

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第3840742号
(P3840742)

(45) 発行日 平成18年11月1日(2006.11.1)

(24) 登録日 平成18年8月18日(2006.8.18)

(51) Int. Cl.

F 1 6 C 17/02 (2006.01)

F I

F 1 6 C 17/02

A

請求項の数 7 (全 21 頁)

<p>(21) 出願番号 特願平9-152549 (22) 出願日 平成9年6月10日(1997.6.10) (65) 公開番号 特開平11-2234 (43) 公開日 平成11年1月6日(1999.1.6) 審査請求日 平成15年11月17日(2003.11.17)</p>	<p>(73) 特許権者 000002130 住友電気工業株式会社 大阪府大阪市中央区北浜四丁目5番33号 (74) 代理人 100064746 弁理士 深見 久郎 (74) 代理人 100085132 弁理士 森田 俊雄 (74) 代理人 100091409 弁理士 伊藤 英彦 (72) 発明者 粟津 知之 兵庫県伊丹市昆陽北一丁目1番1号 住友 電気工業株式会社 伊丹製作所内 審査官 富岡 和人</p>
--	--

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 動圧気体軸受構造

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

円柱状の軸体と、その軸体に半径方向に間隙を保って対向する中空円筒状の軸受体とを備え、

それぞれの中心軸が一致するように前記軸体と前記軸受体とを配置したときに前記軸体の外周面と前記軸受体の内周面とによってほぼ円筒状の空隙が形成され、

前記軸体と前記軸受体の軸に垂直な横断面形状において、前記中心軸を通る半径方向の直線が前記軸体の外周面に相当する外形線に交差する点と、前記軸受体の内周面に相当する外形線に交差する点との間の距離によって前記空隙の厚み(h)は規定され、

前記軸体の外周面に沿う円周に対応する中心角に対して前記空隙の厚みが変化する少なくとも1つの空隙変化部分を前記空隙が有しており、

前記軸体の直径を D_1 、前記空隙の厚みの変化量を h 、前記中心角の変化量を θ としたとき、空隙変化率は、

$$= (h / D_1) / \theta \quad [/ \circ]$$

で表わされ、

前記空隙変化部分は、 $1.0 \times 10^{-4} < \theta < 10.0 \times 10^{-4}$ の範囲内の空隙変化率を有し、

前記軸体の長手方向に沿った前記空隙変化部分の長さが、前記軸体の長手方向に沿った円筒状の前記空隙の長さの20%以上90%以下であり、

前記空隙変化部分が、円筒状の前記空隙内で前記軸体の長手方向の一方端部に形成され

ている、動圧気体軸受構造。

【請求項 2】

前記空隙は、ほぼ一定の厚みを有する空隙一部分と、前記一定の厚みよりも大きい厚みを有する空隙拡大部分とを備え、前記空隙拡大部分が前記空隙変化部分を含む、請求項 1 に記載の動圧気体軸受構造。

【請求項 3】

前記軸体の直径 (D_1) に対する比率で表わされた前記空隙一部分の厚み (h_0) と前記空隙拡大部分の最大厚み (h_{max}) との差 ($h_{max} - h_0$) / D_1 は、0.007 以下である、請求項 2 に記載の動圧気体軸受構造。

【請求項 4】

前記空隙拡大部分は、前記中心角で 5° 以上に相当する幅 (W) を有する、請求項 2 または 3 に記載の動圧気体軸受構造。

【請求項 5】

前記軸体の直径 (D_1) に対する比率で表わされた前記空隙一部分の厚み (h_0 / D_1) は、0.00125 以下である、請求項 2 から 4 までのいずれかに記載の動圧気体軸受構造。

【請求項 6】

前記軸体および前記軸受体の少なくとも一方の前記横断面形状を非真円にすることにより、前記空隙拡大部分が形成される、請求項 2 から 5 までのいずれかに記載の動圧気体軸受構造。

【請求項 7】

前記空隙拡大部分は、前記軸体の外周面に沿って 3 箇所以上配置されている、請求項 2 から 6 までのいずれかに記載の動圧気体軸受構造。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

この発明は、一般的には動圧気体軸受構造に関し、より特定的には、高速度で回転する回転体を支持する動圧気体軸受構造に関するものである。

【0002】

【従来の技術および発明が解決しようとする課題】

近年、磁気記録装置の回転駆動部、たとえばハードディスクドライバ(以下、「HDD」と呼ぶ)の高記憶容量化およびアクセス時間の短縮に伴い、HDDの駆動用スピンドルモータには、それに対応した高い回転速度、高い回転精度が要求されるようになってきている。このような高い回転速度と高い回転精度が要求される精密モータをより高速度で回転させるために、空気軸受(動圧気体軸受)を回転駆動部に用いることが提案されている。この空気軸受を用いる回転駆動部においては、回転体が回転すると、少なくともラジアル式気体軸受と回転体との間の空隙へ空気が強制的に導入される。これにより、その空隙内の空気圧が高められ、空気軸受を介して回転体が高速度で回転する。このようにして、空気軸受を用いることによって、高速回転中においても回転精度の維持が期待される。

【0003】

上記のようなラジアル式気体軸受においては、たとえば、十合晋一著、「気体軸受」共立出版(1984)に示されているように、軸体の軸受体内の偏心により、くさび型隙間が形成される。このくさび型隙間を空気が通過するときに空気が圧縮されるために圧力が発生する。これにより、軸体と軸受体を非接触に支持することが可能になる。

【0004】

ところが、森淳暢著、「気体軸受のホワールについて」第481頁~第488頁、「潤滑」第20巻第7号(1975)によれば、円筒ジャーナル軸受は、垂直軸を支える場合などの無負荷状態に置かれると、「ホワール」と呼ばれる不安定現象が見られる。この現象は、いかなる回転速度においても、軸が遠心力で軸受面に押しつけられるようにして軸受内部を振れ回るものである。円筒ジャーナル軸受は、静的な負荷により軸受中心と回転中

10

20

30

40

50

心がずれることによって圧力が1箇所が発生して安定した回転をもたらす。しかし、円筒ジャーナル軸受を縦型の構造、すなわち垂直軸を支える構造等に使用した場合には、軸受は無負荷状態に置かれるため、外乱によって圧力発生点が変化し、回転が不安定となる。

【0005】

上記のような動圧気体軸受をHDDに適用する場合には、回転体の位置精度が重要視されるため、上述のような不安定要因を排除する必要がある。

【0006】

そこで、高速回転において高い回転精度を維持することが可能な動圧気体軸受構造が特開平8-312639号公報で提案されている。

【0007】

しかしながら、この提案された動圧気体軸受構造では、高速回転において軸体と軸受体が発生動圧により接触しない状態で安定して回転することができるが、回転が停止した状態から軸体と軸受体とが接触した状態で回転するときの回転数が比較的大きい。そのため、回転の起動停止時において高い回転数で軸体と軸受体とが接触して損傷や焼付きを引き起こす可能性が高いという問題点があった。したがって、上記の公報で提案された動圧気体軸受構造では寿命が短くなる可能性があった。

【0008】

そこで、この発明の目的は、高速回転において高い回転精度を維持することが可能であり、かつ軸受寿命を高めることが可能な動圧気体軸受構造を提供することである。

【0009】

【課題を解決するための手段】

この発明に従った動圧気体軸受構造は、円柱状の軸体と、その軸体に半径方向に間隙を保って対向する中空円筒状の軸受体とを備える。それぞれの中心軸が一致するように軸体と軸受体とを配置したときに軸体の外周面と軸受体の内周面とによってほぼ円筒状の空隙が形成される。軸体と軸受体の軸に垂直な横断面形状において、中心軸を通る半径方向の直線が軸体の外周面に相当する外形線に交差する点と、軸受体の内周面に相当する外形線に交差する点との間の距離によって空隙の厚み(h)が規定される。

【0010】

このように規定された空隙が少なくとも1つの空隙変化部分を有する。空隙変化部分においては、軸体の外周面に沿う円周に対応する中心角に対して空隙の厚みが変化する。軸体の直径を D_1 、空隙の厚みの変化量を h 、中心角の変化量を θ としたとき、空隙変化率は以下の式で表わされる。

【0011】

$$= (h / D_1) / \theta \quad [/ \circ]$$

空隙変化部分は、以下の範囲内の空隙変化率を有する。

【0012】

$$1.0 \times 10^{-4} < \theta < 10.0 \times 10^{-4}$$

軸体の長手方向に沿った空隙変化部分の長さは、軸体の長手方向に沿った円筒状の空隙の長さの20%以上90%以下である。空隙変化部分は、円筒状の空隙内で軸体の長手方向の一方端部に形成されている。

【0014】

好ましくは、空隙は、ほぼ一定の厚みを有する空隙一部分と、その一定の厚みよりも大きい厚みを有する空隙拡大部分とを備える。空隙拡大部分は空隙変化部分を含む。

【0015】

また、好ましくは、軸体の直径(D_1)に対する比率で表わされた空隙一部分の厚み(h_0)と空隙拡大部分の最大厚み(h_{max})との差($h_{max} - h_0$)/ D_1 は、0.007以下である。

【0016】

さらに好ましくは、空隙拡大部分は、中心角で5°以上に相当する幅(W)を有する。

【0017】

10

20

30

40

50

軸体の直径 (D_1) に対する比率で表わされた空隙一定部分の厚み (h_0 / D_1) は、0.00125以下であるのが好ましい。

【0018】

軸体および軸受体の少なくとも一方の横断面形状を非真円にすることにより、空隙拡大部分が形成される。

【0019】

空隙拡大部分は軸体の外周面に沿って3箇所以上配置されているのが好ましい。

【0020】

本発明においては、それぞれの中心軸が一致するように軸体と軸受体とを配置したときに所定の空隙変化率を有する空隙変化部分が軸体の外周面と軸受体の内周面との間に形成されている。そのため、軸体を軸受体の内部において偏心させることなく、くさび型隙間を形成することができる。したがって、軸体と軸受体とにより形成される空隙に空気または潤滑油等が流れると、くさび型効果により、動圧が発生する。

10

【0021】

具体的には、図3のA部詳細に示されるように、空隙変化部分のうち、拡張部分においては、流体の流路が拡大するため、単位断面積当りの流線の密度が低下する。その結果として、負圧部分が形成される。一方、空隙変化部分のうち、縮小部分においては、単位断面積当りの流線密度が増加するため、圧力が上昇する。このようにして発生した圧力により、ラジアル方向の荷重が支持される。

【0022】

このような圧力変化を効率的に行なうために、空隙変化率が $1.0 \times 10^{-4} / ^\circ$ 以上、 $10.0 \times 10^{-4} / ^\circ$ 未満の範囲内でなければならない。これは、空隙変化率が上記範囲外の場合には、空隙変化部分の形状効果が十分得られず、粘性を有する流体の巻込みによる圧力上昇が不十分となるからである。

20

【0023】

軸体と軸受体とが発生動圧により非接触の状態を保って回転している状態での安定性に関しては、上述の形状の空隙変化部分が必要となる。本発明においては、さらに、回転が停止状態から上記の非接触状態（浮上状態と称する）での回転に至るまでの過程に着目し検討した結果として、より高い寿命を有する軸受構造を得ることができる。

【0024】

軸体または軸受体の回転が開始するときには、軸体と軸受体とは接触しながら相対的に回転する。回転数が増加すると発生動圧が高まり、ある回転数になったときに軸体と軸受体とが非接触状態すなわち浮上状態となる。このときの回転数を浮上回転数と称する。このことは、浮上回転数に達するまでは軸体と軸受体とは接触しながら、軸体または軸受体が回転していることを意味する。

30

【0025】

接触による軸体や軸受体への影響を考慮した場合、接触状態における回転数は小さい方が好ましい。すなわち、浮上回転数が小さいほど回転の起動停止による損傷が起こり難い。

【0026】

この浮上回転数は浮上に必要な動圧が大きいと低下する。浮上に必要な動圧はくさび型効果とは別に空隙が小さいほど顕著に発生する。そのため、空隙変化部分は、この空隙を広げた部分であるため、この動圧を低下させる方向に働く。

40

【0027】

この浮上のための動圧を有効に発生させるためには、軸体の長手方向に沿った空隙変化部分の長さが軸体と軸受体との間に形成される円筒状の空隙の長さの90%以下であれば、空隙変化部分の存在しない箇所で効果的に動圧が発生し、浮上回転数が低減する。また、空隙変化部分の長さが円筒状の空隙の長さの20%未満になると、くさび型効果が小さくなり、上述の空隙変化部分の形状効果が十分得られず、浮上回転状態での安定性を得ることができない。

【0028】

50

なお、円筒状の空隙部分は、図1に示される軸体1の外周面と軸受体2の内周面とが対向することによって形成された円筒状の空隙3を意味する。また、図2に示すように、円筒状の空隙3の長さは、軸体1の外周面と軸受体2の内周面とが対向する部分の軸体1の長手方向に沿った長さを意味する。空隙変化部分31は円筒状の空隙3の一部分に形成される。空隙変化部分31の長さは、軸体1の長手方向に沿った長さとして定義される。円筒状の空隙3の端部は、軸体1の外周面と軸受体2の内周面とが対向する部分において軸体1の長手方向に沿った一方と他方の端部を意味する。

【0030】

空隙変化部分は上述のように浮上のための動圧を低下させる傾向があるが、空隙変化部分が円筒状の空隙の端部に存在した場合、より顕著に動圧を低減させる。円筒状の空隙の端部に空隙変化部分が存在した場合に、その空隙変化部分の内部の流体と軸受部の外部の流体とが通じることとなる。すなわち、空隙変化部分の内部の流体は軸受構造の外部の空間に出入りすることが可能となる。このことは、空隙に発生した圧力(動圧)が空隙変化部分を通じて外部の空間に逃がされることを意味する。その結果、発生した動圧が減少し、浮上回転数が増加する傾向にある。

10

【0031】

空隙一定部分の厚み(h_0)と空隙拡大部分の最大厚み(h_{max})との差($h_{max} - h_0$)、すなわち空隙拡大部分の最大深さ(d)は、軸体の直径(D_1)に対して0.00025以上、0.007以下であるのが好ましい。空隙拡大部分の最大深さが上限値を超えると、空隙拡大部分の壁面の形状効果が作用せず、くさび型効果による動圧作用が得られない。また、空隙拡大部分の最大深さ(d)の下限値は、実施上の要求精度に依存する。

20

【0032】

空隙拡大部分は、中心角で5°以上に相当する幅(W)を有するのが好ましい。これは、幅(W)が5°未満であれば、空隙の形状変化に対して流体の流れが十分に発達せず、所望の効果を得ることができないことに起因するものと考えられる。幅(W)の上限値は、軸体の外周面に配置される空隙拡大部分の数によって決定されるが、軸体の横断面形状の円周に対して空隙拡大部分が占める割合が2分の1以下であることが好ましい。これは、空隙一定部分に対して厚みの大きい空隙拡大部分が多くなると、軸体と軸受体との間に流れる流体の体積が増加するため、動圧発生の効率が低下することによるものと考えられる。

30

【0033】

空隙一定部分の厚み(h_0)は、軸体の直径(D_1)に対する比率で0.00125以下であるのが好ましい。言い換えれば、軸体の直径(D_1)と軸受体の内径(D_2)との差($D_2 - D_1$)が軸体の直径(D_1)に対して0.0025以下であるのが好ましい。この理由として、空隙拡大部分の最大深さによる作用と同様に、空隙一定部分の厚みが大きくなると、空隙の形状効果が十分作用せず、くさび型隙間による動圧発生効果が機能しないものと考えられる。

【0034】

空隙拡大部分は、軸体の外周面および軸受体の内周面の少なくとも一方を横断面形状で非真円とすることにより得られる。なお、軸体と軸受体の横断面形状は、上述の規定された空隙の形状によって決定され得る。

40

【0035】

本発明を実際の軸受構造に適用する場合には、ラジアル方向の荷重を支持するため、少なくとも2箇所力学平衡を図る必要がある。そのため、具体的には、上述の空隙拡大部分を軸体の外周面に沿って2箇所配置する必要がある。しかしながら、空隙拡大部分を2箇所だけ設けると、釣り合い方向に直交する方向の外乱に対して力学的な変動が容易に起こる恐れがある。したがって、より好ましくは、3箇所以上で力学的平衡を図る構造、すなわち、空隙拡大部分を軸体の外周面に沿って3箇所以上配置することである。

【0036】

50

さらに効率よく圧力上昇を得るためには、空隙変化部分において拡張部分と縮小部分の空隙変化率が異なることが好ましい。また、圧力低下を伴う拡張部分においては、徐々に圧力を低下させ、できるだけ流れの損失を抑えることが好ましい。縮小部分においては、急激に圧力を上昇させることにより、壁面の摩擦による流体エネルギーの損失を抑制することが有効であると考えられる。このように拡張部分と縮小部分の空隙変化率を異ならせる場合においても、その空隙変化率は上述の範囲内にあることが必要である。

【0037】

また、本発明の動圧気体軸受構造は横型構造、すなわち水平軸を支持するための軸受構造に適用されても優れた回転精度を得ることができる。横型構造で静的負荷により軸体が軸受体内で偏心した状態においても、その偏心によって軸体と軸受体との間に形成されるくさび型隙間以外に本発明の空隙変化部分によって圧力が発生する。そのため、横型構造においても、縦型の場合と同様の作用効果によって回転の安定性が増大するものと考えられる。

10

【0038】

【実施例】

実施例 1

発明者らは、まず、数値解析により、軸体と軸受体の間に形成される空隙の形状が、発生する動圧に与える影響を論理的にシミュレーションした。

【0039】

図3は、本発明の動圧気体軸受構造において空隙の形状を規定するために用いられる軸体の外周面と軸受体の内周面を示す横断面図である。図3に示すように、軸体1の外周面と軸受体2の内周面との間に空隙3が形成される。軸体1は直径 D_1 を有する。軸受体2は内径 D_2 を有する。空隙3の厚みは h で表わされる。

20

【0040】

図3のA部詳細に示すように、空隙拡大部分と空隙一定部分が規定される。空隙拡大部分は空隙変化部分を含む。空隙拡大部分は幅 W （軸体の横断面形状である円周に対応する中心角で表わされる）を有する。空隙拡大部分はベース幅 W_b を有する。空隙変化部分は拡張部分と縮小部分を有する。空隙一定部分の厚みは h_0 で表わされる。空隙拡大部分の最大厚みは h_{max} で表わされる。空隙一定部分の厚み h_0 は軸体の直径 D_1 と軸受体の内径 D_2 の差（直径差）の2分の1である。空隙拡大部分の最大深さ d は、空隙拡大部分の最大厚み h_{max} と空隙一定部分の厚み h_0 の差で表わされる。空隙変化率は傾きで表わされる。なお、上述のように規定される空隙の形状は、軸体1と軸受体2を中心軸50が一致するように配置したときに定められるものである。

30

【0041】

図4は、図3に示されるようなラジアル軸受構造の形状関数と空隙関数を定義するために示される軸体1の外周面と軸受体2の内周面を示す横断面図である。図4に示される空隙3は空隙関数 $h(\theta)$ で定義される。軸体1の外周面の形状は形状関数 $g(\theta)$ で定義される。このようにして関数によって定義される空隙の形状を変化させて回転時に発生する動圧を数値計算により求めた。

【0042】

その数値計算は、以下の仮定の下で行なわれた。

(i) 流体（ここでは空気）は非圧縮性の流体であり、流れは層流とする。

【0043】

(ii) 流体は円周方向に対する空隙関数 $h(\theta)$ に関し、以下の方程式を満足する。

【0044】

【数1】

40

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left\{ U \frac{\partial}{\partial x} (\rho h) + 2 \frac{\partial}{\partial y} (\rho h) \right\} \dots (1)$$

但し、 p : 圧力, μ : 空気の粘性係数, ρ : 空気の密度,

U : 軸受の回転速度, h : 空隙関数

【0045】

図4に示されるように、中心角 θ で規定される軸体1の外周面における各円周位置に対応して空隙関数 $h(\theta)$ を式(1)に代入することにより、各円周位置での発生圧力を求めた。

【0046】

(1) 空隙変化率が動圧に与える影響

空隙一定部分の厚み h_0 は直径 D_1 に対する比率で 0.000625 (軸体1の直径 D_1 と軸受体2の内径 D_2 の差が直径 D_1 に対する比率で 0.00125)、空隙拡大部分の最大深さ d は直径 D_1 に対する比率で 0.00125とした。また、空隙拡大部分の幅 W は中心角で 60° とした。このとき、軸体1と軸受体2を同心に配置し、軸受体2を 20,000rpm で回転させたときに発生する最大圧力を数値計算により求めて、空隙変化率が動圧に与える影響を検討した。形状関数 $g(\theta)$ は図5に示されるように規定し、空隙変化率 α のみを変化させた。

【0047】

その結果、表1に示すように、軸体が真円形状では大気圧との圧力差が0であるのに対し、空隙変化率が $1.0 \times 10^{-4} / ^\circ$ 以上、 $10.0 \times 10^{-4} / ^\circ$ 未満の範囲内で 0.1×10^5 Pa 以上の圧力上昇が得られることがわかった。したがって、本発明のラジアル軸受構造においては軸体と軸受体を同心に配置しても動圧が発生するため、高速回転においても回転精度の高い軸受構造を提供することができることがわかった。

【0048】

【表1】

空隙変化率 α ($\times 10^{-4} / ^\circ$)	大気圧との圧力差 ($\times 10^5$ Pa)
*真円	0
*0.5	0.05
1.0	0.11
3.0	0.18
5.0	0.12
*10.0	0.03
*15.0	0

*は比較例

【0049】

(2) 空隙拡大部分の最大深さが動圧に与える影響

上記(1)において良好な動圧の発生が得られた空隙変化率を有する空隙変化部分を備えたラジアル軸受構造について、空隙拡大部分の最大深さ d のみを変化させて発生圧力を計算した。すなわち、形状関数 $g(\theta)$ は図6に示されるように規定し、最大深さ d のみを

10

20

30

40

50

変化させた。

【0050】

その結果として、直径 D_1 に対する比率で表わされた空隙拡大部分の最大厚み d に対して、発生する動圧の変化は表 2 に示される。

【0051】

【表 2】

d/D1	0.000375	0.000625	0.000875	0.00125	0.0025	0.00625	*0.0125
大気圧との圧力差 ($\times 10^5$ Pa)	0.23	0.21	0.20	0.18	0.10	0.02	0

*は比較例

10

20

30

40

【0052】

軸体の直径に対する空隙拡大部分の最大深さの比率 d / D_1 が 0.007 以下であれば、少なくとも、高速回転する軸受体を支持するために必要な動圧が得られる。したがって、高速回転において、回転に伴う変動が小さい動圧気体軸受構造が得られることが推察できる。

50

【 0 0 5 3 】

(3) 空隙拡大部分の幅が動圧に与える影響

図 7 に示される形状関数 g () を有するラジアル軸受構造において、空隙拡大部分の幅 W のみを変化させたときの発生圧力を計算した。その結果は表 3 に示される。なお、ここでは、空隙拡大部分が空隙変化部分のみを含む場合 ($Wb = 0$) と、底部分を有する場合 ($Wb > 0$) のそれぞれについて計算を行なった。

【 0 0 5 4 】

【表 3】

W	8°	10°	30°	60°	90°
大気圧との圧力差 ($\times 10^5$ Pa)	0.03	—	—	—	—
形状 1 ($Wb=0$)					
形状 2 ($Wb>0$)	—	0.05	0.18	0.35	0.06

10

【 0 0 5 5 】

表 3 に示されるように、空隙拡大部分の幅 W が広がると、大気圧との圧力差が大きくなるため、高速回転においてより変動が小さい動圧気体軸受構造が得られることが推察できる。

20

【 0 0 5 6 】

(4) 空隙一定部分の厚みが動圧に与える影響

図 8 に示される形状関数 g () を有するラジアル軸受構造において、空隙一定部分の厚み h_0 (軸体の直径 D_1 と軸受体の内径 D_2 の差 $2h_0$) のみを変化させた場合の発生圧力を計算した。その結果は表 4 に示される。

【 0 0 5 7 】

【表 4】

直径差 $2h_0/D_1$ 大気圧との圧力差 ($\times 10^5$ Pa)	0.000375	0.000625	0.000875	0.00125	0.0025	*0.00625	*0.0125
	0.39	0.36	0.25	0.18	0.06	0	0

*は比較例

10

20

30

【0058】

表4に示されるように、直径差 $2h_0$ が直径 D_1 に対する比率で0.0025以下であれば、動圧の発生が得られる。したがって、直径差がその範囲内であれば、高速回転中で変動が少ない、回転精度の高い動圧気体軸受構造が得られることが推察できる。

40

【0059】

実施例2

以上のシミュレーション結果に基づいて、高速回転時に安定となる良好な動圧発生の結果が得られたものについて、実際にラジアル軸受構造を作製し、発生動圧による浮上回転数の測定を行なった。空隙変化率は $3.0 \times 10^{-4} / \text{deg}$ 、空隙拡大部分の数(加工箇所の数)は3、深さ d/D_1 は0.00125、空隙拡大部分(加工箇所)の幅 W は 10° とした。形状関数 $g(\quad)$ は図10に示されるものを採用した。

【0060】

50

外径 10 mm の軸体を用いて、直径差 $2h_0 / D_1$ が 0.000625、軸体 1 の外周面と軸受体 2 の内周面とが対向する、軸体 1 の長手方向に沿った長さ（円筒状の空隙の長さ）が 25 mm となるように軸受構造を構成した。

【0061】

図 10 の形状関数を備えた軸体の加工方法としては、図 12 に示されるように円環状の砥石 6 の内周面を研削面 61 として用いて、砥石 6 を矢印 P で示される方向に回転させながら、軸体 1 の外周面を破線で示されるように研削加工することにより行なわれた。

【0062】

図 13 に示すように、軸体 1 の外周面と軸受体 2 の内周面とが対向する部分の長さ、すなわち空隙 3 の長さ（25 mm）に対して加工部（空隙拡大部分）の長さ、すなわち空隙変化部分 31 の長さが 12.5 mm（空隙の長さに対して 50%）となるように軸受構造を構成した。空隙変化部分 31 の数や位置は図 13 の（A）～（E）に示すように 5 種類とした。

10

【0063】

上記のようにして作製された軸体を固定軸とし、軸受体を可動体とした。図 16 に示されるように、軸体 1 と軸受体 2 を組込んで、モータ 100 を作製した。軸受体 2 の上部には蓋 7 が設けられた。軸受体 2 の下部には磁石 8 が設けられた。軸受体 2 の下部に設けられた磁石 8 に対向して、反発力が作用するように、軸体 1 の外周面上には同様の磁石 8 が設けられた。さらに、軸受体 2 の上部外周面上には環状円板 9 が設けられた。

【0064】

このように構成されたモータ 100 を高速回転させて、すなわち軸受体 2 を軸体 1 に対して 5000 rpm の回転数で回転させた後、回転の駆動源を止めて軸受体 2 が停止するまで放置した。このとき、軸体 1 と軸受体 2 とが接触し始める回転数を測定し、これを浮上回転数とした。

20

【0065】

浮上回転数の測定結果は表 5 に示す。

【0066】

【表 5】

加工位置	浮上回転数 (rpm)
A	204
B	211
C	101
D	521
E	108

30

【0067】

軸体 1 に対する空隙変化部分 31 の加工位置が空隙 3 の両端部にあるもの（図 13 の D）と比較すると、空隙 3 の一方端にあるもの（図 13 の A と B）、両端にないもの（図 13 の C と E）では、浮上のために発生する動圧が高く、浮上回転数は低いことが示された。

40

【0068】

実施例 3

実施例 1 のシミュレーション結果に基づいて、良好な動圧発生の結果が得られたものについて、さらにいくつかのラジアル軸受構造を作製し、発生動圧による浮上回転数の測定を行なった。空隙変化率は $3.0 \times 10^{-4} / \text{deg}$ 、空隙拡大部分の数（加工箇所の数）は 3、深さ d / D_1 は 0.00125 とした。

【0069】

50

形状関数 g () は図 9 と図 10 に示されるものを採用した。軸体の実際の作製にあたっては、横断面が真円の軸体を機械加工して目的とする形状関数を得た。

【0070】

具体的には、軸体の加工方法は以下のようにして行なわれた。

図 9 に示される形状関数は、図 11 に示すように軸体 1 を V ブロック 5 の上において研削砥石 4 を矢印 P で示される方向に回転させながら、軸体 1 を矢印 Q で示される方向に移動することによって研削加工を行なうことにより、得られた。

【0071】

図 10 の形状関数を備えた軸体の加工方法としては、図 12 に示されるように円環状の砥石 6 の内周面を研削面 61 として用いて、砥石 6 を矢印 P で示される方向に回転させながら、軸体 1 の外周面を破線で示されるように研削加工することにより行なわれた。

10

【0072】

また、図 10 の形状関数を備えた軸体の加工は、上記 2 つの方法とは異なる方法でも行なわれた。すなわち、図 11 に示される研削加工を終了した後、軸体 1 を僅かに回転させて再度、図 11 に示される研削加工を実施し、加工部分が所定の幅になるまで繰返し加工を行なった。この加工方法によれば、実際の形状関数は、図 14 に示されるように、空隙拡大部分の最大厚みを規定する底部分に凹凸が形成される。この場合、図 14 に示すように、空隙拡大部分の最大深さとして平均深さ d_m を採用すれば、図 10 と同様の形状関数を備えた軸体と考えられる。

【0073】

比較例として、図 15 に示されるように空隙変化率 α が本発明の範囲よりも大きい形状関数 ($\alpha = 2.0 \times 10^{-4} / \text{deg}$) を有する軸体を用いたものについてもラジアル軸受構造を作製し、浮上回転数の測定を行なった。

20

【0074】

軸体 1 に対して空隙拡大部分 (空隙変化部分) を加工するに際して、軸体 1 の端面から加工を施し、空隙拡大部分の長さ (加工長さ) を変化させて数種類の軸体を得た。

【0075】

上述のようにして作製された軸体を実施例 2 と同様に固定軸とし、軸受体を可動体とした。図 16 に示されるように、軸体 1 と軸受体 2 を組込んで、モータ 100 を作製した。軸受体 2 の上部には蓋 7 が設けられた。軸受体 2 の下部には磁石 8 が設けられた。軸受体 2 の下部に設けられた磁石 8 に対向して、反発力が作用するように、軸体 1 の外周面上には同様の磁石 8 が設けられた。さらに、軸受体 2 の上部外周面上には環状円板 9 が設けられた。

30

【0076】

なお、上記のラジアル軸受構造の作製に関して外径が 10 mm の軸体を用い、軸体と軸受体が対向する長さ、すなわち円筒状の空隙の長さは 25 mm となるように軸体と軸受体とを組立てた。

【0077】

このように構成されたモータ 100 を高速回転させて、すなわち軸受体 2 を軸体 1 に対して 5000 rpm の回転数で回転させた後、回転の駆動源を止めて軸受体 2 の回転が停止するまで放置した。そして、軸体 1 と軸受体 2 が接触し始める回転数を測定し、これを浮上回転数とした。

40

【0078】

図 9 の形状関数を備えた軸体を用いた結果は表 6 に示される。図 10 に示される形状関数を備えた軸体で、図 12 に示される方法で加工された軸体を用いた結果は表 7、図 11 で示される加工方法によって作製された軸体を用いた結果は表 8 に示される。また、比較例として、図 15 の形状関数を備えた軸体を用いた結果は表 9 に示されている。

【0079】

なお、表 6 ~ 表 8 において、比較例とされるものは、加工長さ (空隙変化部分の長さ) が本発明の範囲外であるものを示す。

50

【 0 0 8 0 】

【表 6】

No.	加工長さ (mm)	加工箇所幅 W(°)	直径差 2ho/D1	浮上回転数 (rpm)
* 1	4	8	0.000625	2512
2	7	8	0.000625	213
3	20	8	0.000625	312
* 4	23	8	0.000625	890
* 5	26	8	0.000625	847
* 6	4	8	0.00125	3119
7	7	8	0.00125	243
8	20	8	0.00125	331
* 9	23	8	0.00125	951
*10	26	8	0.00125	954

*: 比較例

【 0 0 8 1 】

【表 7】

No.	加工長さ (mm)	加工箇所幅 W(°)	直径差 2ho/D1	浮上回転数 (rpm)
* 1	4	10	0.000625	2128
2	7	10	0.000625	195
3	20	10	0.000625	226
* 4	23	10	0.000625	824
* 5	26	10	0.000625	887
* 6	4	60	0.000625	2603
7	7	60	0.000625	220
8	20	60	0.000625	318
* 9	23	60	0.000625	1088
*10	26	60	0.000625	1098
*11	4	30	0.00125	3010
12	7	30	0.00125	244
13	20	30	0.00125	329
*14	23	30	0.00125	1229
*15	26	30	0.00125	1234

*: 比較例

【 0 0 8 2 】

【表 8】

10

20

30

40

50

No.	加工長さ (mm)	加工箇所幅 W(°)	直径差 2ho/D1	浮上回転数 (rpm)
* 1	4	10	0.000625	2499
2	7	10	0.000625	209
3	20	10	0.000625	317
* 4	23	10	0.000625	897
* 5	26	10	0.000625	885
* 6	4	90	0.000625	4110
7	7	90	0.000625	339
8	20	90	0.000625	440
* 9	23	90	0.000625	1154
*10	26	90	0.000625	1158
*11	4	30	0.00125	3701
12	7	30	0.00125	281
13	20	30	0.00125	389
*14	23	30	0.00125	1090
*15	26	30	0.00125	1099

*: 比較例

【 0 0 8 3 】

【 表 9 】

No.	加工長さ (mm)	加工箇所幅 W(°)	直径差 2ho/D1	浮上回転数 (rpm)
* 1	4	10	0.000625	4912
* 2	7	10	0.000625	3968
* 3	20	10	0.000625	3275
* 4	23	10	0.000625	3513
* 5	26	10	0.000625	3554
* 6	4	60	0.000625	5000 以上
* 7	7	60	0.000625	4492
* 8	20	60	0.000625	4358
* 9	23	60	0.000625	4501
*10	26	60	0.000625	4514

*: 比較例

 $\alpha = 20 \times 10^{-4} / \text{deg}$

【 0 0 8 4 】

実施例 4

さらに形状関数の条件を変えて軸体を加工し、実施例 3 と同様にラジアル軸受構造を作製

10

20

30

40

50

し、浮上回転数の測定を行なった。

【0085】

実施例3と同一寸法の軸体、軸受体を用い、空隙変化部分 は $3.0 \times 10^{-4} / \text{deg}$ 、軸体の端面からの加工長さ（空隙変化部分の長さ）は7mmとした。

【0086】

形状関数 $g(\quad)$ は図9、図10、図14で示されるものを採用した。

実施例3に示す加工方法により軸体を作製した。

【0087】

比較例として、軸体と軸受体の横断面形状が真円のものについてもラジアル軸受構造を作製し、浮上回転数の測定を行なった。

10

【0088】

モータの組立および浮上回転数の測定について、実施例3と同一の方法で行なった。

【0089】

図9の形状関数を備えた軸体を用いた結果は表10に示される。図10に示される形状関数を備えた軸体で、図12に示される方法で加工された軸体を用いた結果は表11、図11で示される加工方法によって作製された軸体を用いた結果は表12に示される。また、比較例として、真円構造のものを用いた結果は表13に示されている。

【0090】

なお、表10～表12において、比較例とされるものは、深さ d/D_1 、幅 W 、直径差 $2h_0/D_1$ および空隙拡大部分の数（加工箇所の数）のいずれかが本発明の範囲外であるものを示す。

20

【0091】

【表10】

No.	加工箇所数	深さ d/D_1	幅 $W(^{\circ})$	直径差 $2h_0/D_1$	浮上回転数 (rpm)
* 1	2	0.00125	8	0.000625	5120
* 2	3	0.00025	4	0.000625	4412
3	3	0.00125	8	0.000625	213
4	3	0.00125	8	0.00125	243
* 5	3	0.00125	8	0.003125	3955
6	3	0.0025	11	0.000625	398
* 7	3	0.01	23	0.000625	3019
8	6	0.00125	8	0.000625	312

*: 比較例

30

【0092】

【表11】

40

No.	加工箇所数	深さ d/D1	幅 W(°)	直径差 2ho/D1	浮上回転数 (rpm)
* 1	2	0.00125	10	0.000625	3294
2	3	0.00125	10	0.000625	195
3	3	0.00125	30	0.000625	199
4	3	0.00125	60	0.000625	220
5	3	0.00125	90	0.000625	304
6	3	0.00125	30	0.00125	244
* 7	3	0.00125	30	0.003125	4677
8	3	0.0025	30	0.000625	374
* 9	3	0.01	30	0.000625	3589
10	6	0.00125	30	0.000625	249

*: 比較例

【 0 0 9 3 】

【 表 1 2 】

No.	加工箇所数	深さ d/D1	幅 W(°)	直径差 2ho/D1	浮上回転数 (rpm)
* 1	2	0.00125	10	0.000625	3327
2	3	0.00125	10	0.000625	209
3	3	0.00125	30	0.000625	241
4	3	0.00125	60	0.000625	280
5	3	0.00125	90	0.000625	339
6	3	0.00125	30	0.00125	281
* 7	3	0.00125	30	0.003125	4237
8	3	0.0025	30	0.000625	301
* 9	3	0.01	30	0.000625	3815
10	6	0.00125	30	0.000625	289

*: 比較例

【 0 0 9 4 】

【 表 1 3 】

No.	加工箇所数	深さ d/D1	幅 W(°)	直径差 2ho/D1	浮上回転数 (rpm)
* 1	—	—	—	0.000625	5000 以上で接触あり
* 2	—	—	—	0.00125	5000 以上で接触あり
* 3	—	—	—	0.001875	5000 以上で接触あり

10

20

30

40

50

【 0 0 9 5 】

表 6 ~ 表 8 の加工長さ 4 mm の比較例および表 9 ~ 表 1 3 の比較例での浮上回転数が 2 0 0 0 r p m 以上となるのは、浮上状態での不安定性の影響によるものと考えられる。

【 0 0 9 6 】

以上の結果から明らかなように、本発明例では、軸体と軸受体とが非接触となる回転数、すなわち浮上回転数が極めて低く、回転によって発生する動圧が大きいことが認められる。この結果、軸体と軸受体との接触が起こるのは極めて低い回転数の領域であり、接触による衝撃は小さく、破損や焼付きは非常に起こり難い。また、非接触で高速で回転している状態での外部からの振動等の負荷に対しても、発生動圧が高いため高い安定性を示し、高い回転精度を得ることができる。

10

【 0 0 9 7 】

一方、比較例においては十分な動圧の発生が認められず、高い回転数で軸体と軸受体とが接触するため、損傷や焼付きを引き起こす可能性が高いことがわかる。また、高速回転時にも発生動圧が低いため、不安定であり、高い回転精度を得ることができない。

【 0 0 9 8 】

以上に開示された実施例はすべての点で例示であって制限的なものではないと考慮されるべきである。本発明の範囲は、以上の実施例ではなく、特許請求の範囲によって示され、特許請求の範囲と均等の意味および範囲内でのすべての修正や変形を含むものと解釈されるべきである。

【 0 0 9 9 】

20

【 発明の効果 】

以上のように、本発明に従って規定された空隙と空隙変化部分を備えることにより、高速回転下で高い回転精度を有するとともに、より高い寿命を有する動圧気体軸受構造を提供することができる。

【 図面の簡単な説明 】

【 図 1 】 軸体の外周面と軸受体の内周面とが対向した領域に設けられる円筒状の空隙を示す図である。

【 図 2 】 この発明に従って形成される空隙変化部分の一例を示す図である。

【 図 3 】 この発明に従った空隙を定義するために用いられる軸体の外周面と軸受体の内周面を示す横断面図である。

30

【 図 4 】 本発明の動圧気体軸受構造のシミュレーション計算のモデルとして軸体の外周面と軸受体の内周面を示す図である。

【 図 5 】 空隙変化率が動圧に与える影響を検討するために用いられた形状関数を示す図である。

【 図 6 】 空隙拡大部分の最大深さが動圧に与える影響を検討するために用いられた形状関数を示す図である。

【 図 7 】 空隙拡大部分の幅が動圧に与える影響を検討するために用いられた形状関数を示す図である。

【 図 8 】 空隙一定部分の厚み（直径差）が動圧に与える影響を検討するために用いられた形状関数を示す図である。

40

【 図 9 】 実施例 3 と 4 で用いられた形状関数を示す図である。

【 図 1 0 】 実施例 2 ~ 4 で用いられた形状関数を示す図である。

【 図 1 1 】 軸体の加工方法の一例を示す斜視図である。

【 図 1 2 】 軸体の加工方法の別の例を示す横断面図である。

【 図 1 3 】 実施例 2 で採用された空隙変化部分の種々の位置 A ~ E を示す軸体と軸受体の概略的な断面を示す縦断面図である。

【 図 1 4 】 実施例 3 と 4 で用いられた形状関数を示す図である。

【 図 1 5 】 比較例で用いられた形状関数を示す図である。

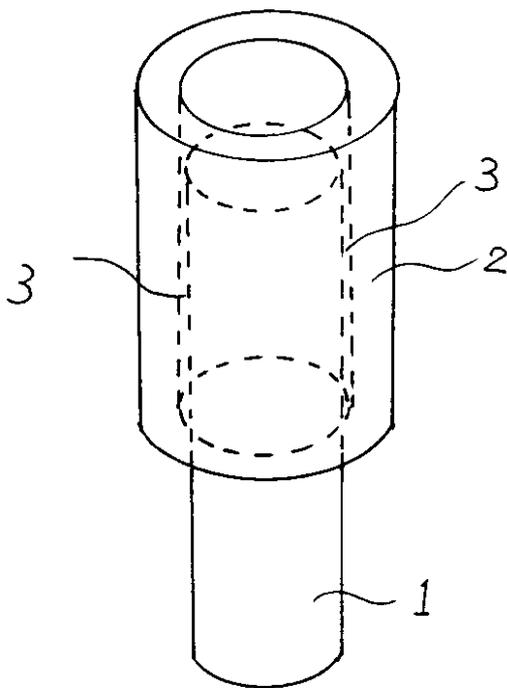
【 図 1 6 】 本発明の動圧気体軸受構造が適用されたモータの概略構成を示す図である。

【 符号の説明 】

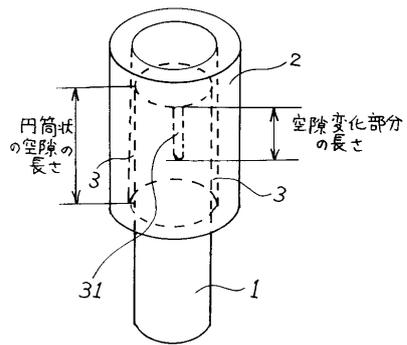
50

- 1 軸体
- 2 軸受体
- 3 空隙
- 3 1 空隙变化部分
- 5 0 中心軸

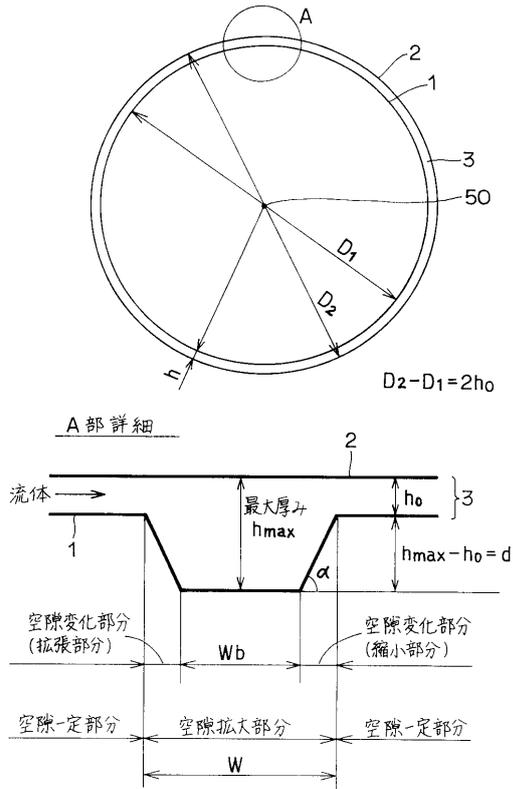
【図1】



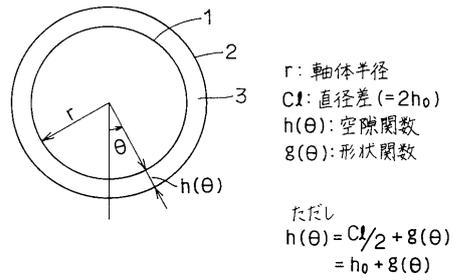
【図2】



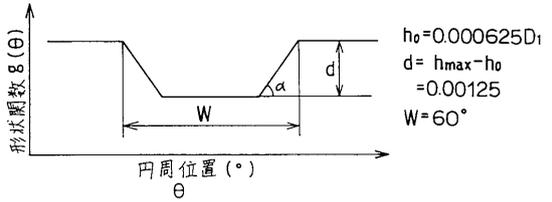
【 図 3 】



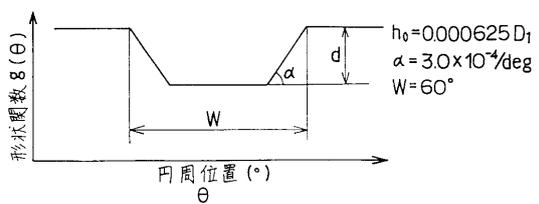
【 図 4 】



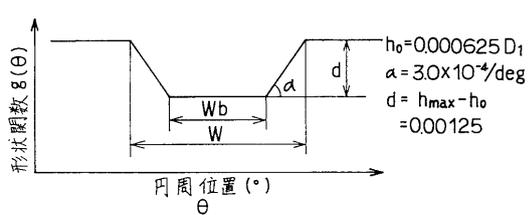
【 図 5 】



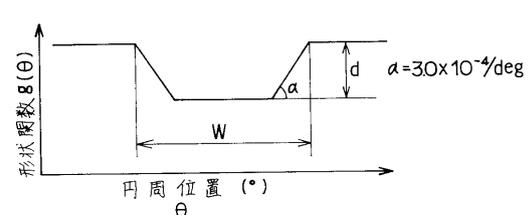
【 図 6 】



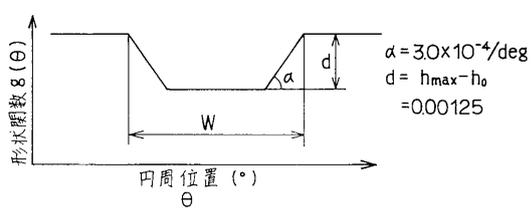
【 図 7 】



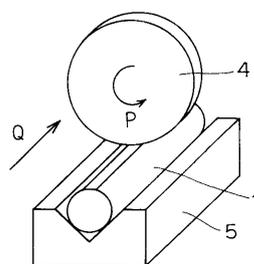
【 図 10 】



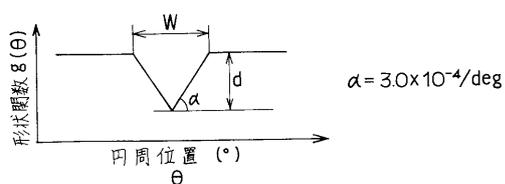
【 図 8 】



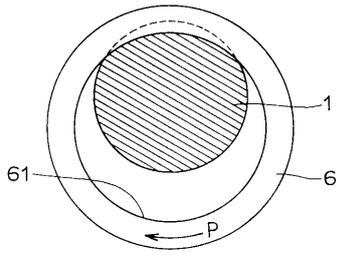
【 図 11 】



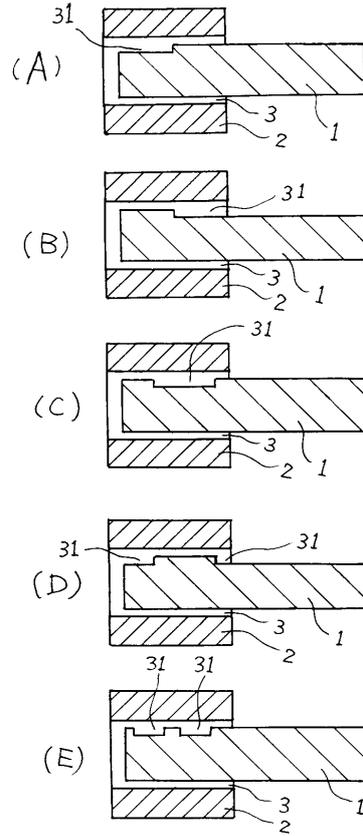
【 図 9 】



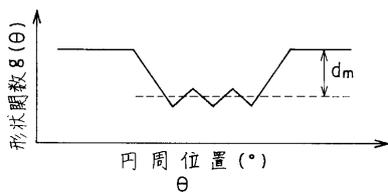
【 図 1 2 】



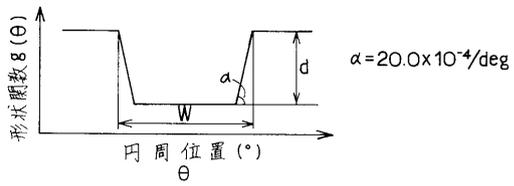
【 図 1 3 】



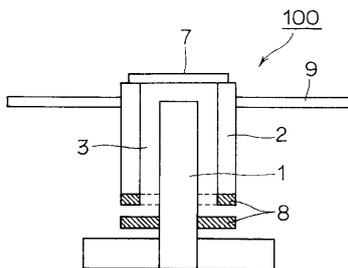
【 図 1 4 】



【 図 1 5 】



【 図 1 6 】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開平08-312639(JP,A)
特開平05-196031(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16C 17/02