benannte Vertragsstaaten:

CH, DE, FR, GB, IT, LI

(72) Erfinder:

YAMAUCHI, Akira, Narashino-shi, Chiba 275-0004, JP; NONAKA, Manabu, Narashino-shi, Chiba 275-0004, JP

(54) Bezeichnung: **MAGNETLAGER UND VAKUUMPUMPE**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99 (1) Europäisches Patentübereinkommen).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

Beschreibung**TECHNISCHES GEBIET**

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft ein Magnetlager, das mit einem Fanglager bereitgestellt ist, das aus zwei Kugellagern und zwei gewellten, plattenförmigen Dämpfungselementen hergestellt ist, die in einen ringförmigen Spalt eingesetzt sind, der zwischen dem Fanglager und seinem Halterungselement ausgebildet ist, und eine damit bereitgestellte Vakuumpumpe, und insbesondere eine Verbesserung in der Haltbarkeit eines Fanglagers und gewellter Dämpfungselemente zum Aufnehmen eines Stoßes beim Aufprall und zum Unterdrücken einer vibrierenden Drehfrequenz eines Rotors relativ zu einer Drehfrequenz des Rotors.

STAND DER TECHNIK

[0002] Ein Magnetlager, das mit mindestens einer Rotorwelle, einem Radialmagnetlager zum Stützen der Rotorwelle in radialer Richtung, einem Axialmagnetlager zum Stützen der Rotorwelle in axialer Richtung, und einem Fanglager bereitgestellt ist, wird zum Beispiel in einer Vakuumpumpe, wie einer Turbomolekularpumpe, aufgenommen und weitgehend in der Praxis verwendet. Das obengenannte Fanglager ist ein Schutzlager zum Aufnehmen der obengenannten Rotorwelle im Notfall, wie einem Ausfall des Magnetlagers, und besteht aus zwei Kugellagern, die an einem unteren Endabschnitt der obengenannten Rotorwelle angeordnet sind. Ein solche) Magnetlager und die damit bereitgestellte Turbomolekularpumpe sind in JP-A-10-89284, JP-A-63-239397 und dergleichen offenbart.

[0003] Ebenso ist das gewellte plattenförmige Dämpfungselement, das in einem solchen Magnetlager aufgenommen ist, ein Element zum Unterdrücken einer vibrierenden Drehung, d.h., einer Schwenkbewegung, und zum gleichzeitigen Aufnehmen des Stoßes beim Aufprall, wenn der Rotor mit der Rotorwelle auf das Fanglager auftrifft. Dieses gewellte plattenförmige Dämpfungselement erfüllt die Funktion von drei Elementen, einer Feder, eines Dämpfers und eines mechanischen Anschlags, in einem Element, wie in JP-B-7-103894 offenbart ist, und ist zum Beispiel eine gewellte, streifenförmige Stahlplatte, wie in **Fig. 6** dargestellt ist.

[0004] In **Fig. 5** besteht das gewellte plattenförmige Dämpfungselement aus zwei gewellten streifenförmigen Stahlplatten **8a** und **8b**, die in einen ringförmigen Spalt **G** eingesetzt sind, der zwischen äußeren Ringen der zwei Kugellager **4a** und **4b**, die das Fanglager **4** bilden, und einer inneren Umfangsfläche eines Halterungselements **9** des Fanglagers, gebildet ist. Die Frequenz $f = (k/m)^{1/2}$, die durch die Steifigkeit k der gewellten streifenförmigen Stahlplatten **8a** und

8b und die Rotormasse m bestimmt wird, wird mit der vibrierenden Drehfrequenz des Rotors beim Aufprall identifiziert. Die Kollisionsenergie E beim Aufprall des Rotors steht im Verhältnis zu dem Wert zweiter Ordnung der Frequenz f , d.h., (k/m) . Aus diesen Verhältnissen geht hervor, dass je kleiner die Steifigkeit k ist, umso größer die Wirkung der gewellten streifenförmigen Stahlplatten **8a** und **8b** als Dämpfungselement wird. Zur Verringerung der Steifigkeit k ist es möglich, zum Beispiel die Dicke t der gewellten streifenförmigen Stahlplatten **8a** und **8b** zu verringern, aber die Funktion der gewellten streifenförmigen Stahlplatten **8a** und **8b** als Anschlag wird beeinträchtigt, wenn die Dicke t verringert wird.

[0005] Damit die gewellte streifenförmige Stahlplatte **8** als Anschlag mit einer gewissen Steifigkeit gegen den Stoß beim Aufprall des Rotors dient, können die Steigung p der Wellenform, die Höhe h unter lastfreier Bedingung und die Dicke t der gewellten streifenförmigen Stahlplatte **8** nicht nach Wunsch verringert werden, wodurch die Breite B verringert werden muss. Aus diesem Grund wäre die Höhe H des Kugellagers zweimal größer als die Breite B der gewellten streifenförmigen Stahlplatte **8** oder mehr. Mit anderen Worten, in einigen Fällen muss die gewellte streifenförmige Stahlplatte **8** mit einer Breite, die geringer als die halbe Höhe H des Kugellagers ist, verwendet werden. Die gewellten streifenförmigen Stahlplatten **8a** und **8b**, die eine kleine Steigung p , Höhe h und Dicke t und eine Breite haben, die geringer als die halbe Höhe H des Kugellagers, sind mit einer geringen Haltekraft ausgestattet. Daher wird in dem Fall, in dem solche gewellten streifenförmigen Stahlplatten **8a** und **8b** mit der geringeren Breite in den ringförmigen Spalt G eingesetzt sind, aufgrund der Vibration, die durch die Verwendung über einen langen Zeitraum verursacht wird, die obere gewellte streifenförmige Stahlplatte **8a** nach unten versetzt, so dass sie mit der unteren gewellten streifenförmigen Stahlplatte **8b** in Kontakt gebracht wird. Infolgedessen wird in einigen Fällen das erste Kugellager **4a** durch die Breite **6** in radialer Richtung frei gehalten, so dass es mit dem Rotor in Kontakt gebracht wird, um ein abnormales Geräusch oder einen abnormalen Reibungsabrieb zu erzeugen. Übrigens ist die Breite **6** die Breite des ringförmigen Spaltes G . Unter einer solchen Bedingungen könnte das gewellte plattenförmige Dämpfungselement die ursprüngliche Funktion nicht erfüllen und könnte eine abnormale Vibration oder Schwingung in der Vakuumpumpe, die mit dem Magnetlager ausgestattet ist, oder in dem Magnetlager erzeugen, um einen Ausfall der gesamten Vorrichtung herbeizuführen.

[0006] Bei einem Magnetlager, das mit mindestens einer Rotorwelle, einem Radialmagnetlager zum Stützen der Rotorwelle in radialer Richtung, einem Axialmagnetlager zum Stützen der Rotorwelle in axialer Richtung, einem Fanglager, das aus zwei Kugel-

lagern besteht, die an einem unteren Endabschnitt der obengenannten Rotorwelle angeordnet sind, zwei gewellten, plattenförmigen Dämpfungselementen, die in einen ringförmigen Spalt zwischen dem Fanglager und seinem Halterungselement eingesetzt sind, bereitgestellt ist, und wahlweise bei einer Vakuumpumpe, die mit diesem ausgestattet ist, ist eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, die zwei gewellten, plattenförmigen Dämpfungselemente fehlerfrei in einer vorbestimmten Position zu halten.

OFFENBARUNG DER ERFINDUNG

[0007] Zur Lösung der obengenannten Probleme wird ein Magnetlager bereitgestellt, das mit mindestens einer Rotorwelle, einem Radialmagnetlager zum Stützen der Rotorwelle in radialer Richtung, einem Axialmagnetlager zum Stützen der Rotorwelle in axialer Richtung, einem Fanglager, das aus zwei Kugellagern besteht, die so angeordnet sind, dass sie einen unteren Endabschnitt der Rotorwelle umgeben, zwei gewellten, plattenförmigen Dämpfungselementen, die in einen ringförmigen Spalt zwischen dem Fanglager und seinem Halterungselement eingesetzt sind, und mit einem Mittel zum Verhindern einer Positionsverschiebung der zwei gewellten, plattenförmigen Dämpfungselemente in dem ringförmigen Spalt bereitgestellt ist, so dass verhindert wird, dass die gewellten, plattenförmigen Dämpfungselemente axial zueinander verschoben werden; dann wird eine dünne Metallplatte, die zwischen den zwei gewellten, plattenförmigen Dämpfungselementen eingesetzt ist, als Mittel zum Verhindern einer Positionsverschiebung der gewellten plattenförmigen Dämpfungselemente verwendet; als Alternative wird ein ringförmiger konvexer Abschnitt, der in einer inneren Umfangsfläche des Halterungselements eingesetzt ist, als Mittel zum Verhindern einer Positionsverschiebung für die zwei gewellten, plattenförmigen Dämpfungselemente verwendet.

[0008] Die Erfindung, die durch die Merkmale von Anspruch 1 oder durch die Merkmale von Anspruch 2 definiert ist, ist wahlweise durch die Merkmale der Ansprüche 3 und 4 spezifiziert.

KURZE BESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

[0009] Fig. 1 ist eine teilweise perspektivische Ansicht eines Fanglagers und eines gewellten plattenförmigen Dämpfungselements gemäß einer ersten Alternative eines Magnetlagers der vorliegenden Erfindung.

[0010] Fig. 2 ist eine Querschnittsansicht eines Fanglagers und eines gewellten plattenförmigen Dämpfungselements gemäß einer zweiten Alternative eines Magnetlagers der vorliegenden Erfindung.

[0011] Fig. 3 ist eine Querschnittsansicht eines

Fanglagers und eines gewellten plattenförmigen Dämpfungselements, die nicht gemäß der vorliegenden Erfindung sind.

[0012] Fig. 4 ist eine Abwicklung, die verschiedene Ausführungsformen einer gewellten streifenförmigen Stahlplatte **8a** der oberen Stufe, einer gewellten streifenförmigen Stahlplatte **8b** der unteren Stufe und einer streifenförmigen dünnen Metallplatte **10a**, die dazwischen festgeklemmt ist, gemäß der ersten Alternative des Magnetlagers der vorliegenden Erfindung zeigt.

[0013] Fig. 5 ist eine teilweise perspektivische Ansicht eines Fanglagers und eines gewellten plattenförmigen Dämpfungselements, das den am engsten verwandten Stand der Technik für die vorliegende Erfindung darstellt, entsprechend dem Oberbegriff jedes der Ansprüche 1 und 2.

[0014] Fig. 6 ist eine teilweise perspektivische Ansicht einer gewellten streifenförmigen Stahlplatte, die ein gewelltes plattenförmiges Dämpfungselement ist.

[0015] Fig. 7 ist eine Längsschnittansicht einer Ausführungsform einer Vakuumpumpe gemäß der vorliegenden Erfindung.

BESTE AUSFÜHRUNGSFORM DER ERFINDUNG

[0016] Es werden nun bevorzugte Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung unter Bezugnahme auf Fig. 1 bis Fig. 7 ausführlicher beschrieben.

[0017] Fig. 7 ist eine Längsschnittansicht einer Ausführungsform einer Turbomolekularpumpe, bei der die vorliegende Erfindung angewendet wird. Diese Turbomolekularpumpe hat im Prinzip dieselbe Struktur wie jene, die in JP-A-10-89284 offenbart ist, und besteht aus einem Rotor **6** mit einer Rotorwelle **1**, einem Stator **7** und einem Magnetlager zum drehbaren Stützen des Rotors **6** nach Wunsch. Der Rotor **6** enthält ein zylindrisches Rotorelement, in dem eine Anzahl von Rotorscheaufeln an der oberen Seite befestigt ist, und ein zylindrischer Abschnitt mit einer flachen äußeren Umfangsfläche ist an der unteren Seite neben der Rotorwelle **1** ausgebildet. Der Stator **7** enthält ein zylindrisches Statorelement, in dem eine Anzahl von Statorschaufeln an der oberen Seite befestigt ist, und ein zylindrischer Abschnitt mit einer schraubenförmigen inneren Umfangsfläche ist an der unteren Seite ausgebildet.

[0018] Das zuvor beschriebene Magnetlager ist ein sogenanntes fünfschichtiges, steuerndes Magnetlager und besteht aus einem Radialmagnetlager **2**, das ein erstes Radialmagnetlager **2a** umfasst, das an der oberen Seite der Rotorwelle **1** angeordnet ist, sowie ein zweites Radialmagnetlager **2b**, das an der unteren Seite angeordnet ist, und einem Axialmagnetla-

ger 3, das aus einem ersten Axialmagnetlager 3a und einem zweiten Axialmagnetlager 3b besteht, das an einem unteren Endabschnitt der Rotorwelle 1 angeordnet ist, und einem Hochfrequenzmotor 5, der in einem mittleren Abschnitt der Rotorwelle 1 angeordnet ist.

[0019] Das zuvor beschriebene Magnetlager enthält des Weiteren ein Fanglager 4, das zwischen dem ersten Axialmagnetlager 3a in einer oberen Stufe und dem unteren Endabschnitt der Rotorwelle angeordnet ist, und ein gewelltes plattenförmiges Dämpfungselement zum Aufnehmen des Stoßes beim Aufprall und zum Dämpfen der Schwenkfrequenz des Rotors. Das Fanglager 4 besteht aus zwei Kugellagern, die in oberen und unteren Stufen angeordnet sind, d.h., einem ersten Kugellager 4a und einem zweiten Kugellager 4b. Obwohl in **Fig. 7** nicht dargestellt, ist das gewellte plattenförmige Dämpfungselement in den ringförmigen Spalt eingesetzt, der zwischen dem Fanglager 4 und dessen Halterungselements gebildet ist.

[0020] In **Fig. 1**, die eine erste Alternative der vorliegenden Erfindung zeigt, dient ein zylindrisches Halterungselement 9 sowohl als Axiallager-Halterungselement als auch als Fanglager-Halterungselement. Das heißt, das Halterungselement 9 ist das Halterungselement, das mit einer Harzpressform überzogen und zu einem Zylinder geformt ist, um Elektromagneten aufzunehmen, die das Axiallager 3a von **Fig. 7** bilden. Dann wird das Fanglager 4, d.h., die zwei Kugellager 4a und 4b, die in der oberen und unteren Stufe angeordnet sind, in dem inneren Umfangsabschnitt des Halterungselements 9 aufgenommen. Der ringförmige Spalt G wird zwischen der inneren Umfangsfläche des zylindrischen Halterungselements 9 und den äußeren Ringen der zwei Kugellager 4a und 4b ausgebildet, zwei gewellte streifenförmige Stahlplatten 8a und 8b, die das gewellte plattenförmige Dämpfungselement bilden, werden in diesen ringförmigen Spalt G eingesetzt, und eine streifenförmige dünne Metallplatte 10a wird eingesetzt, während sie von der oberen gewellten streifenförmigen Stahlplatte 8a und der unteren gewellten streifenförmigen Stahlplatte 8b festgeklemmt wird. Die gewellten streifenförmigen Stahlplatten 8a und 8b sind zum Beispiel die gewellten streifenförmigen Stahlplatten, wie in **Fig. 6** dargestellt.

[0021] Die zwei Kugellager 4a und 4b werden durch die Elastizität der gewellten streifenförmigen Stahlplatten 8a und 8b in die radiale Richtung gepresst und über dem inneren Umfangsabschnitt des Halterungselements 9 gehalten. Die gewellten streifenförmigen Stahlplatten 8a und 8b werden auch durch deren Elastizität in einer vorbestimmten Position in dem ringförmigen Spalt G gehalten. Da die gewellten streifenförmigen Stahlplatten 8a und 8b in den ringförmigen Spalt G durch die streifenförmige dünne Metall-

platte 10a in axialer Richtung eingesetzt sind, gibt es zusätzlich keine Positionsverschiebung oder kein Herabfallen, und die Platten werden immer fehlerfrei in der vorbestimmten Position gehalten. Kurz gesagt, die streifenförmige dünne Metallplatte 10a ist ein Mittel zum Verhindern der Positionsverschiebung des gewellten plattenförmigen Dämpfungselements.

[0022] Übrigens beziehen sich die Wahl der dünnen Metallplatte 10a und die Bestimmung der Breite δ des ringförmigen Spalts wechselseitig auf die Dicke T der dünnen Metallplatte 10a, die Dicke t der gewellten streifenförmigen Stahlplatten und die Breite δ des ringförmigen Spalts. Wenn der Wert, der durch Subtrahieren der Dicke t der gewellten streifenförmigen Stahlplatten von der Breite δ des ringförmigen Spalts erhalten wird, klein ist, ist das Bewegungsmaß des gewellten Abschnitts der gewellten streifenförmigen Stahlplatten, d.h., das radiale Bewegungsmaß des Rotors, verringert, wodurch es unmöglich ist, die notwendige elastische Kraft zu erhalten. Wenn umgekehrt der Wert, der durch Subtrahieren der Dicke t der gewellten streifenförmigen Stahlplatten von der Breite δ des ringförmigen Spalts erhalten wird, groß ist, ist die Wirkung zum Verhindern der Positionsverschiebung der dünnen Metallplatte verringert. Daher wird gemäß der ersten Alternative die Wahl der dünnen Metallplatte 10a und die Bestimmung der Breite δ des ringförmigen Spalts so ausgeführt, dass die Summe $(T + t)$ der Dicke T der dünnen Metallplatte 10a und der Dicke t der gewellten streifenförmigen Stahlplatten 0,8 bis 1,3 mal die Breite δ des ringförmigen Spalts ist. Somit wird die Wirkung zum Verhindern der Positionsverschiebung des gewellten plattenförmigen Dämpfungselements weiter verbessert.

[0023] In **Fig. 2**, die eine zweite Alternative der vorliegenden Erfindung zeigt, ist das Mittel zum Verhindern einer Positionsverschiebung des gewellten plattenförmigen Dämpfungselements ein ringförmiger konvexer Abschnitt 10b, der an der inneren Umfangsfläche eines zylindrischen Halterungselements 9 ausgebildet ist. Ein ringförmiger Spalt G ist durch diesen ringförmigen konvexen Abschnitt 10b in die obere und untere Stufe geteilt. Dann werden eine gewellte streifenförmige Stahlplatte 8b und eine gewellte streifenförmige Stahlplatte 8a in den unteren ringförmigen Spalt beziehungsweise den oberen ringförmigen Spalt eingesetzt. Daher werden auch in der zweiten Ausführungsform die gewellten streifenförmigen Stahlplatten 8a und 8b immer fehlerfrei in einer vorbestimmten Position des ringförmigen Spalts G gehalten. Übrigens werden die Höhe T des ringförmigen konvexen Abschnitts und die Breite δ des ringförmigen Spalts so bestimmt, dass die Summe $(T + t)$ der Dicke T des ringförmigen konvexen Abschnitts und der Dicke t der gewellten streifenförmigen Stahlplatten 0,8 und 1,3 mal die Breite δ des ringförmigen Spalts ist. Somit wird die Wirkung zum Verhindern der Positionsverschiebung des gewellten plattenförmigen

migen Dämpfungselements weiter verbessert.

[0024] In **Fig. 3**, die eine Ausführungsform zeigt, die nicht gemäß der vorliegenden Erfindung ist, ist das Mittel zum Verhindern einer Positionsverschiebung des gewellten plattenförmigen Dämpfungselements ein ringförmiger konkaver Abschnitt **10c**, der in der inneren Umfangsfläche des zylindrischen Halterungselements **9** ausgebildet ist. Eine einzige gewellte streifenförmige Stahlplatte **8c** ist in diesen ringförmigen konkaven Abschnitt **10c** eingesetzt. Daher wird auch in dieser Ausführungsform die gewellte streifenförmige Stahlplatte **8c** immer fehlerfrei in einer vorbestimmten Position eines ringförmigen Spalts **G** gehalten. Übrigens werden die Dicke **T** des ringförmigen konkaven Abschnitts und die Breite **6** des ringförmigen Spalts so bestimmt, dass die Summe $(T + t)$ der Dicke **T** des ringförmigen konkaven Abschnitts und der Dicke **t** der gewellten streifenförmigen Stahlplatte 0,8 und 1,3 mal die Breite δ des ringförmigen Spalts ist. Somit wird die Wirkung zum Verhindern der Positionsverschiebung des gewellten plattenförmigen Dämpfungselements weiter verbessert. In der ersten und zweiten Alternative werden zwei gewellte, plattenförmige Dämpfungselemente verwendet. In der dritten Ausführungsform jedoch wird das einzelne plattenförmige Dämpfungselement verwendet.

[0025] In der vorliegenden Erfindung ist die Summe $(T + t)$ der Dicke **T** der dünnen Metallplatte oder der Höhe des ringförmigen konvexen Abschnitts und der Dicke **t** der gewellten streifenförmigen Stahlplatte vorzugsweise 0,8 bis 1,3 mal die Breite **6** des ringförmigen Spalts. Der Grund dafür ist folgender.

[0026] Es wird zum Beispiel angenommen, dass in der Ausführungsform, in der die Dicke **t** der gewellten streifenförmigen Stahlplatten 0,1 mm ist, die Höhe **h** der gewellten streifenförmigen Stahlplatten 0,25 mm ist und die Breite **6** des ringförmigen Spalts 0,2 mm ist, die gewellten streifenförmigen Stahlplatten aufgrund einer langfristigen Verwendung verzogen oder gealtert sind, oder die Höhe **h'** wird. Die Höhe **h** der gewellten streifenförmigen Stahlplatten wird die halbe Länge von 0,25 mm und **h'** wird 0,125 mm. Damit die gewellte streifenförmige Stahlplatte, die aufgrund der langfristigen Verwendung verzogen oder gealtert ist, als gewelltes plattenförmiges Dämpfungselement dient, sollte das Verhältnis $\delta < (h' + T)$ erreicht werden. Dies ist der Grund, warum die gewellten streifenförmigen Stahlplatten von der vorbestimmten Position verschoben werden, wenn dieses Verhältnis nicht erfüllt ist. Wenn die zuvor beschriebenen Werte in diese Formel eingesetzt werden, wird das Verhältnis $T > 0,075$ mm erreicht. Wenn die Dicke **t** = 0,1 mm zu der rechten Seite und der linken Seite dieser Formel addiert wird, wird das Verhältnis $(T + t) > 0,175$ mm erhalten. Dieser Wert, 0,175 mm, ist etwa 0,8 mal die Breite $\delta = 0,2$ mm des ringförmigen Spalts.

[0027] Ebenso ist das Bewegungsmaß χ (Ausmaß der Änderung des gewellten plattenförmigen Dämpfungselements) des Rotors, das beim Aufprall des Rotors notwendig ist, durch $\chi = (\delta - t)/2$ dargestellt. Wenn der zuvor beschriebene Wert dafür eingesetzt wird, wird das Verhältnis $\chi = 0,05$ mm erhalten. Um die Bewegung des Rotors nicht durch die Dicke **T** des ringförmigen konkaven Abschnitts oder durch die Höhe des ringförmigen konkaven Abschnitts und die Dicke der dünnen Metallplatte zu begrenzen, muss das Verhältnis $(\delta - \chi) > T$ erfüllt sein. Wenn die zuvor beschriebenen Werte in diese Formel eingesetzt werden, ist es möglich, $T < 0,15$ mm zu erhalten. Wenn die Dicke **t** = 0,1 mm zu der rechten Seite und der linken Seite dieser Formel addiert wird, wird das Verhältnis $(T + t) < 0,25$ mm erhalten. Dieser Wert, 0,25 mm, ist etwa 1,3 mal die Breite $\delta = 0,2$ mm des ringförmigen Spalts.

[0028] Übrigens haben in der ersten Alternative, die in **Fig. 1** dargestellt ist, die zwei gewellten streifenförmigen Stahlplatten **8a** und **8b**, die das gewellte plattenförmige Dämpfungselement bilden, und die dünne Metallplatte **10a**, die von diesen Platten festgeklemmt ist, Abschnitte, die an den Endflächen in die axiale Richtung miteinander in Kontakt stehen. Dadurch wird verhindert, dass die gewellten streifenförmigen Stahlplatten **8a** und **8b** als Federn dienen. Das heißt, wenn die Masse des Rotors **m** ist und die Federsteifigkeit des gewellten plattenförmigen Dämpfungselements **k** ist, wird die richtige Frequenz **f** [Hz] beim Aufprall des Rotors durch $f = (1/2\pi)(k/m)^{1/2}$ dargestellt. Die Energie **E**, die auf das zylindrische Halterungselement **9** beim Aufprall ausgeübt wird, hat ein proportionales Verhältnis mit dem Produkt mf^2 des Wertes zweiter Ordnung f^2 der Frequenz **f** und der Masse **m**. Zum Beispiel kann in dem Fall, in dem die richtige Frequenz **f** ein Drittel der Nenndrehfrequenz f_0 des Rotors ist, die zuvor beschriebene Energie **E** durch das gewellte plattenförmige Dämpfungselement theoretisch ein Neuntel gesenkt werden. Da jedoch die zwei gewellten streifenförmigen Stahlplatten **8a** und **8b** und die dünne Metallplatte, die zwischen diesen Platten festgeklemmt ist, Abschnitte haben, die an den Endflächen in axialer Richtung miteinander in Kontakt stehen, wird verhindert, dass das gewellte plattenförmige Dämpfungselement als Feder dient. Wenn dies zutrifft, besteht das Problem, dass die Wirkung des gewellten plattenförmigen Dämpfungselements, die Energie **E**, die auf das zylindrische Halterungselement **9** beim Aufprall ausgeübt wird, deutlich zu verringern, beeinträchtigt wäre.

[0029] Verschiedene Ausführungsformen zur Lösung dieses Problems sind in **Fig. 4** dargestellt. In jeder der modifizierten Ausführungsformen von **Fig. 4(B)** bis **Fig. 4(E)**, die Modifizierungen der grundlegenden Ausführungsform von **Fig. 4(A)** sind, ist der Kontaktabschnitt in die axiale Richtung verringert. Das heißt, **Fig. 4(B)** zeigt eine Ausführungs-

form, in der eine rechteckige, gewellte, streifenförmige Stahlplatte **8a** ohne weggeschnittenen Abschnitt, eine rechteckige, gewellte, streifenförmige Stahlplatte **8b** ohne weggeschnittenen Abschnitt und eine rechteckige dünne Stahlplatte **10a** mit weggeschnittenen Abschnitten in der oberen und unteren Seitenfläche in Kombination verwendet werden. **Fig. 4(C)** zeigt eine Ausführungsform, in der eine rechteckige, gewellte, streifenförmige Stahlplatte **8a** mit weggeschnittenen Abschnitten in der unteren Seitenfläche, eine rechteckige, gewellte, streifenförmige Stahlplatte **8b** mit weggeschnittenen Abschnitten in der oberen Seitenfläche und eine rechteckige dünne Stahlplatte **10a** ohne weggeschnittene Abschnitte in Kombination verwendet werden. **Fig. 4(D)** zeigt ferner eine Ausführungsform, in der eine rechteckige, gewellte, streifenförmige Stahlplatte **8a** mit weggeschnittenen Abschnitten in der oberen Seitenfläche, eine rechteckige, gewellte, streifenförmige Stahlplatte **8b** mit weggeschnittenen Abschnitten in der unteren Seitenfläche und eine rechteckige dünne Stahlplatte **10a** mit weggeschnittenen Abschnitten in der oberen und unteren Seitenfläche in Kombination verwendet werden. **Fig. 4(E)** zeigt ferner eine Ausführungsform, in der eine rechteckige, gewellte, streifenförmige Stahlplatte **8a** mit weggeschnittenen Abschnitten in der oberen und unteren Seitenfläche, eine rechteckige, gewellte, streifenförmige Stahlplatte **8b** mit weggeschnittenen Abschnitten in der oberen und unteren Seitenfläche und eine rechteckige dünne Stahlplatte **10a** ohne weggeschnittene Abschnitte in Kombination verwendet werden.

[0030] Die Wirkung zur Energieverringern durch diese modifizierten Ausführungsformen wird nun beschrieben. Die gesamte Energie E_{11} beim Aufprall in der grundlegenden Ausführungsform von **Fig. 4(A)** ist durch $E_{11} = \alpha \{ (G_1/2\pi)f^2 + (G_2/2\pi)f_0^2 \}$ dargestellt, wobei α die proportionale Konstante ist. In dem Fall, in dem die richtige Frequenz f ein Drittel der Nenndrehfrequenz f_0 des Rotors ist, ist dann die gesamte Energie E_{11} , $E_{11} = \alpha(f_0^2/2\pi)(G_1/9 + G_2)$, wobei G_1 der Vibrationspegel des Rotors beim Aufprall ist, und G_2 der Vibrationspegel bei der Nenndrehfrequenz ist.

[0031] Der Vibrationspegel G_1 des Rotors beim Aufprall im Falle der grundlegenden Ausführungsform von **Fig. 4(A)** ist 0,5 und der Vibrationspegel G_2 bei der Nenndrehfrequenz ist 0,1. Daher wird die gesamte Energie E_{11} beim Aufprall durch $E_{11} = \alpha(f_0^2/2\pi)(0,5/9 + 0,1) = 0,156\alpha(f_0^2/2\pi)$ dargestellt.

[0032] In den modifizierten Ausführungsformen von **Fig. 4(B)** bis **Fig. 4(E)** wird die gesamte Energie E_{12} beim Aufprall durch $E_{12} = \alpha \{ (G_3/2\pi)f^2 + (G_4/2\pi)f_0^2 \}$ dargestellt. In dem Fall, in dem die richtige Frequenz f ein Drittel der Nenndrehfrequenz f_0 des Rotors ist, wird dann die gesamte Energie E_{12} durch $E_{12} = \alpha(f_0^2/2\pi)(G_3/9 + G_4)$ dargestellt, wobei G_3 der Vibrationspegel des Rotors beim Aufprall ist, wenn der

Kontaktabschnitt des gewellten plattenförmigen Dämpfungselements zu der dünnen Metallplatte ein Drittel des kontaktfreien Abschnitts ist, und G_4 der Vibrationspegel bei der Nenndrehfrequenz des Rotors ist.

[0033] Der Vibrationspegel G_3 des Rotors beim Aufprall im Falle der modifizierten Ausführungsformen von **Fig. 4(B)** und **Fig. 4(C)** ist 1,0, und der Vibrationspegel G_4 bei der Nenndrehfrequenz des Rotors ist 0,01. Daher wird die gesamte Energie E_{12} beim Aufprall durch $E_{12} = \alpha(f_0^2/2\pi)(1/9 + 0,1) = 0,121\alpha(f_0^2/2\pi)$ dargestellt. Dies ist 78% der Gesamtenergie von $0,156\alpha(f_0^2/2\pi)$ beim Aufprall in der grundlegenden Ausführungsform. Daher ist es gemäß den modifizierten Ausführungsformen von **Fig. 4(B)** und **Fig. 4(C)** möglich, die Energie im Vergleich zu der grundlegenden Ausführungsform von **Fig. 4(A)** weiter um 22% zu verringern. Auf dieselbe Weise ist es auch in den modifizierten Ausführungsformen von **Fig. 4(D)** und **Fig. 4(E)** möglich, die Energie im Vergleich zu der grundlegenden Ausführungsform von **Fig. 4(A)** weiter zu verringern.

[0034] Übrigens ist in **Fig. 1** bis **Fig. 3** das zylindrische Halterungselement **9** das Halterungselement, das die Elektromagneten aufnimmt, die das Axiallager **3a** bilden, das aus Harz geformt und zu einem Zylinder gebildet ist. Dieses kann jedoch mit einer anderen Struktur gebildet werden, zum Beispiel einer Struktur, die mit einer Statorsäule des Magnetlagers integral ist.

INDUSTRIELLE ANWENDBARKEIT

[0035] Da die gewellten plattenförmigen Dämpfungselemente fehlerfrei in einer vorbestimmten Position gehalten werden, selbst wenn sie schmale gewellte streifenförmige Stahlplatten sind, ist es möglich, dass die gewellten plattenförmigen Dämpfungselemente an einer Verschiebung gehindert werden, so dass ein abnormaler Kontakt zwischen dem Rotor und dem Fanglager eintritt. Da das Mittel zum Verhindern einer Positionsverschiebung des obengenannten gewellten plattenförmigen Dämpfungselements eine einfache Struktur aufweist, ist es zusätzlich möglich, dadurch die Erhöhung der Herstellungskosten so weit wie möglich zu verringern. Ferner kommt es zu keiner Positionsverschiebung und es gibt keine ungebührlich starke äußere Kraft. Somit wird die Haltbarkeit des gewellten plattenförmigen Dämpfungselements an sich verbessert und der Notwendigkeit, Teile bei einer Wartung zu tauschen, wird vorgebeugt.

Patentansprüche

1. Magnetlager, bereitgestellt mit mindestens einer Rotorwelle (1), einem Radialmagnetlager (2) zum Stützen der Rotorwelle in radialer Richtung, einem

Axialmagnetlager (3) zum Stützen der Rotorwelle in axialer Richtung, einem Fanglager (9), das aus zwei Kugellagern (9a, 4b) besteht, die so angeordnet sind, dass sie einen unteren Endabschnitt der Rotorwelle umgeben, und zwei gewellten, plattenförmigen Dämpfungselementen (8a, 8b), die in einen ringförmigen Spalt (G) zwischen dem Fanglager und seinem Halterungselement eingesetzt sind, dadurch gekennzeichnet, dass:

ein Mittel (10a) zum Verhindern einer Positionsverschiebung der zwei gewellten, plattenförmigen Dämpfungselemente in dem ringförmigen Spalt bereitgestellt ist, wobei das Mittel zum Verhindern einer Positionsverschiebung eine dünne Metallplatte ist, die zwischen den zwei gewellten, plattenförmigen Dämpfungselementen (8a, 8b) eingesetzt ist, so dass verhindert wird, dass die gewellten, plattenförmigen Dämpfungselemente (8a, 8b) axial zueinander verschoben werden.

2. Magnetlager, bereitgestellt mit mindestens einer Rotorwelle (1), einem Radialmagnetlager (2) zum Stützen der Rotorwelle in radialer Richtung, einem Axialmagnetlager (3) zum Stützen der Rotorwelle in axialer Richtung, einem Fanglager (4), das aus zwei Kugellagern (9a, 4b) besteht, die so angeordnet sind, dass sie einen unteren Endabschnitt der Rotorwelle umgeben, und zwei gewellten, plattenförmigen Dämpfungselementen (8a, 8b), die in einen ringförmigen Spalt (G) zwischen dem Fanglager und seinem Halterungselement eingesetzt sind, dadurch gekennzeichnet, dass:

ein Mittel (10a) zum Verhindern einer Positionsverschiebung der zwei gewellten, plattenförmigen Dämpfungselemente in dem ringförmigen Spalt bereitgestellt ist, wobei das Mittel zum Verhindern einer Positionsverschiebung ein ringförmiger konvexer Abschnitt ist, der an einer inneren Umfangsfläche des Halterungselements ausgebildet ist, um die zwei gewellten, plattenförmigen Dämpfungselemente (8a, 8b) zu trennen, so dass verhindert wird, dass die gewellten, plattenförmigen Dämpfungselemente (8a, 8b) axial zueinander verschoben werden.

3. Magnetlager nach Anspruch 1 oder Anspruch 2, wobei die Summe ($T + t$) der Dicke (T) der dünnen Metallplatte oder der Höhe des ringförmigen konvexen Abschnitts und der Dicke (t) der gewellten, plattenförmigen Dämpfungselemente, die aus Stahl hergestellt sind, 0,8 bis 1,3 mal eine Breite (6) des ringförmigen Spalts ist.

4. Vakuumpumpe, die mit dem Magnetlager nach Anspruch 1 oder Anspruch 2 bereitgestellt ist.

Es folgen 7 Blatt Zeichnungen

FIG.1

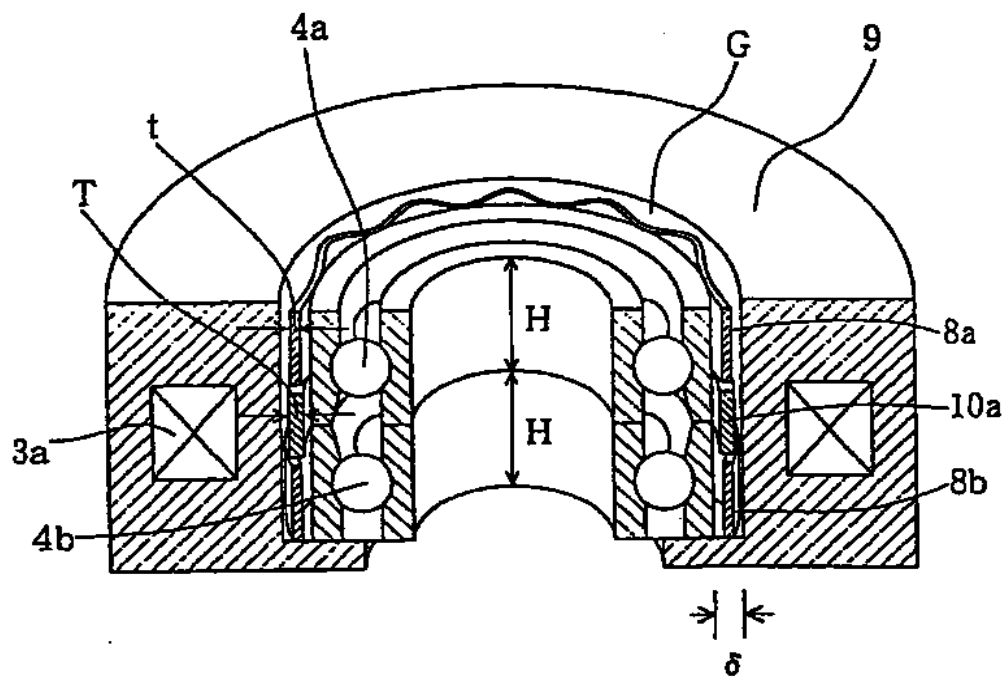


FIG.2

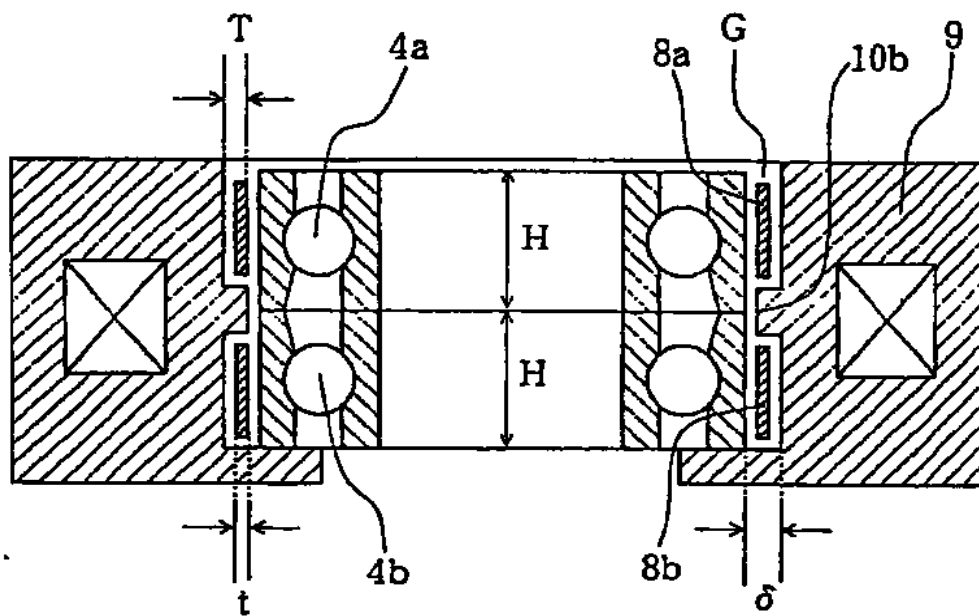


FIG.3

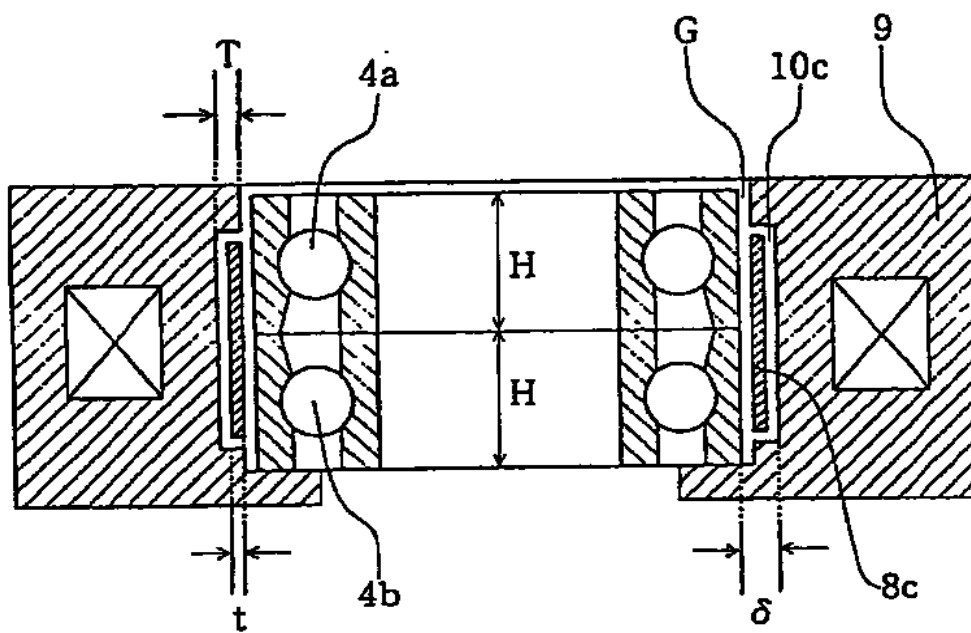


FIG.4

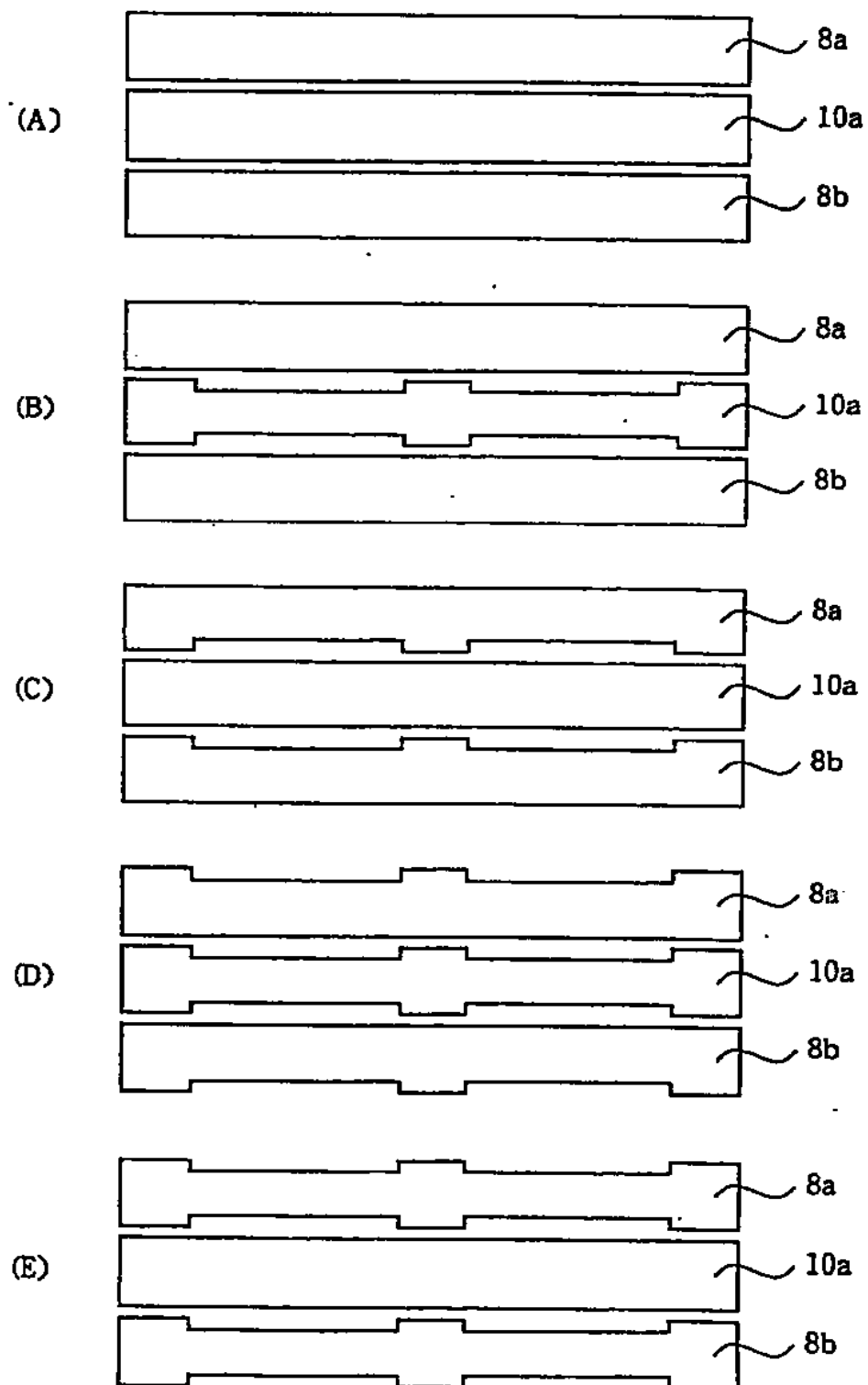


FIG.5

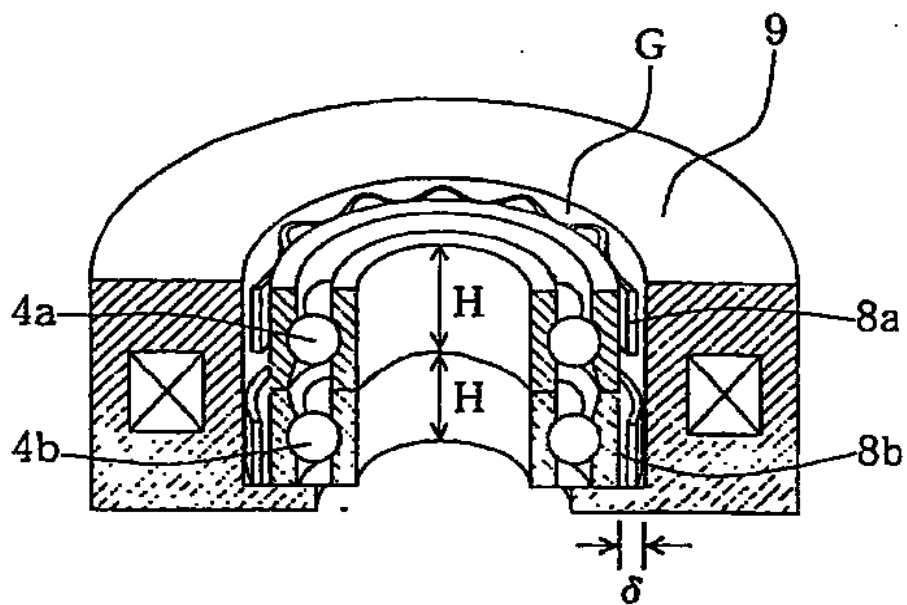


FIG.6

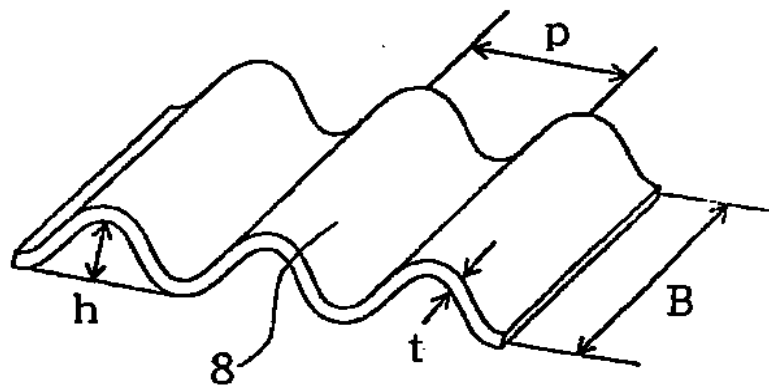


FIG.7

