

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局



(43) 国際公開日  
2001年3月15日 (15.03.2001)

PCT

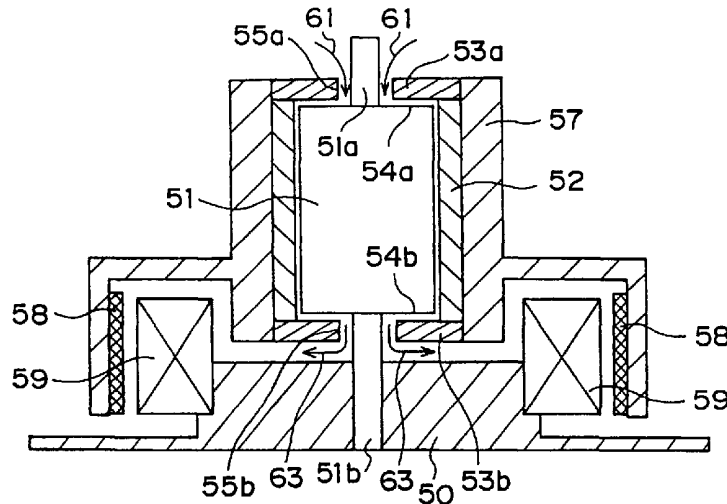
(10) 国際公開番号  
WO 01/18413 A1

- (51) 国際特許分類: **F16C 17/10**, 33/24, H02K 5/16, 7/04, G02B 26/10, G11B 19/20
- (21) 国際出願番号: PCT/JP00/05949
- (22) 国際出願日: 2000年9月1日 (01.09.2000)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
  - 特願平 11/250094 1999年9月3日 (03.09.1999) JP
  - 特願平 11/263598 1999年9月17日 (17.09.1999) JP
  - 特願平 11/263608 1999年9月17日 (17.09.1999) JP
  - 特願平 11/295449 1999年10月18日 (18.10.1999) JP
  - 特願平 11/300881 1999年10月22日 (22.10.1999) JP
  - 特願平 11/305372 1999年10月27日 (27.10.1999) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 住友電気工業株式会社 (SUMITOMO ELECTRIC INDUSTRIES, LTD.) [JP/JP]; 〒541-0041 大阪府大阪市中央区北浜四丁目5番33号 Osaka (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 村部 馨 (MURABE, Kaoru) [JP/JP]. 大槻 誠 (OTSUKI, Makoto) [JP/JP]. 小村 修 (KOMURA, Osamu) [JP/JP]. 竹内久雄 (TAKEUCHI, Hisao) [JP/JP]; 〒664-0016 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 Hyogo (JP).
- (74) 代理人: 青山 蓂, 外 (AOYAMA, Tamotsu et al.); 〒540-0001 大阪府大阪市中央区城見1丁目3番7号 IMPビル 青山特許事務所 Osaka (JP).
- (81) 指定国 (国内): JP, US.

[続葉有]

(54) Title: DYNAMIC PRESSURE BEARING AND SPINDLE MOTOR WITH THE DYNAMIC PRESSURE BEARING

(54) 発明の名称: 動圧軸受、および該動圧軸受を備えるスピンドルモータ



(57) **Abstract:** A high-rigidity dynamic pressure bearing capable of realizing stable high-speed rotation, wherein a total radial clearance in diameter direction is reduced to approx. 3  $\mu$ m or less to avoid a contact between members at a thrust bearing part, the thrust bearing part is formed in a pump out type, desirably an inclined groove is provided in the surface of a component member of a radial bearing part, and sufficient fluid is fed to the thrust bearing part, the arrangement of the groove at the radial bearing part leads to the elimination of half whirling, a ratio of the groove to a bearing diameter, should desirably be set to 0.005 or less, the radial clearance is expanded smoothly from the axial center to the end of a shaft, the shaft and a sleeve are rotated by applying an energizing force to allow the shaft and sleeve to be inclined relatively to each other so as to provide a high-rigidity, stable rotation, and a pair of thrust bearings are disposed axially on both sides of the radial bearing part so as to provide a dynamic pressure bearing with a high bearing rigidity.

[続葉有]



WO 01/18413 A1



(84) 指定国 (広域): ヨーロッパ特許 (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE).

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

添付公開書類:

— 国際調査報告書

(57) 要約:

安定した高速回転を実現する高い剛性を備えた動圧軸受を提供する。当該動圧軸受は、直径方向の合計ラジアル間隙を約  $3 \mu\text{m}$  以下に狭くし、スラスト軸受部での部材間接触を回避する。スラスト軸受部をポンプアウト方式とし、ラジアル軸受部の構成部材の表面に好ましくは傾斜溝を設け、スラスト軸受部に十分な流体を供給する。ラジアル軸受部における溝の配置はハーフホワールを解消することにもつながる。並進剛性の低下を回避するため、前記溝は軸受径に対して  $0.005$  以下の比率に抑えることが好ましい。ラジアル間隙を軸方向の中心から端末に向けて滑らかに拡開させ、シャフトとスリーブとを相対的に傾斜させる付勢力を及ぼして回転させることにより、高剛性の安定した回転が得られる。また、ラジアル軸受部の軸方向両側に一對のスラスト軸受部を配することにより、高い軸受剛性の動圧軸受を得ることができる。

## 明 細 書

## 動圧軸受、および該動圧軸受を備えるスピンドルモータ

## 5 [技術分野]

本発明は、動圧軸受に関するもので、より詳しくはハードディスクドライブ  
(以下、「HDD」という。)のような記憶装置や、バーコード走査装置の駆動  
用に供せられるスピンドルモータなどの動圧軸受に関する。本発明は更に、当該  
動圧軸受を備えたスピンドルモータ、並びに当該スピンドルモータを備えた記憶  
10 装置、及びバーコード走査装置に関する。

## [背景技術]

HDDのような記憶装置の回転駆動源や、バーコード走査装置のポリゴンミラ  
ーの回転駆動源として用いられるスピンドルモータなどには、高速性、回転の安  
15 定性、耐久性などの特性を持つ動圧軸受が従来から使用されている。動圧軸受は、  
定常回転中は軸受構成部材間が非接触状態にあるため、ボールベアリングなど他  
の接触型の軸受と比較して機械的な摩擦損失が小さいことが特徴である。特に、  
動圧を発生させる流体として気体を用いた動圧気体軸受においては、オイルなど  
を用いる場合に比較して摩擦損失を更に小さくできること、加えて、油やグリス  
20 等の潤滑剤の飛散による汚染が少ないこと、などが特徴となっている。

図42は、従来技術における動圧軸受を用いたスピンドルモータの例を示して  
いる。図において、ベースプレート200には、円柱状のシャフト201と、シ  
ャフト201の軸に平行な外周面に所定の間隙を設けて相対回転可能に嵌装され  
たスリーブ202と、スリーブ202の下端面に対向してシャフト201に対し  
25 て垂直に配置されたスラスト板203とからなる動圧軸受が設けられている。シ  
ャフト201の外周面とスリーブ202の中空内周面との間でラジアル軸受部が  
形成され、スリーブ202のスラスト板203に対向する面とスラスト板203  
との間でスラスト軸受部が形成されている。スラスト板203のスリーブ202  
に対向する面には、破線で示す動圧発生用の溝205が刻まれている。

本明細書においては、スラスト板203に対向し、スラスト板203と共にスラスト軸受部を構成する面をスラスト対向面と呼ぶものとする。図42に示す例においては、スリーブ203の軸方向一方の端面がスラスト対向面204となる。スリーブ202には、ロータ207が装着されており、ロータ207は、スリーブ202と共にシャフト201を中心に回転可能である。ロータ207のスカート部207aの内周面には、ロータ磁石208が装着され、ロータ磁石208は、ベースプレート200に装着された電磁石209に対向している。HDDの場合には、ロータ207の外周面に複数の記憶メディアが搭載され、又、バーコード走査装置の場合には、同じくロータ207上にポリゴンミラーが搭載され、これらはいずれもロータ207と共に回転する。

前記のように構成されたスピンドルモータでは、電磁石209に交流電流が通電されることにより、電磁石209とロータ磁石208との間に吸引/反発力が生じる。これにより、ロータ磁石208を保持するロータ207に回転駆動力が生じ、ロータ207と、そのロータ207が装着されたスリーブ202とが、共にシャフト201を中心に回転する。この回転の結果、シャフト201とスリーブ202との相対運動が生じ、両者の間に介在する流体の作用でラジアル方向の動圧が発生する。一般に、スピンドルモータは空気中で利用されていることから、前記介在する流体は空気である場合が多いが、特定雰囲気気体やオイルなどが使用されることもある。本明細書では、動圧発生時の介在物を「流体」と呼ぶものとする。前記回転により、スリーブ202のスラスト対向面204とスラスト板203との間にも相対運動が生じ、スラスト溝205の作用によるスラスト方向の動圧が発生する。この動圧の作用により、スリーブ202、ロータ207他の回転側の部材が、シャフト201、ベース200ほかの固定側部材と非接触状態となり、シャフト201を中心に回転側部材が回転する。

図43は、前記スラスト軸受部でスラスト動圧を発生させるため、スラスト板203の表面に刻まれた動圧発生用の溝205を示している。図示のように、溝205は、スラスト板203の円周方向に対して一定の角度で傾斜した複数のスパイラル状の円弧溝からなり、この溝205は、通常1 $\mu$ mから10 $\mu$ mの深さに設けられる。この溝205に対向して、スリーブ202のスラスト対向面204

が矢印206の方向に回転することにより、溝205に空気などの流体が巻き込まれる。このとき、流体は、流体自身の持つ粘性により前記回転に伴って溝205に沿ってスパイラル状に軸心近くに押し込まれ、これにより発生する圧力（動圧）が、前記スラスト対向面204に作用してスリーブ202他の回転側部材を押し上げる。このように、スラスト軸受部において、流体を周囲から軸心に向けて導入し、動圧を発生させる軸受形式をポンプイン方式と呼び、動圧軸受に広く用いられている。

動圧軸受に対し、市場からは、より小型・軽量でありながらより高速・高負荷にも耐え、しかも安定した回転を実現することが求められている。このような市場要求を満たすために、動圧軸受が対処すべき幾つかの課題がある。1番目に、特に高速回転域においても回転が安定していること、2番目に、軸受が外部から揺動を受けたときにも対抗できる十分な軸受剛性を有すること、3番目に、接触したままで回転する起動時の軸受特性を改善すること、そして4番目には更なる小型・軽量化の促進である。動圧軸受に関するこれらの課題につき、以下に詳述する。

まず、1番目の高速での安定した回転を実現するため、ハーフホワールと呼ばれる現象を解消することが必要となる。ハーフホワールとは、シャフト201とスリーブ202とが所定の間隙を設けて非接触状態で相対回転することに起因して生ずる現象である。すなわち、シャフト201の外周面とスリーブ202の内周面との間隙に介在して動圧を発生させる流体が、両部材の相対回転によって両部材間に連続的な圧力分布を生じさせる。外乱に起因してシャフト201もしくはスリーブ202の回転側のいずれか一方の部材が、ある一方向に偏心した場合、動圧による発生力が偏心方向と角度をなしているため、原位置に復帰せず、発生力の偏心方向に垂直な分力により公転運動を引き起こす。安定な軸受であれば、公転運動は軸心に収束し、正常回転に復帰する。他方、不安定な軸受の場合、公転運動は発散し、固定側の他方の部材の中心軸（軸受の軸心）に対して偏心して振れ回り、これをハーフホワールと称している。前記連続的な圧力分布を有する軸受の場合、不連続な圧力分布を有する軸受と比較して前記公転運動が発散する

傾向が高いことが、本願発明者らの検討の結果、明らかになっている。

図44は、その現象を模式的に示したもので、動圧軸受を構成している固定側のシャフト201と回転側のスリーブ202とを軸方向から見た状態を示している。通常、回転稼働状態においては、スリーブ202は、固定軸であるシャフト201と同軸で、+印で示す軸心Iを中心に矢印215の方向に回転している。この際に、何らかの外乱に起因してシャフト201とスリーブ202の軸が相対的にずれると、回転側にあるスリーブ202の回転軸が×印で示すCの位置にずれる。これによって生ずる前記の偏心方向と角度をなしている動圧による発生力と、前記連続的な圧力分布の効果とにより、スリーブ202は、前記シャフト201回りの回転（自転）に加えて、回転軸Cがシャフト201の軸心Iに対して矢印216に示すような振れ回りの回転（公転）を行う。例えば、図の破線で示すスリーブ202aは、実線で示すスリーブ202の回転軸Cが軸心Iを中心に矢印216に沿って180度回転した位置にあることを示している。この時、スリーブ202aの中心は、矢印216に沿ってCからC'に移動している。このハーフホワールと呼ばれる現象が発生すると、軸受の固定側部材（図44に示す例ではシャフト201）に対して回転側部材（同、スリーブ202）が振れ回るため、軸受としての回転安定性が損なわれ、振動発生の一因となったり、激しい場合にはこの軸受を使用するHDDやバーコード走査装置などの機能が損なわれることとなる。

20

次に、2番目の軸受剛性の課題につき、図45を参照して説明する。図は、図42の動圧軸受部分のみを拡大して示したもので、同一部品に対しては同一符号を付している。また、図に示す平行線は、図示の動圧軸受が回転している場合に生ずる動圧の分布を模式的に示したものである。すなわち、シャフト201とスリーブ202との間のラジアル軸受部では、動圧分布Mが発生して両部材間を非接触の状態に保つ。一方、スラスト板203とスラスト対向面204との間のスラスト軸受部では、動圧分布Nが発生して同じく両部材間を非接触の状態に保つことから、回転側部材のスリーブ202他が非接触のままで回転する。

25

図45に示す動圧軸受に対し、外部からは、矢印217で示す軸受の軸に対し

て垂直方向への動き(並進動)、矢印218で示す軸受の軸方向への動き(上下動)、そして矢印219で示す軸受の軸に垂直な軸回りの動き(揺動)が、それぞれ単独で、もしくはこれらが組み合わさって加えられる。動圧軸受には、これらの動きが加えられたとしても、これに耐えて回転部材間の非接触状態を保ち、安定回転を確保する剛性が求められている。

例えば、図45に示すような定常状態で回転中の動圧軸受に外乱が加わり、図46に示すようにスリーブ202がシャフト201及びスラスト板203に対して反時計回りに相対的に倒れた場合を想定する。このとき、シャフト201とスリーブ202との間の右上のT部、同じく左下のU部、そしてスラスト板203とスラスト対向面204との間の左端V部がそれぞれ接近する。一般に相對運動する軸受部材間では、当該兩部材が接近するほど流体の巻き込みによる楔効果が高まってその部分での動圧が高まる。このため、動圧分布は、図45に示す状態から図46に示す状態へと変化する。すなわち、T部とU部と間では部材間の接近によって動圧が高まり、シャフト201とスリーブ202とが更に接近することを阻止する抗力が働く。この抗力が外部からの揺動に打ち勝つ限りにおいて、シャフト201とスリーブ202との接触は回避される。

一方スラスト板203とスラスト対向面204とにおいては、図45の動圧分布Nに示すように、スラスト板203の外周部が、外気から流体を吸引する部分で当るため(ポンプイン方式)、流体が押し込まれて軸受の中心に向かうほど圧力が高まる。したがって、図46のV部においては、図の動圧分布に示すように、兩部材が接近しても動圧の高まりが得られにくい。このため、外部からの揺動が加わった場合、スラスト板の外周近傍であるV部においては、スラスト板203とスラスト対向面204とが接触する可能性が高い。そして、一旦両者が接触してしまうと、その間の摩擦力で回転が不安定となり、接触に伴う反発力から回転挙動にも悪影響が出て、激しい場合にはHDDの磁気ヘッドを破壊させるなど、スピンドルモータとしての機能を大いに損なう結果に至る。したがって動圧軸受には、このような揺動に対抗する十分な剛性(これを、「倒れ剛性」と呼ぶものとする。)を持つことが特に重要である。同様に、図45に示す矢印217の横方向の動きに対抗する剛性(これを、「並進剛性」と呼ぶものとする。)、及び、

軸方向の動きに対抗する剛性（これを、「上下動剛性」と呼ぶものとする。）も要求される。並進剛性、上下動剛性は、それぞれラジアル動圧、スラスト動圧を高めることが、改善につながる。

図47は、シャフト201とスラスト板203との間の直角精度が維持されず、  
5 シャフト201が相対的に傾斜して固定され、そのシャフト201にスリーブ202が嵌装されて動圧軸受を構成した場合を示している。一般に、スピンドルモータが回転中においては、動圧軸受を構成する各部材間の間隙は、ラジアル軸受部では半径方向片側で約3-5 $\mu$ m、スラスト軸受部では約2-10 $\mu$ mほどで非接触回転をしている。軸受の回転を安定させるには、前記軸受構成部材間の間隙を、  
10 高い精度に維持しておく必要がある。ここで、ラジアル軸受部にあっては、円柱状のシャフト201の外周面に、スリーブ202の内周面が対向して嵌装されるため、前記両者間の間隙精度は比較的維持しやすい。これに対して、スラスト軸受部におけるスリーブ202のスラスト対向面204とスラスト板203との間隙は、スリーブ202が、シャフト201によってその位置・傾斜が規制されることから、その精度確保はラジアル軸受部ほど容易ではない。すなわち、  
15 シャフト201とスラスト板203との直角度を如何に精度良く確保するかが、スラスト間隙精度に直接影響することになる。前記精度が確保されない場合、図47に示すように、たとえラジアル軸受部に動圧が正常に発生していても、スラスト軸受部においては、スリーブがスラスト板に対して傾斜したまま回転することとなるため、図のV部において僅かな揺動で両部材間が接触する危険性をはらんでいる。

動圧軸受がクリアすべき3番目の課題は、起動特性の改善である。動圧軸受は、  
回転停止時には動圧が発生していないため、スラスト板203とスラスト対向面  
25 204との間が接触した状態にある。場合によっては、更にシャフト201とスリーブ202との間も接触している。スピンドルモータが起動すると、回転速度が低い間は前記部材間が接触した状態で回転し、回転速度の上昇に伴って動圧が高まり、ある回転速度を越えると非接触状態の回転に移行する。この非接触状態に移行するときの回転速度を浮上回転速度と呼ぶ。非接触状態に移行するまでの



間は、軸受部材間が接触した状態で回転するため、部材間での摩耗および焼付きが問題となる。更に、接触状態の回転には高い駆動トルクが要求されることから、浮上回転速度が高いほど、又、浮上回転速度に達するまでの時間が長いほど余分なエネルギーを必要とする。耐久性に優れ、起動エネルギーの少ない動圧軸受とするには、浮上回転速度を可能な限り低くし、可能な限り短い時間で非接触状態に移行できるようにすることが好ましい。

そして、動圧軸受の4番目の課題としては、軽量、小型化を促進することである。この要請は、記憶機器などの動圧軸受を使用する機器そのものが軽量・小型化されることに起因している。高速・高負荷での回転を低エネルギーで実現するためにも、更には、上述の起動時における軸受部材間の接触回転の間の摩耗を軽減する観点からも、軽量・小型化が要請されている。

以上に述べた動圧軸受に対する各課題に対し、次に、従来技術における取り組み内容と、これらの問題点につき、個別に説明する。

#### 1. ハーフホワールの解消

まず、ハーフホワール現象の解消に関し、従来技術では、ラジアル軸受部において互いに対向しながら相対回転するシャフト201外周面もしくはスリーブ202内周面のいずれか一方の表面に、軸方向に沿って溝を設けることが提案されている。図48および図49は、そのような軸受の例を示すもので、図48は縦断面図、図49は横断面図を表わす。両図において、シャフト201の外周面には、スリーブ202が相対回転可能に嵌装されている。スラスト板203は、シャフト201と垂直に組み合わせられ、スリーブ202の下端面に対向して配置される。これらの部材によって動圧軸受部が構成されている。

図48において、シャフト201表面には、軸方向に沿って3条の縦溝221が設けられている。このような溝221を設けた場合、軸受部材間で生ずる連続的な圧力分布がこの溝221によって遮断されることとなり、ハーフホワール現象を回避することができる。

この溝 2 2 1 は、一般に、高速回転における動的バランスを考慮して、ラジアル軸受を構成するシャフト 2 0 1 もしくはスリーブ 2 0 2 の内、いずれか一方の固定側にある部材の回転対向面に設けられる。但し、溝 2 2 1 を、回転側の部材の表面に設けることであっても、同様の効果を得ることができる。溝 2 2 1 が設けられた部分においては、ラジアル動圧が局部的に低下することから、この溝 2 2 1 が固定側の部材に設けられたときには、当該溝 2 2 1 が設けられた方向の並進剛性が低下する。このため、ハーフホワール現象は回避できても、その部分における回転部材間の接触が生じ易くなるという問題が生じる。

従来技術においては更に、前記溝の代わりに、シャフト 2 0 1 外周面もしくはスリーブ 2 0 2 内周面のいずれか一方の断面を真円ではなく、例えば三角形状（おむすび形状）に形成し、これによって生じる両対向面間の空隙変化により、前記の連続的圧力分布を遮断する方法が提案されている。その一つの例として、特開平 2 - 8 9 8 0 7 号公報には、非真円軸受の技術が開示されている。しかし、このような非真円断面形状にした場合にも、間隙が広がる部分においてやはり動圧が低くなって並進剛性が低下するという問題がある。

さらに、前記溝 2 2 1 の形成や非真円軸受の代りに、特開平 2 - 1 5 0 5 0 4 号公報には、円周方向の微小な研削条痕の集合群からなる帯を、所定間隔を設けて軸方向に多数形成した技術が開示されている。研削条痕を形成することによりラジアル軸受部の流体に乱流を生じさせ、これによってハーフホワールの原因となる圧力分布を阻止するものである。図 5 0 および図 5 1 は、この特開平 2 - 1 5 0 5 0 4 の内容を示している。図 5 0 は、シャフト 2 0 1 の外周面にスリーブ 2 0 2 が嵌装された状態を示している。図 5 1 は、スリーブ 2 0 2 の内周面の表面部分 W を拡大して示しており、図 5 1 において、円周方向に沿った微小な研削条痕 2 2 2 が集まって研削条痕の集合群 2 2 3 を形成している。集合群 2 2 3 は、所定間隔を設けて軸方向に多数形成されており、これによって内周面に溝が設けられる場合に生ずる並進剛性が低下するという問題を解消しつつハーフホワール現象を解消している。但し、このような研削条痕の集合群 2 2 3 は、その集合群ごとに 1 本ずつ研削する必要があり、加工に手間を要するという欠点がある。特にスリーブの内径が数ミリメートルと小さい場合には、加工そのものが困難にな

るという問題がある。

## 2. 軸受剛性の向上

次に、主に動圧軸受の軸受剛性を高めるための従来技術における施策につき、  
5 説明する。特開平8-338960公報には、走査光学装置の動圧空気軸受のシャフトの外周面に、軸に平行な複数の浅溝を設け、且つ、前記浅溝を横切る環状溝を設けて、スリーブのラジアル方向の振れを多点で支持することにより、ラジアル方向の軸受剛性を向上させる技術が提案されている。図52は、前記動圧空気軸受周辺を含む当該走査光学装置の断面図を示している。この動圧空気軸受は、  
10 ハウジング230にシャフト231が立設され、シャフト231にスリーブ232が回転自在に嵌装されることによって構成されている。スリーブ232の外周には、アルミニウム、黄銅などにより形成されたフランジ233が焼嵌めなどにより固定されている。このフランジ233の上面に、レーザー光を偏向するポリゴンミラー234が、ばね235により固定され、フランジ233の外周下部に  
15 駆動マグネット236が接着等により固定されている。そして、ハウジング230に固定された基板237の上面には、ステータ238が駆動マグネット236に対向するように配置されている。

図53に、シャフト231単体の外観の詳細と、動圧ピークのパターンを模式化した図を示す。シャフト231の表面には、動圧発生溝としての平行な浅溝241、242が設けられている。シャフト231の表面には、環状溝243が更に設けられている。この環状溝243によって、動圧のピークがQ1、Q2に2分され、回転スリーブ232の接触が回避され、双方の損傷が防止される、と説明されている。力の発生点が2分されているため、外力モーメントが加わった場合、環状溝243がない場合と比較して耐モーメント剛性が高いものと考えられる。但し、このような溝241、242をシャフト231の外周部に設けた場合、  
25 溝のある部分での動圧が低下することから、当該部分における並進剛性が低下するという問題を生ずる。そして、環状溝243の寸法諸元によっては、並進剛性を更に低下させることとなる。

従来技術では他に、ラジアル軸受において回転側部材を特定の方向に付勢する

技術が提案されている。回転側部材を特定方向に付勢することにより、特定の箇所  
所でシャフトとスリーブとの間の嵌合間隙の最小間隙が形成され、そこで動圧が  
発生する。このため、前記最小間隙が形成される部分で局部的に高い動圧が発生  
5 して軸受剛性が高められるほか、ハーフホワールの解消にも有効と考えられてい  
る。これは、ラジアル軸受部とスラスト軸受部が連続して形成されるラジアル  
スラスト複合動圧軸受に関しても同様である。

その具体的な方策として、特開平 1 1 - 1 8 3 5 7 号公報や、特開平 1 1 - 5  
5 9 1 8 号公報で開示された技術は、コイルとロータ磁石とを偏心して配置する  
ことにより、シャフトをスリーブに対して特定方向に押し付けて安定させながら  
10 回転させている。図 5 4 は、この内、特開平 1 1 - 5 5 9 1 8 号公報に開示され  
た例を示している。図において、ステータ 2 5 1 の外周にはロータ 2 5 2 が配置  
され、前記ロータ 2 5 2 の内部に装着されたロータ磁石 2 5 3 とステータ 2 5 1  
とが対向することによって回転駆動力を発生させている。図において、複数のス  
テータ 2 5 1 の内、1 つのステータ 2 5 1 a が、残りの他のステータ 2 5 1 に対  
15 して短く形成されている。これにより、ステータ 2 5 1 a とロータ磁石 2 5 3 と  
の間の間隔  $h_1$  が、それ以外のステータ 2 5 1 とロータ磁石 2 5 3 との間隔  $h_2$   
より広くなるため、この間での吸引力（もしくは反発力）が弱まり、ロータ 2 5  
2 がステータ 2 5 1 に対し特定方向に押し付けられる。ステータ 2 5 1 にはシャ  
フトが同軸に固定されているため、ロータ 2 5 2 はシャフトに対して特定方向に  
20 押し付けられていることとなる。しかし、この方法でシャフトをスリーブに対  
して平行に押し付けるには、ステータ 2 5 1 の位置が軸受の軸方向の中心になく  
てはならず、設計上の制約のためこのような配置が実現できない場合が多いとい  
う問題がある。

実開昭 5 5 - 3 6 4 5 6 号公報に開示された内容では、ロータ磁石に対向して  
25 ハウジング側に固定永久磁石を設け、ロータを一定の方向に傾けて回転させてい  
る。しかしながらこの方法では、シャフト 2 5 5 のエッジ部がスリーブ 2 5 4 に  
片当たりし、このため軸受寿命が短くなるという問題があった。

従来技術においては更に、ポンプアウト方式のスラスト軸受部を採用すること  
により、軸受剛性を高める技術が開示されている。スラスト軸受部において、流

体をスラスト板の軸心付近から外周側に圧送させる軸受方式をポンプアウト方式と呼ぶ。ポンプアウト方式の軸受は、端的に言えば、図43に示すポンプイン方式のスパイラル状溝205の円周方向に対する傾斜を逆にした溝を設けるか、もしくは溝205の傾斜はそのままスラスト対向面203を矢印206と反対方向に回転させることにより実現できる。ポンプイン方式のスラスト軸受部においては、スラスト動圧のピークが軸受の軸心近くに発生するため、上述のように軸受の倒れに対する効力が相対的に弱い。このような現象を回避するための方策の一つは、スラスト軸受部で発生する動圧のピークを、スラスト板203のできるだけ外周部に近い位置に発生させるポンプアウト方式のスラスト軸受とし、倒れに対する剛性を向上させることである。

それを具体化する手段の1つが特開平9-229053公報に開示されている。図55及び図56は、その内容を示している。図55において、シャフト271の外周部にはスリーブ272が嵌装されている。シャフト271には、軸に垂直な面に広がる円板状のスラスト板273が一体に形成されている。シャフト271とスラスト板273とは、スリーブ272に設けられた空隙内で共に回転する。シャフト271の外周面には、ヘリングボーン状の溝274が設けられている。

図56は、前記シャフト271及びスラスト板273の平面図を示している。スラスト板273の表面には、スパイラル状の動圧発生用溝275が形成されている。この溝275は、スラスト板273の両面（図面の裏側を含む）に設けられている。矢印276は、本軸受におけるシャフト271の回転方向を示している。図示のように、前記溝275のスパイラルの傾斜は、シャフト271の矢印276方向の回転によって軸受内に介在する流体を、軸の中心付近から半径方向外周部へ導く向きに掘られている。これは、スラスト板273の反対側の面においても同様である。スラスト板273の付け根付近には、スラスト板273を軸方向に貫通する貫通孔277が設けられている。

前記構成にかかる軸受の回転時には、図55において、シャフト271に設けられたヘリングボーン溝274の作用により、流体がスラスト板273から遠ざかる方向に向かおうとする。しかし、前記スラスト板273に設けられたポンプアウト方式のスパイラル溝275の効果により、これをスラスト軸受部に引き戻

し、更にこの流体をスラスト板 273 の外周部に送り込む。これにより、スラスト板 273 の外周部近傍で動圧のピークを発生させ、十分なスラスト支承力を得ようとするものである。図の一点鎖線 278 で示す曲線は、この時の動圧の分布を模式的に示したものである。このように、ポンプアウト式とする利点は、スラスト軸受部における動圧のピーク圧力が外周部に発生することから、スラスト軸受部に十分な流体が供給される場合には、高い倒れ剛性を得ることができる点である。前記貫通孔 277 の作用は、この貫通孔 277 を利用して流体を導通させ、スラスト板 273 の両面側の動圧を均一化させることによって軸方向の動きを安定させるものである。

5

10

図 55 に示すようなラジアル軸受部とスラスト軸受部とが連続して形成されたラジアル／スラスト複合軸受構造において、スラスト軸受部に十分な動圧を発生させるため、ラジアル軸受部からスラスト軸受部へ向けて流体を供給してやる必要がある。この流体は、シャフト 271 の軸受の回転に伴い、図の上端にあるシャフト 271 とスリーブ 272 との間のラジアル間隙を通して供給されることとなる。しかしながら、図示のような真円軸受では、ラジアル間隙における軸方向の流れが十分に発達しないため、スラスト軸受部まで十分な流体を供給することが困難である。また、図 55 のようにラジアル軸受部にヘリングボーン溝 274 が設けられた軸受においては、ラジアル軸受部の中央部（ヘリングボーンの V 字形状の中央部）にラジアル動圧のピーク圧力が形成される。この形成に必要な流体がラジアル軸受部に向けて供給されることから、前記スラスト板 273 にポンプアウト形式のスパイラル溝 275 を設けたとしても、スラスト軸受部に供給できる流体は不足気味となる。スラスト軸受部に供給される流体が不十分となれば、スラスト方向の動圧を十分発生させることが出来ず、支承力が不足して軸受部材間の接触を起こす原因となる。

15

20

25

次に、軸受剛性を高めるため、シャフトとスラスト板との直角精度が維持できる簡単で確実な固定構造が求められている。幾つかの従来技術による固定方法とその問題点は以下の通りである。1つは、シャフトをスラスト板に直接接着して固定する構造がある。この構造は、接着層の厚さのばらつきのため、直角度の精度確保は困難である。前記直角度の許容範囲は、20 mm 外径のスラスト板にお

ける傾斜量が約 $0.3\mu\text{m}$ 程であり、前記接着剤使用の場合にはたとえ被接着部材を矯正保持して接着剤を硬化させた場合でも、シャフト径が $4\text{mm}$ 前後を越える場合には、前記許容限度を満足させることは困難である。

次に図57(a)に示すような、中空円筒状のシャフト281とスラスト板283とを挟んで貫通型のボルト286で締付ける固定構造がある。しかし、この構造では、ボルト286やワッシャ287の片当たりによってシャフト281が弾性変形し、軸受部材としての機能が損なわれる。シャフト281中空部の端面にゴムを介して締付けたとしても結果は同じである。本願発明者らが、図に示すような軸受構造を使用して行なった実施例では、前記ボルト286の片当たりにより直角度は $1.2\mu\text{m}$ に悪化し、ゴムワッシャを使用しても $1.0\mu\text{m}$ の悪化となった。この構造では、固定力の円周方向ばらつきを小さくすることが困難である。

更に、図57(b)に示すように中空円筒状のシャフト281をスラスト板283'に設けた固定用芯材288に焼嵌めする固定構造がある。しかしながら、この構造では、常温に戻った際にシャフト281の外周面が弾性変形で広がるため、ラジアル間隙に影響を及ぼすこととなる。本願発明者らが行なった実施例においては、焼嵌めによりシャフト281の外径が $3\mu\text{m}$ 膨らみ、軸受としての使用はできなくなった。

従来技術に見られる他のシャフトとスラスト板との固定構造として、中空円筒状のシャフト281内径部に雌ねじ加工を施し、中間にスラスト板283を挟んでこの雌ねじをボルトで締め付ける構造がある。この固定構造は、直角精度も比較的高く維持することができ、構造も簡単であるが、シャフト281がステンレス鋼製などの場合は実施できても、ねじ加工が困難なセラミックス製である場合には実施が出来ないという問題がある。

25

次に、3番目の課題である動圧軸受の起動特性の改善に関しては、効率的にスラスト動圧を発生させるスパイラル状溝の開発など、従来技術において各種改善が実施されてきている。1つには浮上回転速度の引き下げがあるが、他の観点からは、摩擦接触回転をできるだけ短時間で完結させるように起動時の加速性を高

めること、あるいは、回転側部材の質量を軽減することも効果がある。動圧軸受の起動時において、摩擦接触での回転が存在する限りにおいて起動トルクの増大を招き、摩擦を助長することは避けられず、今後とも起動特性の改善が必要である。

5

動圧軸受の4番目の課題である軸受の小型・軽量化の要求に関しては、動圧軸受構造そのものが、従来のボールベアリング方式の軸受に対して大幅な改善を達成している。しかしながら、市場からは、いずれにせよ更なる小型・軽量化が求められるのは必定であり、これに関しても更なる改善促進が望まれている。

10

[発明が解決しようとする課題]

上述のように、動圧軸受のハーフホワール現象の回避、並びに軸受剛性の改善を図るための従来技術における施策には、それぞれ問題があった。従って本発明は、従来の対応策が持つこれらの問題点を取り除き、ハーフホワールによる振れ回り現象が発生せず、そして耐揺動性に優れた動圧軸受を提供することを目的としている。

15

併せて、本発明は、起動時における摩擦接触回転の弊害をできるだけ低減すべく、動圧軸受の起動特性を改善することができ、更なる小型・軽量化要請へも対応できる、信頼性の高い動圧軸受を提供することを目的としている。

20

[発明の開示]

本発明にかかる第1の態様は、ハーフホワール現象を解消し、高速で安定した回転を実現する動圧軸受を提供するものである。具体的には、円柱状のシャフトと、前記シャフトの軸に平行な外周面に回転自在に嵌装される中空円筒状のスリーブとを有し、前記シャフトと前記スリーブとの相対回転によってラジアル動圧を発生させ、前記両部材間を非接触状態に維持するラジアル軸受部を有する動圧軸受において、前記シャフトの外周面と、前記スリーブの内周面との間に形成される両部材間のラジアル間隙が、直径方向の合計で約 $3\mu\text{m}$ 以下、より好ましくは約 $2\mu\text{m}$ 以下とすることを特徴としている。ラジアル間隙を極端に狭くした場

25



合には、ラジアル軸受部を構成する部材の表面粗さによって生じた乱流が、ハーフホワールの原因となるラジアル間隙内の連続的な圧力分布を遮断し、ハーフホワール現象を回避するものである。ラジアル間隙を狭くすることによる更なる効果は、ラジアル軸受部とスラスト軸受部とが組み合わされた複合動圧軸受において、スラスト軸受部におけるスラスト板とスラスト対向面との間の相対的な傾斜を小さく抑制することが可能となり、これによってスラスト軸受部における接触を回避し、倒れ剛性を向上できることである。

第1の態様における代替案は、ラジアル軸受部を構成する部材の表面にスクラッチ状溝を形成することにより乱流を発生させ、ハーフホワールの現象を回避するものである。具体的には、円柱状のシャフトと、前記シャフトの軸と平行な外周面に回転自在に嵌装される中空円筒状のスリーブとを有し、前記シャフトと前記スリーブとの相対回転によってラジアル動圧を発生させ、前記両部材間を非接触状態に維持するラジアル軸受部を有する動圧軸受において、前記シャフトの外周面及び前記スリーブの内周面の少なくともいずれか一方の面に、深さが約 $1\ \mu\text{m}$ 以上約 $20\ \mu\text{m}$ 以下、幅が約 $10\ \mu\text{m}$ 以上 $200\ \mu\text{m}$ 以下のスクラッチ状溝が円周方向の $200\ \mu\text{m}$ につき1本以上10本以下の密度で、もしくは深さが約 $1\ \mu\text{m}$ 以上約 $20\ \mu\text{m}$ 以下、幅が約 $200\ \mu\text{m}$ 以上約 $500\ \mu\text{m}$ 以下のスクラッチ状溝が少なくとも円周方向の $200\ \mu\text{m}$ おきに1本の割合で、軸の両端部もしくは両端部近傍から軸方向に沿って少なくとも軸長の $1/4$ 以上の長さで設けられていることを特徴とする動圧軸受を提供している。

本発明にかかる第2の態様は、ラジアル軸受部を構成する部材の表面の形状を変化させることにより、もしくは表面に溝を設けることにより、軸受剛性を向上させた動圧軸受を提供するものである。すなわち、円柱状のシャフトと、前記シャフトの軸に平行な外周面に回転自在に嵌装される中空円筒状のスリーブとを有し、前記シャフトと前記スリーブとの相対回転によってラジアル動圧を発生させ、前記両部材間を非接触状態に維持するラジアル軸受部を有する動圧軸受において、前記シャフトの外周面、もしくは前記スリーブの中空内周面のいずれか一方の面に、軸と略直角の方向に前記いずれか一方の面を囲む少なくとも1本の環状溝を

設け、前記環状溝の深さを、前記環状溝が設けられる面の直径比で約0.01以下、前記環状溝の幅を、軸方向の軸受長さの約0.2以下に形成したことを特徴とする動圧軸受を提供する。前記環状溝を設けることにより、ラジアル動圧のピークが分散され、倒れに対して強い抗力を発揮する動圧軸受を得ることができ、  
5 又前記環状溝の寸法を前記所定範囲に収めることによって動圧の低下を抑制することができる。

代替案は、ラジアル軸受部を構成するシャフトとスリーブとを相対的に傾斜させて回転させる形式の動圧軸受であって、円柱状のシャフトと、前記シャフトの軸に平行な外周面に回転自在に嵌装される中空円筒状のスリーブとを有し、前記  
10 シャフトと前記スリーブとの相対回転によってラジアル動圧を発生させ、前記両部材間を非接触状態に維持するラジアル軸受部を有する動圧軸受において、前記シャフトと前記スリーブとを同軸に配置した状態で両者の間に形成される間隙が、前記動圧軸受の軸方向の概略中央から軸方向両端末部に向かって連続的に滑らかに広がり、前記シャフトと前記スリーブとが相対的に傾斜した状態において、軸  
15 方向端末で接近する前記シャフトの外周面と前記スリーブの内周面との相対向する両面が、前記軸受の軸を含む切断面で見た場合に前記シャフトと前記スリーブとの最接近部近傍で概略平行になるよう形成されていることを特徴としている。前記軸受の軸方向の概略中央から軸方向両端末部に向かって連続的に滑らかに広がる間隙は、前記スリーブがその軸方向の概略中央から軸方向両端末部に向  
20 かって連続的に滑らかに拡開したものであっても、あるいは、前記シャフトがその軸方向の概略中央から軸方向両端末部に向かって前記シャフトの軸に垂直な断面の径を順次連続的になめらかに縮小させたものであっても、あるいはこの両者を組み合わせたものであっても良い。

スラスト軸受部におけるスラスト間隙が一定値に規制される形式の動圧軸受に  
25 対する代替案は、前記スラスト間隙とラジアル間隙との相対関係を所定範囲内に納めることである。すなわち、当該代替案は、円柱状のシャフト、及び前記シャフトの軸に平行な外周面に回転自在に嵌装される中空円筒状のスリーブからなり、前記シャフト及び前記スリーブの相対回転によってラジアル動圧を発生させるラジアル軸受部と、前記シャフトもしくはスリーブのいずれか一方に形成もしくは

固定される少なくとも1つのスラスト板、及び前記シャフトもしくはスリーブのいずれか他方に形成もしくは固定される一対のスラスト対向面からなり、前記スラスト板及び前記スラスト対向面の相対回転によってスラスト動圧を発生させる一対のスラスト軸受部と、の各軸受部から構成される動圧軸受において、前記ラ

5 ジアル軸受部の直径方向の合計のラジアル間隙をF、ラジアル軸受長さをL、前記スラスト軸受部の軸方向の合計のスラスト間隙をD、スラスト軸受外径をGとしたときに、これら寸法の間

$$(F/L) < (D/G)$$

10 の関係が成立することを特徴としている。あるいは、ラジアル間隙Fとスラスト間隙Dとの間に

$$(2 \text{ないし} 10) \times F < D$$

の関係が成立することであってもよい。

本発明にかかる第3の態様は、ポンプアウト方式のスラスト軸受部を備え、このスラスト軸受部に十分な流体を供給することによって高い軸受剛性を実現する動圧軸受を提供する。すなわち、円柱状のシャフト、及び前記シャフトの軸に平行な外周面に回転自在に嵌装される中空円筒状のスリーブからなり、前記シャフト及び前記スリーブの相対回転によってラジアル動圧を発生させるラジアル軸受部と、前記シャフトもしくはスリーブのいずれか一方に形成もしくは固定される

15 スラスト板、及び前記シャフトもしくはスリーブのいずれか他方に形成もしくは固定されるスラスト対向面からなり、前記スラスト板及び前記スラスト対向面の相対回転によってスラスト動圧を発生させるスラスト軸受部と、の両軸受部から構成される動圧軸受において、前記スラスト軸受部が、スラスト軸受部に介在する流体をスラスト軸受部の軸心近傍から外周部に向けて吸い出すポンプアウト方式に形成され、前記ラジアル軸受部で対向する前記シャフトの外周面もしくは前記スリーブの内周面のいずれか一方の対向面に、軸方向の両端につながる軸に平行な、もしくは軸に対して傾斜した少なくとも1つの溝が設けられていることを

20 特徴とする動圧軸受を提供する。

代替案としては、一対のスラスト軸受部をラジアル軸受部に連通させて設け、

スラスト間隙を一定値に規制した状態で前記一对のスラスト軸受部の少なくとも1つをポンプアウト方式とすることにより、より剛性の高い動圧軸受を得ることができる。具体的には、軸方向両端面に同軸に配した小径円柱部をそれぞれ有する円柱状のシャフトと、前記シャフトの軸に平行な外周面に回転自在に嵌装される中空円筒状のスリーブと、前記スリーブの軸方向両端面に同軸に取付けられ、前記シャフトの各小径円柱部をそれぞれ間隙を設けて貫通させる貫通孔を有する一对のドーナツ状のスラスト板とを備え、前記シャフトの軸に平行な外周面と前記スリーブの軸に平行な中空内周面との間でラジアル軸受部を構成し、前記一对のスラスト板と、前記シャフトの軸方向両端面であって、前記一对のスラスト板とそれぞれ対向するスラスト対向面との間で一对のスラスト軸受部を構成し、前記ラジアル軸受部が前記一对のスラスト軸受部とそれぞれ連通し、前記各スラスト軸受部で対向するスラスト板もしくはスラスト対向面のいずれか一方の面には、当該スラスト板とスラスト対向面との間の相対運動によってスラスト動圧を発生する溝が設けられ、前記一对のスラスト軸受部の内少なくともいずれか一方のスラスト軸受部における前記スラスト動圧を発生する溝が、当該スラスト軸受部の軸心付近から外周方向に流体を圧送するポンプアウト方式の溝に形成されていることを特徴としている。

本発明にかかる第4の形態は、軸受部材であるシャフトとスラスト板との間で直角度精度を維持して固定する構造を提供することにより、高い軸受剛性を実現するものである。具体的には、中空円筒状のシャフト、及び前記シャフトの軸に平行な外周面に回転可能に嵌装される中空円筒状のスリーブからなり、前記シャフトと前記スリーブとの相対回転によってラジアル動圧を発生させるラジアル軸受部と、前記シャフトの軸方向端面において前記シャフトの軸に垂直に固定される前記シャフトと同軸の貫通孔を有する円板状のスラスト板、及び前記スラスト板に対向する前記スリーブの軸方向端面であるスラスト対向面からなり、前記スラスト板と前記スラスト対向面との相対回転によってスラスト動圧を発生させるスラスト軸受部と、の両軸受部から構成される動圧軸受において、前記シャフトの中空内周面に密着嵌合されて前記シャフトとの間の相対移動が拘束される拘束

部材と、前記拘束部材との間の係合手段を有する固定部材と、を更に備え、前記係合手段を利用し、前記スラスト板の貫通孔を貫通して前記拘束部材と前記固定部材とが係合することにより、前記シャフトと前記スラスト板とを固定することを特徴とする動圧軸受に関する。前記拘束部材が、前記シャフト中空部と同軸に軸方向に延びて前記シャフトの端面から突出して延びる円筒状の延長部を備え、前記延長部が前記スラスト板の貫通孔に密着嵌合するものであっても良い。前記係合手段は、前記拘束部材と前記固定部材とのいずれか一方に設けられた雄ねじと

5   いづれか他方に設けられた雌ねじとの間のねじ係合により実施されても良い。

10   本発明の第5の態様は、起動特性を改善することにより、耐久性、信頼性を高めた動圧軸受を提供することにある。具体的には、円柱状のシャフト、及び前記シャフトの軸に平行な外周面に回転自在に嵌装される中空円筒状のスリーブからなり、前記シャフト及び前記スリーブの相対回転によってラジアル動圧を発生させるラジアル軸受部と、前記シャフトもしくは前記スリーブのいずれか一方に形成

15   もしくは固定されるスラスト板、及び前記シャフトもしくは前記スリーブのいずれか他方に形成もしくは固定されるスラスト対向面からなり、前記スラスト板及び前記スラスト対向面の相対回転によってスラスト動圧を発生させるスラスト軸受部との両軸受部が連通して形成される動圧軸受において、前記両軸受部の連

20   通する部分の流体の導通路を形成する各軸受構成部材が、錐面状、もしくは屈曲点のない連続する滑らかな曲面状に形成されるよう、前記シャフト及び前記スリーブに錐面部、もしくは連続する滑らかな曲面部が設けられ、前記スリーブに設けられる前記錐面部もしくは曲面部がスラスト対向面から軸心に向かって立ち上がる位置の軸に対称な2点間の距離をm、前記シャフトに設けられる前記錐面部

25   もしくは曲面部がスラスト板から軸心に向かって立ち上がる位置の軸に対称な2点間の距離をn、としたときに、

$$m < n$$

の関係が成り立つことを特徴としている。

スラスト間隙が一定値に規制される形式の動圧軸受に対する代替案は、円柱状のシャフト、及び前記シャフトの軸に平行な外周面に回転自在に嵌装される中空

円筒状のスリーブからなり、前記シャフト及び前記スリーブの相対回転によってラジアル動圧を発生させるラジアル軸受部と、前記シャフトもしくはスリーブのいずれか一方に形成もしくは固定される少なくとも1つのスラスト板、及び前記シャフトもしくはスリーブのいずれか他方に形成もしくは固定される一对のスラスト対向面からなり、前記スラスト板及び前記スラスト対向面の相対回転によってスラスト動圧を発生させる一对のスラスト軸受部と、の各軸受部から構成される動圧軸受において、前記ラジアル軸受部と前記一对のスラスト軸受部とが連通し、両軸受部のつながる部分の流体の導通路を形成する各軸受構成部材が、錐面状、もしくは屈曲点のない連続する滑らかな曲面状に形成され、前記シャフトと前記スリーブとを同軸に配置し、かつ前記一对のスラスト軸受部における両ラジアル間隙が等しくなるように配置した状態において、前記ラジアル軸受部の半径方向片側のラジアル間隙を $F/2$ 、いずれか一方の前記スラスト軸受部のスラスト間隙を $D/2$ 、前記錐面もしくは曲面で構成される空隙の任意の位置における間隙距離を $S/2$ とした場合に、

15  $F < S < D$

の関係が成立することを特徴としている。

本発明の第6の態様は、動圧軸受の小型、軽量化を実現する事に関する。具体的には、動圧軸受を構成するシャフト、スリーブ、スラスト板、スラスト対向面の内のいずれか1つ、もしくは2つ以上の少なくとも軸受部で対向する部分が、セラミックス材料で形成されていることを特徴としている。前記セラミックス材料は、アルミナ、ジルコニア、炭化ケイ素、窒化珪素、サイアロンからなる群の中から選択が可能である。

25 そして、本発明の第7の態様は、以上に記載したいずれかの動圧軸受を搭載することにより、回転が安定し、外部からの揺動に対しても優れた対抗力を示すスピンドルモータ、及び、該スピンドルモータを備えた記憶装置、バーコード走査装置を提供するものである。

## [図面の簡単な説明]

図 1 は、本発明にかかる実施の形態の動圧軸受を示す斜視図である。

図 2 は、図 1 に示す動圧軸受の代替案のスリーブを示す斜視図である。

図 3 は、本発明にかかる他の実施の形態の動圧軸受を示す斜視図である。

5 図 4 は、従来技術にかかる動圧軸受のシャフトを示す側面図である。

図 5 は、本発明にかかる他の実施の形態の動圧軸受のシャフトを示す側面図である。

図 6 は、動圧軸受の並進剛性、倒れ剛性の評価装置の概要図である。

図 7 は、図 6 の評価装置を使用した場合の評価尺度に関する説明図である。

10 図 8 は、動圧軸受のシャフトの縦溝位置に対する外力の作用方向を示す説明図である。

図 9 は、本発明にかかる他の実施の形態の動圧軸受を示す断面図である。

図 10 は、図 9 に示す動圧軸受の回転時の状態を示す断面図である。

図 11 は、従来技術にかかる動圧軸受の回転時の状態を示す断面図である。

15 図 12 は、図 9 に示す動圧軸受の形状諸元を示す説明図である。

図 13 は、本発明にかかる更に他の実施の形態の軸受を示す断面図である。

図 14 は、図 13 に示す動圧軸受の回転時の状態を示す断面図である。

図 15 は、本発明にかかる更に他の実施の形態のシャフトとのスリーブとの組合せを示す説明図である。

20 図 16 は、図 9 に示す動圧軸受を備えたスピンドルモータの断面図である。

図 17 は、本発明にかかる更に他の実施の形態の動圧軸受を備えたスピンドルモータの断面図である。

図 18 は、図 17 に示す動圧軸受の動圧分布状況を示す説明図である。

図 19 は、図 17 に示す動圧軸受の代替案を示す断面図である。

25 図 20 は、本発明にかかる更に他の実施の形態の動圧軸受を示す断面図である。

図 21 は、図 20 に示す動圧軸受の代替案を示す側面図である。

図 22 は、図 20 に示す動圧軸受の他の代替案を示す側面図である。

図 23 は、本発明にかかる更に他の実施の形態の動圧軸受を備えたスピンドルモータの断面図である。

図 2 4 は、図 2 3 に示す動圧軸受の回転状態を示す断面図である。

図 2 5 は、図 2 3 に示す動圧軸受の代替案を示す断面図である。

図 2 6 は、図 2 3 に示す動圧軸受の他の代替案を示す断面図である。

図 2 7 は、図 2 3 に示す動圧軸受の更に他の代替案を示す断面図である。

5 図 2 8 は、図 2 7 に示す動圧軸受を備えたスピンドルモータの断面図である。

図 2 9 は、本発明にかかる更に他の実施の形態の動圧軸受を示す断面図である。

図 3 0 は、図 2 9 に示す動圧軸受を構成する拘束部材を示す斜視図である。

図 3 1 は、図 2 9 に示す動圧軸受の代替案を示す断面図である。

図 3 2 は、本発明にかかる更に他の実施の形態の動圧軸受を示す断面図である。

10 図 3 3 は、図 3 2 に示す動圧軸受の代替案を示す断面図である。

図 3 4 は、本発明にかかる更に他の実施の形態の動圧軸受を示す断面図である。

図 3 5 は、本発明にかかる更に他の実施の形態の動圧軸受を示す断面図である。

図 3 6 は、図 3 5 に示す動圧軸受けの停止状態を示す部分拡大図である。

図 3 7 は、図 3 5 に示す動圧軸受の代替案を示す断面図である。

15 図 3 8 は、図 3 5 に示す動圧軸受の代替案を示す断面図である。

図 3 9 は、図 3 5 に示す動圧軸受の代替案を示す断面図である。

図 4 0 は、本発明にかかるスピンドルモータのロータ磁石と電磁石との関係を示す説明図である。

図 4 1 は、本発明にかかる更に他の実施の形態の動圧軸受を示す断面図である。

20 図 4 2 は、従来技術にかかる動圧軸受を備えたスピンドルモータの断面図である。

図 4 3 は、図 4 2 の動圧軸受に用いられたスラスト板を示す斜視図である。

図 4 4 は、動圧軸受のハーフホワール現象を示す説明図である。

図 4 5 は、動圧軸受の動圧発生状況を示す説明図である。

25 図 4 6 は、動圧軸受の他の動圧発生状況を示す説明図である。

図 4 7 は、動圧軸受の更に他の動圧発生状況を示す説明図である。

図 4 8 は、従来技術にかかる他の動圧軸受を示す縦断面図である。

図 4 9 は、図 4 8 に示す動圧軸受の横断面図である。

図 5 0 は、従来技術にかかる更に他の動圧軸受を示す部分断面斜視図である。



図51は、図50に示す動圧軸受のスリーブの表面詳細を示す説明図である。

図52は、従来技術にかかる更に他の動圧軸受を備えたバーコード走査装置を示す側面断面図である。

図53は、図52に示す動圧軸受の動圧分布状況を示す説明図である。

5 図54は、従来技術にかかる付勢手段を示す概念図である。

図55は、従来技術にかかる更に他の動圧軸受を示す側面断面図である。

図56は、図55に示す動圧軸受の部分平面図である。

図57は、従来技術にかかる更に他の動圧軸受を示す説明図である。

#### 10 [実施の形態]

本発明にかかる第1の態様は、動圧軸受のハーフホワールの解消に関する。ハーフホワール現象は、図44を参照して説明したように、シャフトとスリーブとの内のいずれか一方の回転側部材が、いずれか他方の固定側部材の軸心に対して偏心して回転する振れ回り現象をいう。非接触状態で両部材を相対回転させる動  
15 圧軸受機能を有する限りにおいて、両部材の対向面間にいくらかの間隙は必要となる。そして、この間隙がある限りにおいて、理論的には振れ回り現象は発生するものと考えられる。

主にハーフホワールを解消することに関する、本発明にかかる第1の実施の形  
20 態の動圧軸受につき説明する。本願発明者らは、動圧軸受のラジアル軸受部を構成するシャフト外周面とスリーブ内周面との直径方向の間隙を極端に狭くした場合に、前記ハーフホワール現象は発生しないことを実験により見出した。例えば、前記直径方向の間隙、すなわち前記シャフトの外径と前記スリーブの内径との直径差を約 $3\mu\text{m}$ 以下、更に好ましくは約 $2\mu\text{m}$ 以下と狭くすることにより、理論  
25 上は別として、実際にはハーフホワールは発生しなかった。その理由としては、以下が考えられる。すなわち、シャフト外周面もしくはスリーブ内周面の表面には、研磨などの加工後に残る表面粗さが存在している。この表面粗さのために、軸受部材間の相対運動で発生する流体の流れに乱流が発生する。先に説明したハーフホワールの発生の原因となる連続的な圧力分布が、特にラジアル間隙が狭い

場合にはこの表面粗さで発生する乱流によって遮断され、その結果ハーフホワールの発生が阻止されるものと考えることができる。本実施の形態の動圧軸受は、シャフトの外径と前記スリーブの内径との直径差、すなわち、ラジアル軸受部の直径方向の合計のラジアル間隙を  $3 \mu\text{m}$  以下、更に好ましくは約  $2 \mu\text{m}$  以下に形成されたラジアル軸受部を有する動圧軸受に関する。ラジアル間隙の下限値は、  
5 理論的には  $0 \mu\text{m}$  であるが、シャフト外周面、スリーブ内周面の加工精度によっては嵌合ないし回転できないことがありうる。したがって、実用的には、前記下限値は、約  $1 \mu\text{m}$  以上とすることで、上記課題を解決することができる。

ところで、特に前記のように軸受直径方向の間隙を極端に狭くする場合、スピンドルモータの回転停止時には、互いに対向するシャフト外周面とスリーブ内周面とが接触したままで停止することが考えられる。この際、前記両対向面が共に研磨加工後のような粗い仕上げ表面となっていると、両対向面間での接触時の摩擦抵抗が高くなったり、摩耗が生じ易くなり、次にスピンドルモータを再起動する場合には大きな起動力を必要とすることになる。このような摩擦抵抗による起動トルク増大は、前記両軸受対向面の少なくともいずれか一方の面の表面粗さの仕上げ程度を更に高めてより円滑な面とし、両者間接触時の摩擦抵抗を下げることで回避することが可能である。対向面のうちいずれか一方が円滑な面となっても、いずれか他方の側に適当な表面粗さが残っていれば、前記のようなハーフホワールを回避するための圧力分布を遮断する乱流を発生させる効果を生むことができる。  
10  
15  
20

前記円滑な面に仕上げる場合の表面粗さの条件は、シャフト外面側の場合には  $R_p$  が約  $0.2 \mu\text{m}$  以下、更に好ましくは約  $0.15 \mu\text{m}$  以下とすることである。スリーブ内面側を円滑な面に仕上げる場合には、加工上の制約を考慮した場合、その表面粗さ  $R_p$  は約  $0.4 \mu\text{m}$  以下、更に好ましくは約  $0.35 \mu\text{m}$  以下とする。ここで、表面粗さの  $R_p$  とは、粗さ曲線の平均値から測定曲線までの偏差の最大値を示す指標である。また、シャフト外周面、スリーブの内周面の表面粗さ  $R_p$  の下限値は、理論上は  $0 \mu\text{m}$  が取り得るが、加工精度と費用との制約によって決められる値である。  
25

更に、本実施の形態にかかる軸受直径間の狭いラジアル間隙を確保するには、

両軸受部材の真円度も考慮することが好ましい。この際の真円度条件としては、シャフトの外周面では約 $0.2\ \mu\text{m}$ 以下、更に好ましくは約 $0.12\ \mu\text{m}$ 以下とし、かつスリーブの内周面では、加工上の制約を考慮して約 $0.7\ \mu\text{m}$ 以下、更に好ましくは約 $0.4\ \mu\text{m}$ 以下とすることである。また、両真円度の下限值は、  
5 理論上 $0\ \mu\text{m}$ も取り得るが、本願発明では、前記に規定した上限値と $0\ \mu\text{m}$ との間の任意の値を取ることができる。この下限値についても、多くの場合、加工精度と費用の制約により決められる値である。

次に、ハーフホワールを解消するための、本発明にかかる第2の実施の形態の  
10 動圧軸受につき、図面を参照して説明する。本実施の形態にかかる動圧軸受は、ハーフホワールを解消するための手段として、従来技術で用いられているシャフト外周面もしくはスリーブ内周面に設けられる溝に代え、スクラッチ状溝を設けている。スクラッチ状溝を設けることによって、この部分で乱流を発生させる効果を生み、ハーフホワール発生の原因となる軸受部材間の圧力分布を遮断しよう  
15 とするものである。

図1および図2は、本実施の形態にかかる動圧軸受を示している。図1において、シャフト1と、シャフト1の外周面に嵌装された破線で示すスリーブ2と、シャフト1に垂直に固定されてスリーブ2の下端面に対向して配置されたスラスト板3とにより、動圧軸受が構成されている。スラスト板3の表面には、スラスト  
20 動圧発生用のスパイラル状溝が設けられており、これがスリーブ2の下端面であるスラスト対向面に対向している。スリーブ2は、シャフト1及びスラスト板3との間で相対回転し、スリーブ2とシャフト1の間にはラジアル動圧が、また前記スリーブ2の下端面であるスラスト対向面とスラスト板3の間にはスラスト動圧がそれぞれ発生する。これら動圧の発生により、スリーブ2がシャフト  
25 1及びスラスト板3に対して非接触状態で相対回転する。

図1において、シャフト1の外周面には、スクラッチ状溝6、7が示されており、このうちスクラッチ状溝6は、シャフト1の軸方向全長にわたって形成され、又、スクラッチ状溝7は、好ましくはシャフト1の少なくともスラスト板3が固定される方向とは軸方向の反対側の一端においてシャフト2の軸方向端末につな

がり、軸方向の一部のみに形成されている。これらスクラッチ状溝6、7は、従来技術による溝221（図48参照）に比較してはるかに微細なものであり、例えば深さが約1 $\mu$ mから約20 $\mu$ m、幅が約10 $\mu$ mから約500 $\mu$ mのものを含む。前記スクラッチ状溝6、7の深さは、加工法により制約されるが、約20 $\mu$ m以下については特性上問題はなかった。

前記のような微細なスクラッチ状溝6、7がシャフト1の外周面に設けられた場合には、この部分で軸受介在流体に乱流が生じてハーフホワールを阻止する効果を生じさせると共に、スクラッチ状溝6、7が微細であるために、ラジアル方向の動圧低下を生じさせることがない。したがって、従来技術による溝221を設ける場合のような、一定の方向の動きに対する並進剛性を低下させたり、軸受部材間の接触の危険性を増大させたりすることはない。

軸方向の一部のみに形成されるスクラッチ状溝7の場合には、図1に示すように、スクラッチ状溝7の少なくともスラスト板3が固定される方向と軸方向の反対側の一端において、好ましくは両端において、シャフト2の軸方向端面に接し、もしくはその近傍まで延び、軸方向に沿って少なくともそれぞれが軸長の1/4の長さ（したがって、軸全体では軸長の1/2の長さ）に達していることが好ましい。スクラッチ状溝6、7が軸端面に接し、もしくはその近傍まで延びていることにより、スクラッチ状溝6、7内部が大気圧に開放されるため、ハーフホワールの原因となる圧力分布を効果的に遮断することができる。この効果は、従来技術で開示された研削条痕が円周方向に形成される形式（特開平2-150504号公報）のものでは得られなかった利点となる。

ハーフホワールを有効に解消するには、前記スクラッチ状溝6、7の幅が約10 $\mu$ mから約200 $\mu$ mのものであれば、円周方向の長さ200 $\mu$ mにつき1本以上10本以下の本数で、幅が200 $\mu$ m以上500 $\mu$ m以下のものであれば、円周方向に少なくとも200 $\mu$ mおきに一本の割合で設けられることが好ましい。ここで、「少なくとも200 $\mu$ mおきに一本の割合で」とは、前記200 $\mu$ m以上500 $\mu$ m以下の幅の複数のスクラッチ状溝が、円周方向に広くても200 $\mu$ mの間隔を設けて、好ましくはより狭い間隔を設けて配置されていることを言う。発明者らの実験結果では、深さ1-3 $\mu$ mのスクラッチ状溝を円周方向の1mm

につき5本の割合で全周に設けることにより、安定した軸受回転を得ることができた。

前記のようなスクラッチ状溝は、シャフト外周面もしくはスリーブ内周面の円周方向にまんべんなく設けられる必要はなく、円周方向の約10%以上に設けられていればハーフホール発生阻止の効果を生む。例えば、シャフトの外周面の円周長さが10mmである場合、前記のようなスクラッチ状溝が設けられる領域が円周上で合計1mm幅以上となるよう、例えば円周上に均等に3箇所配置されていることでよい。

尚、図1においては、各スクラッチ状溝6、7が軸方向の1本の連続した微細筋状として描かれているが、このようなスクラッチ状溝は例えば平坦な砥石上にシャフト1を押さえつけながら軸方向に移動することによって得ることができる。しかしこのような1本のつながったスクラッチ状溝とせず、例えば前記砥石を通常の円板状砥石とし、シャフト1の軸方向に回転させながらワークを移動することで形成される軸方向の断続的なスクラッチ状溝の集合群とすることであってもよい。又、前記の軸方向とは、必ずしも軸と完全に平行なものではなく、ある程度傾斜したものであっても良い。これは、以下の図2においても同様である。

図2は、スクラッチ状溝6a、7aを、スリーブ2の内周面に設けた場合を示している。スクラッチ状溝6a、7aの概要は、前記シャフト1に設けられるスクラッチ状溝6、7と同様である。従来技術による研削条痕の集合群を設ける場合と異なり、スクラッチ状溝の長さ方向が円周方向ではなく軸方向であるため、例えば適当な径の円筒状砥石を回転させずに軸方向に1、2度往復させることにより簡単に形成できることが利点となる。この際、スリーブ内径が小さい（例えば内径2mm）場合であっても、容易に加工が可能である。

尚、図1、2は、シャフト1が固定側部材、スリーブ2が回転側部材を構成するように描かれているが、本発明はこれに限定されるものではなく、シャフト1が回転側部材、スリーブ2が固定側部材を構成するものであっても良い。また、図面上では軸方向の全長にわたるスクラッチ状溝6、6aと、一部のみに延びるスクラッチ状溝7、7aとの組み合わせで描かれているが、これは説明のためであって、この組み合わせは任意である。

本実施の形態のスクラッチ状溝を、シャフト外周面もしくはスリーブ内周面のいずれか一方に設けることにより、前記両対向面を共に円滑な面に仕上げたとしてもハーフホワールの発生を阻止することができ、したがって本実施の形態によれば、軸受停止時の両対向面接触による摩擦抵抗を更に下げ、さらには起動トルク

5 クの低減を実現することができる。

次に、本発明にかかる第2の態様は、動圧軸受の軸受剛性の改善に関する。

軸受剛性を主に改善する、本発明にかかる第3の実施の形態は、ラジアル軸受部を構成するシャフトの外周面、もしくはスリーブの内周面のいずれか一方に設けられた軸方向に延びる縦溝、及び当該縦溝に直交する環状溝の位置と寸法諸元の制約条件に関する。上述したように、倒れ剛性を向上させるため、図3に示すようにシャフト1の軸方向中央付近に軸と略直角の方向にシャフト1の外周面を囲む環状溝8を設けて、スリーブ2を多点支持することは周知の技術である。しかしながら、環状溝8を設けることにより、軸受の並進剛性の低下が問題となる。これに対して、環状溝8の幅 $b$ と深さ $t$ との最適化を図ることにより、並進剛性を犠牲にしないで倒れ剛性を効果的に向上させることが可能となる。すなわち、環状溝8の深さ $t$ を、シャフト1の直径比で0.01以下とし、且つ、幅 $b$ をスリーブ2の軸方向長さの0.2以下に形成すると効果的である。深さ $t$ がシャフト1の直径比で0.01より大きくなると、軸受全体の間隙の体積が過大となり、特に並進剛性が低下する。また、幅 $b$ がスリーブ2の軸方向長さの0.2より大きくなると、倒れ剛性が低下する。一方、環状溝8の深さ $t$ がシャフト1の直径比で0.0001以下、あるいは環状溝8の幅 $b$ がスリーブ2の軸方向長さの0.01以下であれば、環状溝8による動圧ピーク分離の効果が実質的に得られなくなる。

10

15

20

25

さらに、上述のように、シャフト1の外周面に、図4に示すような軸に平行な縦溝9を設けた場合、縦溝9の位置と動圧軸受に加わる外力の作用線とが一致すると、並進剛性が低下する。これを回避するためには、図5に示すように、環状溝8を境にして上段の縦溝9aと下段の縦溝9bの円周方向の位置をずらして形

成すると、並進剛性の方向依存性を小さくすることができる。

以上の結論に至った内容につき、説明する。以下は、環状溝 8 の寸法と縦溝 9 の位置とを変動させた試料を対象とし、動圧軸受に加えられる外力に応じて変化するスリーブ 2 の並進剛性や倒れ剛性の変化を測定したものである。

- 5 図 6 に、その評価装置の概要を示す。ベースプレート 10 に固定された動圧軸受に組付けられ回転するロータハブ 11 の外周に、先端にロータハブ 11 の外周に沿って空気を誘導するウィングを有する円弧型ノズル 12 を接近させて、その延長線上の対向位置に静電容量型プローブ 13 を配置した。円弧型ノズル 12 は、ベースプレート 10 の一端に支柱 14 を立設し、止めネジ 15 によって高さ H1
- 10 の調節を可能にした。円弧型ノズル 12 には、別途用意するコンプレッサーからの圧縮空気を高圧ホースによって導入孔 16 に導き、空気圧を調整することによってロータハブ 11 に加わる外力 P を変化させた。一方、静電容量型プローブ 13 は、ベースプレート 10 の他端に L 型フランジ 17 を取付け、長穴 18 内でスライドさせてナット 19 で固定し、高さ H2 の調節を可能にし、ロータハブ 11
- 15 の外周との距離の変化  $\Delta X$  を測定した。並進剛性を測定する際には、円弧型ノズル 12 をロータハブ 11 の片側に、静電容量型プローブ 13 を他方の片側に設置する。

- 剛性の評価は、図 7 に示すように、縦軸に外力 P を、横軸に変位  $\Delta X$  をプロットしたとき、試料 (i) は外力 P1 で  $\Delta X1$  変位し、試料 (i i) は外力 P1 で
- 20  $\Delta X2$  変位したとするなら、試料 (i) の方が剛性が高いと判断する。この直線 (i)、(i i) の傾きを指標化して表 2、3 に表わす。

- 先ず、真円度、円筒度共に JIS B 0401 「寸法公差及びはめあいの方
- 式」に規定される 4 級以下の精度に仕上げられた標準的な寸法のシャフト 1 とス
- 25 リーブ 2 とを選択嵌合し、直径方向の合計のラジアル間隙が  $5 \mu\text{m}$  以下の動圧空気軸受を用意した。環状溝 8 は、シャフト 1 の軸方向略中央に設けた。環状溝 8 の仕様は、表 1 に示すように、試料番号 1-1 から 1-10 の寸法比としている。図 6 の評価装置を使用し、縦溝 9 を省略して、環状溝 8 の寄与する並進及び倒れ剛性を、図 7 の尺度で指数化した評価結果を表 1 に示す。表中の L と J は、図 3 に示すように、それぞれ軸受の軸方向の長さ、シャフト 1 の直径である。

[表 1]

試料	環状溝の幅 ( $b/L$ )	環状溝の深さ ( $t/J$ )	並進剛性	倒れ剛性
※1-1	環状溝無し	環状溝無し	1	1
※1-2	0.3	0.1	0.05	0.2
※1-3	0.3	0.01	0.08	2
※1-4	0.3	0.005	0.1	3
※1-5	0.2	0.1	0.06	2
1-6	0.2	0.01	0.8	10
1-7	0.2	0.005	0.9	15
※1-8	0.1	0.1	0.08	2
1-9	0.1	0.01	0.8	8
1-10	0.1	0.005	1.0	20

※は比較例

表 1 の結果を考察すると、並進剛性は、環状溝 8 の幅がスリーブ 2 の軸方向長さ比で 0.2 を越えると軸受間隙全体の体積が増大するため、顕著に低下する。

5 但し、環状溝 8 の深さが、シャフト 1 の直径比で 0.01 以下となるとかなり改善される。倒れ剛性は、環状溝 8 の存在によって明らかに改善されるが、充分ではない。しかし、環状溝 8 の深さを、シャフト 2 の直径比で 0.01 以下に、環状溝 8 の幅をスリーブ 2 の軸方向長さ比で 0.2 以下にそれぞれ設定すると、双方の相乗効果で、並進剛性をあまり犠牲にすることなく倒れ剛性が飛躍的に向上  
10 することが分かる。

次に、縦溝 9 の位置および数と外力の作用方向とによる、並進及び倒れ剛性に関する影響を調べた。図 4 に示す環状溝 8 を越えて直線的に延びる縦溝 9 が 1 本のもの、3 本のもの、図 5 に示す環状溝 8 を境に約 90° 位置の異なる縦溝 9 が 1 本のもの、約 60° 位置の異なる 3 本のものを用意した。いずれの試料も、  
15 スリーブ 2 の略中央に、環状溝 8 の深さをシャフト 1 の直径比で 0.01 以下に、環状溝 8 の幅をスリーブ 2 の長さ比で 0.2 以下に形成して、縦溝 9 の深さはシャフト 1 の直径比で 0.005 とし、溝断面をコの字型形状とした。そして、図 6 の評価装置を使用し、外力の作用方向を図 8 の A、B としたときのそれぞれの並進および倒れ剛性を、図 7 の尺度で指数化した評価結果を表 2 に示す。なお、  
20 図 8 は、シャフト 2 を軸方向から見た平面図である。



[表 2]

試料番号	図	並進剛性		倒れ剛性	
		A	B	A	B
※2-1	a	1	0.6	16	15
※2-2	b	1	0.5	17	16
2-3	c	0.9	0.9	20	18
2-4	d	0.8	0.8	18	17

表 2 の結果を考察すると、比較例である 2-1 および 2-2 は並進剛性に関して A 方向の外力に強く、実施例である 2-3 および 2-4 では、A、B の方向性がほとんどない。倒れ剛性に関しては、比較例である 2-1 および 2-2 より実施例である 2-3 および 2-4 の方が、軸受間隙の拡大されている位置が円周方向に分散されるため明らかに有利である。

なお、縦溝 9 は、プラズマエッチング、ショットブラスト、レーザアブレーション、研削ならびに旋削加工のいずれによっても形成できる。また、以上の説明では、固定部材側であるシャフト 1 の外周面に環状溝 8、縦溝 9 を設けるものとしているが、スリーブ 2 が固定部材である動圧軸受の場合においては、スリーブ 2 の内周面に前記と同様な縦溝及び環状溝を設けることにより、同様の結果が得られることは容易に理解できるであろう。

次に、主に軸受剛性を向上させるための、本発明にかかる第 4 の実施の形態に付き図面を参照して説明する。図 9 は本発明にかかる軸受の断面図を示したものである。図 9 は、シャフト 1 の外周面に、スリーブ 2 a が相対回転可能に嵌装された状態を示している。本実施の形態においては、シャフト 1 は軸に垂直な断面形状が均一な真直ぐなシャフトであるのに対し、スリーブ 2 a では、その内径が図に示すように軸方向の上下両端に向かって連続的に滑らかに拡開している。

図において、軸受の軸方向の長さを L としたとき、その中央となる端末から L/2 の距離の位置において、シャフト 1 とスリーブ 2 a との間隙は最小となる。その位置におけるシャフト 1 の外周面の両側にある間隙をそれぞれ f 1、f 2、径方向の全間隙を F とすれば、

$$F = f_1 + f_2$$

となる。今、シャフト1とスリーブ2 a とが同軸に配置されているとすれば、 $f_1 = f_2$  となり、このときの値  $f$  を片側最小間隙と称する。このとき  $F = 2f$  と表わされる。なお、本実施の形態では、軸受中央すなわち軸受端末から  $L/2$  の距離の位置で間隙  $F$  が最小となるようにしており、これが好ましくはあるが、この最小の間隙が得られる場所は、軸方向中央でなくともその近傍であれば良い。

シャフト1とスリーブ2 a との前記間隙は、軸受両端末で最大となり、図のシャフト1左側におけるその間隙の値を  $f_{1max}$  とすれば、

$$f_{1max} = f_1 + \alpha$$

と表示され、ここで  $\alpha$  は間隙の増加分を示す。今、シャフト1とスリーブ2 a とが同軸に配置されているとすれば、そのときの軸受端末部間隙： $f_{max}$  は、

$$f_{max} = f + \alpha$$

となり、このときの  $f_{max}$  を片側最大間隙と称する。

図10は、図9のように構成された軸受の回転状態を示している。後に述べる外部からの付勢力により、シャフト1はスリーブ2 a に対して相対的に傾斜している。今、固定側部材であるスリーブ2 a の内周面でシャフト1が回転する形式のスピンドルモータを例にとれば、シャフト1とスリーブ2 a との相対傾斜により、図面上でシャフト1の左上に位置する部位M1と右下に位置する部位M2とにおいて間隙が狭くなる。これらの間隙が狭い部位においては、シャフト1の回転による高い動圧が発生し、シャフト1はスリーブ2 a とは非接触状態で回転を続ける。逆にシャフト1を固定し、スリーブ2 a が回転する形式のスピンドルモータにおいても、状況は同様である。

図10のシャフト1とスリーブ2 a とが近接する両部位M1、M2に表示された平行線は、ここで発生する動圧の分布を模式的に示している。この動圧を安定させ、すなわちモータの軸振れを最小限に抑えておくためには、軸受長手方向端末近傍の両部位M1、M2において、シャフト1の外周面とスリーブ2 a の内面とができるだけ平行に近い状態で接近し、しかもその間の間隙をできるだけ小さく保ち、これによって発生する動圧を全体として高めることが望ましい。ここで言う平行とは、図示の軸を含む断面図上において、スリーブ2 a の中空内周面を示す曲線の接線と、シャフト1の外周面を示す直線とが平行になることをいう。

これを従来技術にかかる図 1 1 に示す動圧軸受の例と比較すれば明らかなように、従来技術においては、スリーブ 2 に対してシャフト 1 が相対的に倒れた場合、軸受端末近傍の両部位 M 1'、M 2' においては、スリーブ 2 の縁部分のエッジがシャフト 1 に接近するため、図の両部位 M 1'、M 2' に平行線で示すように、  
5 十分な動圧が発生しない。したがって外部からの付勢力によりシャフト 1 がスリーブ 2 に対して傾いた状態で回転した場合には、前記縁部分でスリーブ 2 とシャフト 1 との接触が生じ易くなり、十分な耐久性が得られにくい。

本実施の形態にかかる軸受のスリーブ 2 a 内周面の形状に関して、本願発明者らの得た好ましい条件につき、図面を参照して説明する。図 1 2 は、図 9 に示す軸受断面図を横に描いたもので、シャフト 1 とスリーブ 2 a が同軸に配置されている。シャフト 1 とスリーブ 2 a との間には、スリーブ 2 a の軸方向中央でシャフト 1 の両側にそれぞれ最小間隙 f が存在している。尚、図は、軸の中心線 Z-Z において分割され、その上側と下側とはそれぞれ異なるスリーブ条件を有する別の軸受を示しているもので、説明容易化のためこれを便宜的に一つの図にまとめて表わしている。  
15

まず、図面上に中心線 Z-Z の上側に描かれたスリーブ 2 a の軸受面の形状について説明する。軸受の軸に直交しかつスリーブ 2 a の中央を通る垂線と、図面上でシャフト 1 の上端（外周）との交点を O とし、これを原点として前記垂線を Y 軸、前記シャフト 1 1 上端面を X 軸とする。このとき、原点 O から x の距離におけるシャフト 1 とスリーブ 2 a との間隙 y との間に、  
20

$$y = k x^2 + f \quad (k : \text{比例定数})$$

の関係が成立することが、好ましい軸受形状条件の一つとなる。このときのスリーブ 2 a の内周面は放物線を描く。更に、この関係は、

$$(y - f) \propto x^2$$

と表し変えることができる。すなわち、軸方向の概略中央から軸方向両端末部に向かって広がる間隙の増加部分  $\alpha$  が、前記概略中央からの距離の 2 乗に比例していることを意味する。  
25

本願発明者らが得た今一つのスリーブの内面形状は、前記放物線の代わりに円弧にすることである。動圧軸受では、その長さ L が通常は 20 mm 内外に対して、

前記間隙 f は数  $\mu\text{m}$ 、シャフトとスリーブとの相対的な倒れは  $0.05^\circ$  内外と、極めて僅かな数値である。したがって、スリーブ内周面の拡開する曲面も、曲率半径の大きな円弧の一部で代替することができる。本願発明者らの得た好ましい軸受形状の条件を、便宜的に図 12 の中心線 Z-Z の下側に描かれたスリーブ 2 a' を用いて表示している（前述のように、スリーブ 2 a とスリーブ 2 a' とは、条件が異なる別の軸受を表示しており、一体の軸受を表すものではない）。スリーブ 2 a' 内周面の好ましい形状は、Y 軸上の一点 E を中心に

$$R = z \cdot L^2 / 4 / f$$

となる半径 R で描いた円弧の一部とするものである。ここで z は定数で

$$0.8 \leq z \leq 1.2$$

の値とする。

本願発明者らは、本発明にかかる動圧軸受に関し、以下に示す実験を行なった。ロータを含む回転部分の重量  $0.1\text{kg}$ 、軸受の回転数  $20,000\text{rpm}$ 、軸受部はシャフト径が  $10\text{mm}$  で軸受長さが  $20\text{mm}$  とした。軸受は、 $90^\circ/2$  秒の速さで左右に各  $90^\circ$  倒す揺動試験を繰り返し実施し、軸受が焼付き、摩耗粉発生などの異常をきたすまでの揺動回数を評価した。結果を表 3 に示す。

[表 3]

	シャフト外周面形状	スリーブ内面形状	曲率半径	最小直径間隙	接触	揺動回数
3-1	直線状	凸	80m	2 $\mu\text{m}$	あり	200,000回
3-2	直線状	凸	160m	1 $\mu\text{m}$	なし	400,000回以上
※3-3	直線状	直線状	—	2 $\mu\text{m}$	あり	10,000回
※3-4	直線状	凹	80m	2 $\mu\text{m}$	あり	1,000回

※は比較例

3-1 は、図 9 に示すように、スリーブの縦断面形状が軸受長さの中央部付近でスリーブ内径が最小値となる凸形状であり、シャフトの外周面形状は直線状である。スリーブ内径の曲率半径が  $80\text{m}$ 、最小直径間隙が  $2\mu\text{m}$  とし、シャフトが回転中に、この動圧軸受を回転軸に対し直交する軸を中心に前記条件で揺動した。その結果、シャフトとスリーブ間に接触が生じていることが確認されたもの

の、軸受は200,000回の揺動に耐え、その後、回転に異常が生じた。

3-2は3-1に対し、スリーブ内径の曲率半径を160mとし、最小直径間隙を1 $\mu$ mとしたものである。この軸受を同様に揺動したところ、400,000回以上繰返しても問題が生じなかった。

5 3-3はシャフト外周面、スリーブ内周面とも直線状に対向する従来技術による軸受を使用し、最小直径間隙を2 $\mu$ mとしたものである。この軸受を回転中に揺動した結果、揺動10,000回で摩耗が発生した。

10 3-4はシャフトの外周面は直線状であり、スリーブの縦断面形状が、軸受長さの中央部付近でスリーブ内径が最大値となる凹形状である軸受に関し、スリーブ内径の曲率半径が80m、最小直径間隙が2 $\mu$ mとしたものである。この軸受を回転中に揺動した結果、揺動1,000回で摩耗が発生した。

次に、軸受剛性を改善するための、本発明にかかる第5の実施の形態につき、  
15 図面を参照しながら説明する。図13は、本実施の形態にかかる動圧軸受の断面図を示している。図において、シャフト1aの外周面には、所定の間隔Fを介してスリーブ2が嵌装されている。本実施の形態においては、スリーブ2の内周面は、均一内径の真直ぐな中空部を有するのに対し、シャフト1aは、図に示すように軸受部においてその中央部分が太くて軸方向両端部に向かって径が縮小する樽状になっている。

20 先の第4の実施の形態と同様、軸受長さLの中央、すなわち軸の端末からL/2の位置において前記間隙は最小となり、図のシャフト1aとスリーブ2とが同軸状態における該間隙fを片側最小間隙と称する。同じく端末部にて前記間隙は最大となり、その値fmaxを片側最大間隙と呼び、fmaxと前記fとの差 $\alpha$ は片側間隙の増加分に相当する。尚、本実施の形態においても、間隙Fが最小となる位置は、軸方向の概略中央であればよい。

25 図14は、図13に示す軸受の回転状態における断面図を示している。後に述べる外部からの付勢力により、シャフト1aがスリーブ2に対して相対的に傾斜して回転している。今、固定側部材であるスリーブ2の内周でシャフト1aが回転する形式のスピンドルモータを例にとれば、シャフト1aの相対傾斜により、

図面上でシャフト1 aの左上に位置する部位M1と右下に位置する部位M2において間隙が狭くなる。両部位M1、M2においては、図の平行線で示すようなシャフト1 aの回転による高い動圧が発生し、シャフト1 aはスリーブ2とは非接触の状態を続ける。逆にシャフト1 aを固定し、スリーブ2が回転する形式のスピンドルモータにおいても、状況は同じである。

この動圧を安定させ、すなわちモータの軸振れを最小限に抑えておくためには、両部位M1、M2の軸方向端末近傍において、シャフト1 aとスリーブ2とができるだけ平行に近い状態となり、しかもその間の間隙をできるだけ小さく保っておくことが望ましい。ここで平行とは、図示する断面図上において、シャフト1 aの外周面を表す曲線の接線と、スリーブ2の内周面を示す直線とが平行になることを言う。

前記条件を満たすシャフト1 a外周面の形状につき、本願発明者らの得た好ましい結果は、先の図1 2による実施の形態に示したスリーブ2 aの内径形状の条件と同様の条件を、ここではシャフト1 a外周面に適用するものである。すなわち、図面は省略するが、軸受の軸に直交しかつスリーブ2の中央を通る垂線と、スリーブ2の内周面との交点をOとし、これを原点にして前記垂線をY軸、前記シャフト1 aとスリーブ2との間隙yとの間に、

$$y = k x^2 + f \quad (k : \text{比例定数})$$

の関係が成立しているものである。この時、シャフト1 aの外周面は放物線を描く。更にこの関係は、

$$(y - f) \propto x^2$$

と表し変えることができる。すなわち、軸方向両端末部に向かって広がる間隙の増加部分 $\alpha$ は、距離の2乗に比例して広がっていることを意味する。

今一つのシャフト2 1の外径形状は、前記放物線の代わりに円弧にすることであり、これも先の第1の実施の形態と同様、Y軸上の一点を中心に、

$$R = z L^2 / 4 / f$$

となる半径Rの円弧を、前記シャフト1 aの中央部が凸に膨らむように描くものである。ここでzは定数で、 $0.8 \leq z \leq 1.2$ の値をとる。

尚、図1 4において、スリーブ2の内周面上下端部に面取り部2 3が設けられ

ているが、これはシャフト1 aが傾斜したときのシャフト1 aとスリーブ2との干渉を避けるためのものである。この面取り部2 3を設けず、逆にシャフト1 aの曲線部分の長さを軸受部外部に向けて若干延長するようにしても良い。

- 5           次に、軸受剛性を改善する、本発明にかかる第6の実施の形態につき、図面を参照して説明する。前記の2つの実施の形態においては、軸を含む断面で軸受を見た場合、シャフトとスリーブの互いに対向する面のいずれか一方が直線、他方が曲線で構成され、両者が相対回転する場合に、軸受端部近傍で両者間が平行に近い関係で所定の間隙を設けるように構成されていた。本実施の形態においては、
- 10           シャフト及びスリーブの両者ともにその両対向面を曲線状に形成し、先の両実施の形態と同様の効果を得るものである。

          前記シャフト外周面の曲線と、スリーブ内周面の曲線との組合せは各種存在し得る。すなわち、図9（第4の実施の形態）に示すスリーブ2 aの形状をスリーブ凸、図1 3（第5の実施の形態）に示すシャフト1 aの形状をシャフト凸、と

15           それぞれ表現するものとすれば、図1 5に示すように、この両者ともが曲線となる場合の組合せには、（a）シャフト凹+スリーブ凸、（b）シャフト凸+スリーブ凹、（c）シャフト凸+スリーブ凸が考えられる。（シャフト凹+スリーブ凹の組合せは、条件的に成立しない。）但し、このときいずれの組合せにおいても、前記シャフトと前記スリーブとの間に形成される間隙は、軸方向両端部に向

20           かって連続的に滑らかに広がるように、かつ前記シャフトと前記スリーブの内周面とが相対的に傾斜したときにそれらの最接近部近傍において概略平行（断面図上での両曲線の接線を見た場合）となるように接近するよう形成される。加えて、前記シャフト及びスリーブの各曲面は、それぞれ屈曲点のない、なだらかな曲面であることが望ましい。

- 25           なお、以上述べた第4から第6の各実施の形態において、シャフトとスリーブとを同軸に配置した状態において、片側最大間隙： $f_{max}$ は、

$$f_{max} = f + \alpha$$

と表示される。すなわち、軸方向の端末における間隙は、最小間隙  $f$  に対して増加分  $\alpha$  だけ広がる。この広がり大きいほどシャフトのスリーブに対する相対的

な倒れが大きくなり、できるだけこの増加分 $\alpha$ を小さくしておくことが望ましい。本発明では、前記間隙の増加量 $\alpha$ は、好ましくは約 $2\mu\text{m}$ 以下、更に好ましくは約 $1\mu\text{m}$ 以下とする。但し、 $\alpha$ が約 $0.1\mu\text{m}$ 以下になると、軸方向の端末における間隙の増加量が小さいため、前記効果が十分に得られなくなる。

5       以上、第4から第6の3つの実施の形態において、動圧軸受の軸受部を構成するシャフトもしくはスリーブの一方を他方に対して特定方向に相対的に傾斜させて回転させることにより、主に軸受剛性を高める内容につき説明してきた。以下に、シャフトとスリーブの内の一方を他方に対して特定方向に付勢させ、両者を相対的に傾斜させる手段の一例につき説明する。図16は、この付勢手段の一例  
10       を示している。図においてシャフト31の外周面には、軸方向両端に向かって拡開したスリーブ32が嵌装され、この両者により軸受部が構成されている。シャフト31にはロータ33が固定され、ロータ33の内周面にはロータ磁石34が装着されて、スリーブ32に固定されたステータ35に対向している。リング状の磁石36は、その軸をスリーブ32の軸から偏心させてスリーブ32の上端に  
15       取り付けられ、同じくシャフト31に取り付けられたリング状の磁石37と対向している。両磁石36、37は互いに反発する力を作用するように配置されている。

      以上のように構成されたスピンドルモータにおいて、ステータ35に巻かれた図示しないコイルに電流が通されることにより、ステータ35とロータ磁石34  
20       との間に吸引力（もしくは反発力）が発生し、ロータ33がシャフト31とともにスリーブ32に対して回転する。ロータ33とスリーブ32とはその間に装着された二つの磁石36および37の反発力によって非接触の状態に保たれる。このとき、磁石36の軸が偏心しているため、両磁石36、37がより接近した位置にある側の方の反発力が強く、このためロータ33、およびシャフト31はこ  
25       の反発力の強い側とは反対側の方向に傾斜して、この傾斜を保ったままで回転する。図において、38はスリーブ32の中心軸、39はシャフト31が傾斜した状態における同シャフト31の中心軸を示す。

      一方、前述のように、シャフト31とスリーブ32の間には、シャフト31が傾斜したまま回転してスリーブ32に接近した位置に動圧が働くため、この発



生ずる動圧と前記磁石による反発力とがバランスして安定した回転が実現される。

5 なお、図16では、前記偏心した磁石36、37の組合せを、図面上で軸受部の上部にのみ設けているが、同様な組合せを下部のみに設けたり、もしくは上部と下部の両方に設けたりすることも可能である。両方に設ける場合には、両者間の偏心の方向を180°位相をずらし、上部の組合せではシャフト31とスリーブ32とを左上部分で接近させ、下部の組合せでは同じく右下部分で接近させるように配置することにより、より安定した傾斜のための付勢力を与えることができる。

10 又、図16では、シャフト31が回転側部材、スリーブ32が固定側部材を形成しているが、この構成を逆にしたものであっても良い。但し、前記両磁石のうち、偏心して配置される磁石は、固定部材側の方に取り付けられる。更に、前記例では二つの磁石が互いに反発するよう配置されているが、これを非接触のままでお互いに吸引するように配置し、傾斜を逆向きにすることも可能である。この際  
15 際には、両磁石36、37の内、いずれか一方のみを磁石とし、他方を磁性体とすることであっても良い。

次に、軸受剛性を主に改善する、本発明にかかる第7の実施の形態の動圧軸受につき、図面を参照して説明する。図17は、本実施の形態が対象とする動圧軸受を備えたスピンドルモータの例を示している。図において、シャフト41の軸  
20 方向の一部に、軸に垂直な面に延びた円板状のスラスト板43が設けられている。スリーブ42は、シャフト41及びスラスト板43の外周を所定の間隙を設けて取り囲んでいる。スラスト板43とそのスラスト板43に対向するスリーブ42の対向面とのいずれかには、動圧発生溝が設けられている。すなわち、図に示す形式の動圧軸受では、一对のラジアル動圧部の中間にスラスト動圧部が連通して  
25 形成されている。ロータ44はシャフト41に固定されており、ロータ44にはその内周面にロータ磁石45が固定され、スリーブ42に固着されたステータ46に対向している。

上記構成にかかるスピンドルモータの動作は、ステータ46に通電することにより、ステータ46とロータ磁石45との間に吸引/反発力が生じ、それによっ

てロータ磁石 4 5 が固定されているロータ 4 4 に回転駆動力が生じ、ロータ 4 4 と、ロータ 4 4 が固定されたシャフト 4 1 とが共に回転する。この回転によってシャフト 4 1、スラスト板 4 3 とスリーブ 4 2 とが所定の間隙を設けて相対回転する動圧軸受部を形成する。

- 5       本実施の形態では、上述のように構成された動圧軸受において、スラスト方向の倒れ角、すなわち、スラスト板 4 3 とスリーブ 4 2 のスラスト対向面とが接触するまでの倒れ角よりも、ラジアル方向の倒れ角、すなわちシャフト 4 1 とスリーブ 4 2 とが接触するまでの倒れ角の方を小さく規制することにより、スラスト板 4 3 の外縁エッジ部がスリーブ 4 2 の対向する面に接触するのを回避するものである。

10       図 1 8 は、軸受部分のみを拡大してその状況を示している。図 1 7 で示したものと同一要素については、同一符号を付している。図の部位 M 1、M 2、及び部位 N 1、N 2 の平行線で示した部分は、それぞれラジアル軸受部、スラスト軸受部において軸受傾斜時に発生する動圧の分布状況を模式的に表している。

- 15       ラジアル軸受部における両部位 M 1、M 2 の動圧分布では、シャフト 4 1 が相対的に傾くことによってラジアル間隙が狭くなるほどその部分の動圧が高くなる。このため、更なる倒れを防ぐ方向の支承力が発生してシャフト 4 1 とスリーブ 4 2 との接触を回避する。一方、スラスト軸受部の両部位 N 1、N 2 の動圧分布では、スラスト板 4 3 の外周部が気流の吸込み部（ポンプイン方式）に当ることから動圧が低く、外周部での高い動圧は発生しにくい。このため、スラスト板 4 3 が相対的に倒れてその外周部がスリーブ 4 2 の対向面に接近しても、それを押し戻す方向のモーメントは働きにくい。

- 25       図 1 7 に戻って、ラジアル軸受部の軸方向の長さを L、シャフト 4 1 のラジアル方向（図面上で左右方向）両サイドにおける間隙をそれぞれ  $f_1$ 、 $f_2$ 、その合計を F とし、一方、スラスト軸受部では、円周方向の長さ（従ってスラスト板 4 3 の外径）を G、スラスト板 4 3 の図面上で上下方向における間隙をそれぞれ  $d_1$ 、 $d_2$ 、その合計を D とする。揺動が加わってシャフト 4 1 とスリーブ 4 2 とが相対的に倒れた場合、スラスト板 4 3 の外縁エッジ部がスリーブ 4 2 の対向する面に接触するのを防ぐための条件の一つは、当該エッジ部が当るより前に、

ラジアル動圧によってそれ以上の傾きを阻止することである。

今、スラスト板43がないものとして、ラジアル軸受部でシャフト41とスリーブ42との間で相対的に倒れる状態を想定すると、上記寸法条件においては、最大値 $F/L$ だけ傾斜（勾配）が可能である。反対に、シャフト41が無いものとして、スラスト軸受部でスラスト板43とスリーブ42との間で相対的に倒れる状態を想定すると、最大限 $D/G$ だけ傾斜（同）が可能である。このとき、前記のようにスラスト軸受部が接触するよりも先にラジアル軸受部の間隙を微小にして動圧効果を高めるには、スラスト軸受部の傾斜限界よりも早くラジアル軸受部が傾斜限界に達するよう狭くしてやれば良い。すなわち、

$$(F/L) < (D/G)$$

の関係が成立すれば、スラスト軸受部の接触を回避することができる。ここで、シャフト41およびスリーブ42の加工により、円筒度か真円度かが悪くなる場合などがあるが、前記 $F$ 、 $D$ は、平均的直径差および長さの差と考えても良い。

本実施の形態にかかる以上の内容は、シャフト41（およびスラスト板43）とスリーブ42との相対的な倒れに注目したものであった。図18を用いて説明したように、スラスト軸受部では、スラスト板43の外縁部エッジとスリーブ42の対向面とが接近しても、それを戻す動圧は発生しにくい。スラスト板43がスリーブ42の対向面に平行になるように、すなわち軸方向に真直ぐ接近する場合には、スラスト軸受部全体で発生する動圧によって軸方向の荷重を支えることから相対的に十分な支承载力が発生する。すなわち、ラジアル軸受部の間隙を、スラスト軸受部の間隙に比べて極端に狭くすることにより、スラスト板43の上下方向の移動を、スリーブ42のスラスト対向面と平行に近い状態での移動とすることができ、前記のようなスラスト軸受部での動圧を利用してスラスト軸受部での接触を回避することが可能となる。

従来技術に関して公開された文献に基づけば、前記趣旨の狙いに適うものとしては、ラジアル間隙が直径方向の合計で $6 - 10 \mu\text{m}$ （半径方向片側で $3 - 5 \mu\text{m}$ ）に対し、スラスト間隙が軸方向の合計で $4 - 10 \mu\text{m}$ 両者の比が約1.0ほどのものが見られる。しかし、後に示す本願発明者らが行なった実際例からも明らかのように、これだけでは必ずしも十分とはいえず、少なくとも

$$2F < D$$

更に好ましくは、

$$4F < D$$

もしくはそれ以上の比率にすることが好ましい。すなわち、本実施の形態における代替案は、ラジアル間隙Fとスラスト間隙Dとの間で

$$(2 \text{ ないし } 10) \times F < D$$

の関係を成立させることにより、スラスト軸受部での接触を回避するものである。

これまでの説明は、図17に示すような一对のラジアル軸受部の中間にスラスト軸受部を連通して配置した動圧軸受に関するものであるが、同様なことは、図19に示すような、一对のスラスト軸受の中間にラジアル軸受を配置した動圧軸受に関しても適用できる。すなわち、図19において、シャフト41'には一对のスラスト板43a、43bが固定され、両スラスト板43a、43bの間にはスリーブ42'が嵌装されてスリーブ42'の軸方向両端面に当たるスラスト対向面との間に一对のスラスト軸受を構成している。各スラスト軸受部における軸方向のスラスト間隙をd1、d2、その合計をDとし、シャフト41'とスリーブ42'との間の左右片側のラジアル間隙をそれぞれf1、f2、その合計をFとしたとき、スラスト軸受部の倒れ量（傾斜勾配）D/Gよりもラジアル軸受部の倒れ量（傾斜勾配）F/Lの方が小さければ、スラスト軸受部での接触を回避することができる。すなわち、

$$(F/L) < (D/G)$$

が成り立っていれば良い。更に、

$$(2 \text{ ないし } 10) \times F < D$$

となっていることが好ましい。

一般に、一对のスラスト軸受部の中間にラジアル軸受部が連通して配置され、もしくは、一对のラジアル軸受部の中間にスラスト軸受部が連通して配置され、スラスト軸受部の軸受方向の間隙が規制される形式の動圧軸受について、各間隙の間に前記の関係式が成り立っていることが、スラスト軸受部での接触を回避させるものとなる。

更に、上述の内容は、ラジアル間隙とスラスト間隙との相対関係に注目したも

のである。しかしながら、ラジアル間隙が絶対的に小さな値であれば、前記のようなスラスト軸受部との相対関係を見るまでもなく、スラスト板43とスラスト対向面とをほぼ平行に近い状態で接近させることができる。すなわち、ラジアル間隙Fを、上述の従来技術に見られる直径方向の合計で約6-10 $\mu$ m（半径方向片側で約3-5 $\mu$ m）より更に狭くすることにより、動圧軸受の倒れによるスラスト軸受での接触を阻止することができ、上下動に対しても十分な支承力を得ることができる。本実施の形態における更なる代替案は、スラスト間隙には関係なく、ラジアル間隙Fを直径方向両側で約3 $\mu$ m以下、更に好ましくは約2 $\mu$ m以下とすることである。この際のラジアル間隙Fの下限值は、理論上は0 $\mu$ mであるが、シャフト41の外周面、スリーブ42のない周面の加工精度によっては、あまりに小さいと嵌合ないし回転ができないことがある。したがって前記間隙Fは、実用的には1 $\mu$ m以上で用いることにより、前記課題を解決することが可能である。なお、上述のようにラジアル間隙Fを狭くすることは、第1の実施の形態で説明したように、ハーフホワール現象を解消することにもつながる。

本願発明者らは、図17に示す形式のスピンドルモータに本実施の形態にかかる動圧軸受を組み込んで検証実験を実施した。このときのロータを含む回転部分の質量は0.1kg、回転数12,000rpm、ラジアル軸受部は直径が10mm、長さが20mm、スラスト軸受部は直径が20mmとした。また、軸受間隙は、スラスト軸受間隙=5 $\mu$ m、ラジアル軸受間隙=1 $\mu$ mとした。

上記構成にかかる動圧軸受を、手でひねることによりスピンドルモータの回転軸に垂直な軸を中心に揺動させたが、軸受部での接触音は生じなかった。一方スラスト間隙=5 $\mu$ m、ラジアル軸受間隙=3 $\mu$ mとし、手でひねりながら揺動させた結果、軸受での接触音が発生した。

次に、本発明にかかる第3の態様は、主に動圧軸受の軸受剛性を改善するための対応のうち、特にポンプアウト方式の動圧軸受に関する。上述のように、ポンプアウト方式の動圧軸受を採用した場合には、スラスト軸受部において発生する動圧のピークが、スラスト板の外周部付近に発生することから、外部からの揺動に対する抗力が大きく、倒れ剛性を高める上で好ましい。しかしながら、従来技

術においては、ポンプアウトするスラスト軸受部へ十分な流体を供給することができないという問題があり、以下に示す本発明にかかる各実施の形態では、ポンプアウト方式に関するこの問題を解消するものである。

- 5           本発明にかかる第8の実施の形態の動圧軸受につき、図面を参照して説明する。図20は、本実施の形態にかかる動圧軸受を示している。図において、シャフト1の外周面にはスリーブ2が回転可能に嵌装されている。シャフト1の軸方向の一方の端末には円板状のスラスト板3が軸に垂直に固定され、スリーブ2の一方の端面であるスラスト対向面4がスラスト板3に対向している。スラスト板3と
- 10           スラスト対向面4との間でスラスト軸受部が構成され、スラスト板3の対向面には、ポンプアウト式の動圧発生用スパイラル溝5が形成されている。又、シャフト1の外周面とスリーブ2の内周面との間では、ラジアル軸受部が構成されている。本実施の形態では、シャフト1の外周面に、軸に略平行な縦溝9が設けられている。図面上では縦溝9が1つ見えているが、この溝は複数条設けられることが望ましい。図示の例では、シャフト1およびスラスト板3が固定側部材を構成し、スリーブ2には図示しないロータほかの部材が装着されて回転側部材を構成している。

- ここで、前記スラスト軸受部においては、スラスト板3の表面にポンプアウト式のスパイラル溝5が形成されているため、スラスト軸受部の相対回転によって、
- 20           矢印24で示すように、流体をスラスト軸受部の軸心に近い位置から外周部方向に吸い出す。この順次吸い出される流体によって溝の外周部付近の圧力が高まり、スラスト軸受部においては、破線25で示すような圧力分布の動圧を発生する。このように、外周部近傍にピーク圧力がある動圧の発生により、外部からの揺動モーメントに対して強い抵抗力を持つスラスト軸受部を実現することができる。

- 25           ラジアル軸受部を構成する部材間においては、ラジアル動圧の発生によって非接触状態で相対回転している。スラスト軸受部において順次ポンプアウトされる流体を補充し、十分なスラスト動圧が発生できるようにするため、シャフト1に設けられた縦溝9を通過して、流体が矢印26に示す方向に順次送られる。縦溝9は更に、前述のハーフホワール発生を防止する機能をも果たしている。縦溝9

の深さは、深過ぎるとラジアル軸受部の動圧を外部圧力に近付けてラジアル軸受性能を低下させ、同様にスラスト軸受部のシャフト 1 付根付近の圧力も外部圧力に近付けてスラスト圧力を低下させる。本願発明者らは実験の結果、前記縦溝 9 の深さを、軸受の有効径に対して 0.005 以下の比率とすることが好ましいことを見出した。更に、前記比率を 0.001 以下とすることがより好ましい。但し、縦溝 9 の深さが浅過ぎると流体の流れに対する効果が逆に不十分となるため、前記比率は 0.0001 以上とすることが好ましい。

ここで、一般に図 20 に示すような縦溝 9 を設けることの欠点は、上述のように、縦溝 9 部分で局部的にラジアル動圧が低下し、縦溝 9 が設けられた方向への並進剛性が低下することである。このような状況を回避する 1 つの施策として、縦溝 9 を固定側部材であるシャフト 1 ではなく、回転側部材であるスリーブ 2 の内周面に設けることである。回転側部材は通常 10,000 rpm もしくはそれ以上で高速回転していることから、回転側の溝であればその方向性は無視することができる。

前記の並進剛性低下を防ぐ他の施策としては、図 21 に示すように、軸に対して傾斜した溝 19 を設けることである。すなわち、傾斜溝 19 を設ける結果、局部的に低い動圧の部分（溝 19 のある部分）がシャフト 1 外周面を周回する螺旋状に発生することとなり、特定方向に軸を動かしても軸全体としてその方向の動きに対抗する動圧が生じ、接触のおそれを回避することができる。このような軸に対して傾斜した溝 19 を設けることの更なる効果は、傾斜溝 19 に対向するスリーブ 2 の内周面が矢印 27 に示す方向に回転する場合、傾斜溝 19 に存在する流体の持つ粘性によってその流体を矢印 28 に沿って更に押し下げる効果を生むことである。これによって、スラスト軸受部へ十分な流体が供給され、スラスト軸受部の動圧を高める効果が生まれる。この効果の程度は、傾斜溝 19 の軸に対する傾斜角を変動させることにより、そして傾斜溝 19 の本数を増減することにより、自由に選択することができる。

溝を設けることによりスラスト軸受部への流体の供給を促進し、かつ、並進剛性の低下を回避する更に他の施策は、図 22 に示すような中断した溝 19 a、19 b を設けることである。図において、シャフト 1 の外周面には好ましくは軸に

傾斜して設けられた複数の溝が、シャフト1の軸方向中央部で途切れて上側の溝19aと下側の溝19bとに分かれて形成されている。シャフト1外周面、及びスリーブ2内周面を真円とした場合には、軸方向の流体の流れは十分に発達しないが、軸受の軸方向の一部に流体を押し込み、もしくは引き出す作用を果たす溝を設け、溝のない真円部分を軸方向の端部、もしくは中央の一部に配置することにより、一定量の流体の軸方向の流れを確保することができる。本実施の形態では、図の上側に設けられた傾斜溝19aにおいてはスリーブ2内周面の矢印27に示す方向の回転によって流体を矢印29に示すように下に押し込む作用を果たし、下側に設けられた傾斜溝19bにおいては、流体を下に引き出す作用を果たす。このため、単なる真円状の軸受に比べてはるかに大きな流体を軸方向に流す作用が働き、この作用によって供給される流体を、ポンプアウト方式のスラスト軸受部において有効利用することができる。

このような中断の溝19a、19bを設ける更なる利点は、シャフト1とスリーブ2との間のラジアル間隙を軸方向に進む流体の流れが、軸中心部の溝の内部分で一旦絞られるため、流れの制約条件がこの絞られる部分で定まることとなり、したがって溝19a、19bの諸元精度要件が緩和されてその諸元を比較的自由に選択できる点にある。溝を設けることによる軸の方向性が、前記真円部が存在することによって解消される利点もある。

なお、本実施の形態にかかる動圧軸受において、流体を導通させる溝をシャフトの外周面に設けるものとしているが、溝をスリーブ内周面に設けることも可能である。その場合、溝に傾斜がある場合には、前記傾斜を流体が押し下げられる方向にすることでスラスト圧力を高める上で好ましい。また、シャフト21は、固定側、もしくは回転側のいずれにも適用することができる。更に、スラスト軸受部で動圧を発生させるスパイラル溝5は、スラスト対向面4の側に設けることであってもよい。また、図22に示す傾斜溝19a、19bは、軸方向中央部分で中断して2つに分断された構造となっているが、2か所以上で中断して3つ以上に分断された構造の溝とすることであっても良い。

次に、ポンプアウト方式を採用することにより軸受剛性を主に改善する、本発



明にかかる第9の実施の形態の動圧軸受につき、図面を参照して説明する。図23は、本実施の形態にかかる動圧軸受を備えたスピンドルモータを示している。図において、ベースプレート50には、両端にそれぞれ小径円柱部51a、51bを有するシャフト51が固定され、シャフト51の軸に平行な外周面に中空円筒状のスリーブ52がシャフト51を中心に回転自在に嵌装されている。スリーブ52の軸方向両端面には、中心部に貫通孔55a、55bをそれぞれ有するドーナツ状の第1スラスト板53aと第2スラスト板53bとが、両者でスリーブ52を軸方向両側から挟むように固定されている。両スラスト板53a、53bは、シャフト51の両小径円柱部51a、51bをそれぞれ貫通孔55a、55bを通して貫通させている。シャフト51の軸方向の両端面であって、第1スラスト板53aと第2スラスト板53bとに対向する面を、それぞれ第1スラスト対向面54a、第2スラスト対向面54bと呼ぶ。第1スラスト板53aと第2スラスト板53bとのいずれか一方は、スリーブ52と一体に形成されているものであってもよい。

第1スラスト板53aと第1スラスト対向面54aとの間、および第2スラスト板53bと第2スラスト対向面54bとの間で、それぞれスラスト軸受部が構成され、また、シャフト51の軸に平行な外周面とスリーブ52の軸に平行な中空内周面との間では、ラジアル軸受部が構成されている。スリーブ52の外周面には、ロータ57が固定されており、更にロータ57にはロータ磁石58が取り付けられて、ベースプレート50に取り付けられた電磁石59と対向している。電磁石59に通電されることにより、ロータ磁石58との間に吸引/反発力が生じ、シャフト51に対してスリーブ52、ロータ57他が回転する動作は、他の動圧軸受と同様である。

以上の構成にかかるスピンドルモータに使用された動圧軸受の回転中における各軸受部における流体の導通状態と、動圧の発生状態につき、図24を参照して説明する。図24は、図23に示すスピンドルモータの内、動圧軸受部分のみを拡大して示しており、図23と同一要素については同一符号を付している。図において、第1スラスト板53aには、ポンプアウト方式のスパイラル状の溝56aが、そして第2スラスト板53bには、ポンプイン方式のスパイラル状の溝5

6 b が、それぞれ形成されている。なお、これらの溝 5 6 a、5 6 b は、スラスト板 5 3 a、5 3 b の方ではなく、スラスト対向面 5 4 a、5 4 b の方にそれぞれ設けることであってもよい。

5 シャフト 5 1 を中心としたスリーブ 5 2 の相対回転により、第 1 スラスト板 5 3 a と第 1 スラスト対向面 5 4 a との間に相対運動が生まれ、この相対運動による溝 5 6 a の作用によって、流体が矢印 6 1 に示すように、シャフト 5 1 の小径円柱部 5 1 a と第 1 スラスト板 5 3 a の貫通孔 5 5 a との間隙を通して軸受内部に導入される。ポンプアウト方式の溝 5 6 a の作用により、順次導入される流体が、軸心から離れた溝 5 6 a の外周部付近に圧縮されて圧力が高まり、第 10 スラスト対向面 5 4 a に対して第 1 スラスト板 5 3 a を押し上げる方向のスラスト動圧を発生させる。その後、流体は、スラスト軸受部に連通したラジアル軸受部に導かれ、シャフト 5 1 の外周面とスリーブ 5 2 の内周面との間にラジアル動圧を発生させつつ矢印 6 2 に示す方向へ導かれる。シャフト 5 1 の軸方向末端部に達した流体は、前記ラジアル軸受部に連通したもう一方のスラスト軸受部に導入される。ここで、第 2 スラスト板 5 3 b と第 2 スラスト対向面 5 4 b との間隙の相対運動によるポンプイン方式の溝 5 6 b の作用により、流体は外周側から軸心方向に導かれ、軸心近傍の溝 5 6 b の末端部で圧縮され、第 2 スラスト対向面 5 4 b に対して第 2 スラスト板 5 3 b を押し下げる方向のスラスト動圧を発生させる。その後、順次供給される流体は、シャフト 5 1 の小径円柱部 5 1 b と第 2 スラスト板 5 3 b の貫通孔 5 5 b との間に設けられた間隙を通して、矢印 6 3 に示すように外部に放出される。

25 図 2 4 において、シャフト 5 1 の軸方向両端面である第 1 スラスト対向面 5 4 a、および第 2 スラスト対向面 5 4 b に表示された平行線は、それぞれの部位で発生するスラスト動圧の圧力分布を、模式的に示したものである。この圧力分布からも明らかなように、ポンプアウト方式の溝 5 6 a によって発生するスラスト動圧は、軸心から離れたシャフト 5 1 の外周面付近にピーク圧力が形成され、このため、外部からの揺動によるシャフト 5 1 の倒れに対して高い抗力を生む。一方ポンプイン方式の溝 5 6 b によって発生するスラスト動圧は、軸心近くにピーク圧力があるため、このスラスト動圧は、第 2 スラスト対向面 5 4 b に対して、

上述のように第2スラスト板53b、更にはスリーブ52を押し下げる力となる。動圧軸受では、相対運動する部材間の間隙が狭くなるほど動圧が高まることから、このスリーブ52の押し下げ力により、反対側の第1スラスト板53aを引き下げる力が働き、この結果ポンプアウト方式の溝56aによるスラスト動圧を高める効果を生む。このように、本実施の形態にかかる動圧軸受によれば、軸方向の両端部に設けられた一対のスラスト動圧部が協働することにより、倒れに対して強い抗力を生む高い剛性の動圧軸受を実現することができる。さらに、図55、図56に示す従来技術にかかるポンプアウト方式の動圧軸受とは異なり、スラスト軸受部の軸心付近が大気に開放されていることから、矢印61に示すように十分な流体をポンプアウト方式のスラスト軸受部内部に供給することができ、倒れに対する抗力を発揮する動圧を効率的に発生させることができる。

なお、図24に示す流体の流れの方向を逆にし、図面上で流体を下側から導入して上方へ導いた後に上側へ放出するよう、下側にポンプアウト方式のスラスト軸受部、上側にポンプイン方式のスラスト軸受部を配置することとしても、上述と同様の高剛性の動圧軸受を得ることができる。

図25(a)は、前記の構成にかかる動圧軸受のシャフト51の外周面に、軸に平行な縦溝64を、図25(b)では、軸に対して傾斜した溝64aを設けている。このような溝64、64aを設けることにより、流体導入側のポンプアウト方式のスラスト軸受部から、放出側のポンプイン方式のスラスト軸受部へと、流体を順次矢印65、65aに示すように流動させることができ、流体の供給をより円滑に行なうことによって動圧効果を高めることができる。特に、図25

(b)に示す傾斜した溝64aにおいては、スリーブ52が矢印66に示す反時計回り(図の上側から見て)に回転した場合に流体の導通がより円滑となり、動圧発生効果を更に高めるものとなる。

これらの溝64、64aを設けることによる利点と問題点とは、上述の第8の実施の形態に述べた内容と同様である。特に溝を設けることによる並進剛性の低下を回避する観点からは、前記溝は傾斜溝64aとすることが好ましく、通常、その本数はシャフト51の外周面全体で3本から6本程までとする。又、溝64aの傾斜角は、シャフト51の軸に垂直な面で見たとときの溝64aの始端と終端

との中心角で $10^\circ$ 程としても流体供給にはそれなりの効果は得られる。しかしながら、前記並進剛性の低下を回避する観点から言えば、前記中心角は少なくとも $30^\circ$ 以上あることが好ましい。溝64aを3本設けることとすれば、前記中心角が $120^\circ$ あれば、シャフト22aの外周面の全周に均一に溝が分布  
5 することとなり、好ましい。但し、前記中心角が大きくなるほど加工に手間を要するものとなり、又シャフト51の全周に溝を設ける必然性は必ずしもないことから、加工、効果の両面から見て、溝64aの傾斜角は、前記中心角で $30^\circ$ から $60^\circ$ までとすることがより好ましいものとなる。

なお、本実施の形態においては、溝64、64aをシャフト51の外周面に設けるものとしているが、これをスリーブ52の内周面に設けるようにしても、同様の効果を得ることができる。また、シャフト51、51aを固定側部材とせず、  
10 回転側部材とすることができる点も、これまでの各実施の形態と同様である。

図26は、本実施の形態にかかる動圧軸受の軸方向両端にある2つのスラスト軸受部を、いずれもポンプアウト方式とした場合の例を示している。図26

15 (a)から図26(d)において、第2スラスト板53cには、第1のスラスト板53aと同様、ポンプアウト方式の動圧発生用溝56cが形成され、シャフト51の第2スラスト対向面54bに対向している。その他の構成は、図23に示す動圧軸受と同様である。

上述の構成にかかる動圧軸受の流体の流れは、図26(a)において、スリーブ52がシャフト51を中心とする相対回転を始めることにより、第1スラスト板53aと第1スラスト対向面54aとの間では、ポンプアウト方式の溝56aの作用によって、流体が矢印61に示すように軸受内部に導入される。同様に、  
20 第2スラスト板63cと第2スラスト対向面54bとの間では、ポンプアウト方式の溝56cの作用によって、流体が矢印67に示すように軸受内部に導入される。  
25

両スラスト軸受部で導入された流体は、それぞれポンプアウト方式の溝56a、56cの作用により、スラスト軸受部の軸心付近から外周方向に圧送され、図24の第1スラスト対向面54a上の平行線で示したような、軸心から離れた外周側にピーク圧力が存在するスラスト動圧を発生させる。図26に示す動圧軸受に

5 おいては、軸方向両端にあるスラスト軸受部が共にポンプアウト方式であるため、両スラスト部において、スラスト動圧のピーク圧力がいずれも外周側に存在し、したがって、軸受の倒れに対してより強い抗力を生む高剛性の軸受を実現することができる。更には、軸受の軸方向両端部から流体を導入することから、ラジアル軸受部における動圧が高まり、ラジアル軸受部における支承力をも高めることができる。

10 なお、動圧軸受内に導入された流体は、シャフト51の小径円柱部51a、51bと両スラスト板53a、53cの貫通孔55a、55cとの間に設けられているそれぞれの間隙が外部に開放されているため、順次導入される流体の圧力に押されて、前記間隙を通して適宜、外部に放出される。また、スラスト軸受部でのスラスト動圧を発生させる溝56a、56cは、スラスト板53a、53cの方にではなく、スラスト対向面54a、54bの側に設けることであってもよい。

15 図26(b)に示す動圧軸受は、上述の図26(a)に示す一对のポンプアウト方式のスラスト軸受部を有する動圧軸受のシャフト51の外周面に、ラジアル軸受部の軸方向の一端から他端に至る、軸と平行な縦溝64を設けている。溝64を設けることにより、軸方向の両端にある一对のスラスト軸受部相互間の流体の導通が容易となり、両スラスト軸受部における圧力を均一化させてスリーブ52他の回転側の部材の軸方向における位置を安定させることができる。更に、上述のハーフホワール現象を回避する効果を生む。また、ラジアル軸受部に設ける  
20 溝を、両端から中央付近まで延ばすが軸方向の一端と他端とを連通していない構造としてもよい。このような構造とすることにより、ラジアル軸受部の中央付近での流体の圧力を高め、ラジアル軸受部での軸受剛性を向上させることができる。

25 図26(c)に示す動圧軸受は、シャフト51の外周面にヘリングボーン状の溝68を設けている。このヘリングボーン状の溝68は、シャフト51とスリーブ52との相対回転により、軸方向両端から導入されるそれぞれの流体を、いずれもラジアル軸受部の軸方向の中央付近に向けて流動させる向きに傾斜した溝となっている。図に示す例では、スリーブ52が矢印66に示す反時計回り(図の上側から見て)に回転する場合を想定しており、このとき流体はそれぞれ矢印69、71のように、軸方向の中央付近に導かれる。このようなヘリングボーン状

の溝68を設けることにより、ラジアル軸受部の中央付近での流体の圧力を高め、ラジアル軸受部での軸受剛性を向上させ、例えばラジアル軸受部の軸方向の長さを短くしても、十分なラジアル動圧を得ることができるようになる。その他にも、ヘリングボーン状の溝68を設けることにより、両スラスト軸受部における圧力を均一化させる効果を生み、また、ハーフホワール現象を回避する効果を生む。なお、ヘリングボーン状の溝68は、図26(c)に示すようなV字形状のものでなく、軸方向中央付近で溝が中断するもの、V字状の頂部を円周方向に連続する環状溝でつないだもの、V字形状が非対象に現われるもの、などの各種形状が知られているが、軸方向両端にあるスラスト軸受部からラジアル軸受部の中央付近に流体を導くものであれば、どのような形状のものであってもよい。

図26(d)に示す動圧軸受は、両ポンプアウト方式のスラスト軸受部から導入された流体を放出する貫通孔を、シャフト51の内部に設けるものである。図26(a)に示す動圧軸受においては、シャフト51の両小径円筒部51a、51bと両スラスト板53a、53cの貫通孔55a、55cとの間隙において、流体の導入と放出との両方を行なっている。この際、導入される流体と放出される流体との衝突により、特に粘性の高い流体を使用する場合などにおいては、ポンプアウト方式の溝56a、56cによる軸受内部への流体の充填効率が低下することが考えられる。このような問題を回避するため、図26(d)に示す実施例では、前記シャフト51と両スラスト板53a、53cの貫通孔55a、55cとの間隙は流体の導入に用いるものとし、軸受内部から流体外部へと導くルートを別途設けることとしたものである。

図26(d)において、シャフト51には、軸心もしくは軸心近傍に軸方向に沿って縦孔72が設けられ、又、ラジアル軸受部を構成するシャフト51の外周面の軸方向の中央付近から軸心方向に向かって好ましくは複数の横孔73が設けられ、前記縦孔72と横孔73とが連通している。図に示す例では、縦孔72は軸方向上下両端面まで貫通しているが、横孔73と連通している限り、上下いずれか一方の端面にのみ開口していることであってもよい。このような構成とすることにより、両スラスト軸受部のポンプアウト方式の溝56a、56cの作用で導入された流体は、スラスト軸受部、およびラジアル軸受部において、それ

5 ぞれスラスト動圧、およびラジアル動圧を発生させた後、ラジアル軸受部の中央付近で横孔73に入り、更に縦孔72を通過して外部に放出される。なお、この両孔72、73は図26(b)、図26(c)に示すようなシャフト外周面に溝が設けられた形式のものと共に適用することであってもよい。このような流体の放出孔を設けることにより、ラジアル軸受部の圧力は局部的に低下するが、ラジアル軸受部の長さが十分確保できるなど、ラジアル軸受部での支承力に問題がない場合においては、流体の流動性が改善され、特に両スラスト軸受部における動圧を高める効果を生むことができる。なお、使途用途によって許容できるのであれば、前記流体の放出孔をシャフト51内部に設ける代わりに、ラジアル軸受部の中央付近でスリーブ52を軸受内部から外部へ貫通する孔とすることも可能である。

10 図27は、図23に示す一対のスラスト軸受部のうち的一方において、スリーブ52の軸方向の一端を閉塞した動圧軸受を示している。図において、軸方向の一端に小径円柱部81aを同軸に有する円柱状のシャフト81の軸に平行な外周面に、中空円筒状のスリーブ52がシャフト81の軸に平行な外周面にシャフト81を中心に回転自在に嵌装されている。スリーブ52の軸方向の一端には、シャフト81の小径円柱部81aを貫通させる貫通孔85を有する第1スラスト板83aが固定され、小径円柱部81aを有する側のシャフト81の一方の端面である第1スラスト対向面84aと対向している。スリーブ52の軸方向の他端には、スリーブ52の中空部を閉塞する円板状の第2スラスト板83bが固定され、シャフト81の小径円柱部81aを有しない方の端面である第2スラスト対向面84bと対向している。第1スラスト板83aには、ポンプアウト方式の溝86aが、第2スラスト板83bにはポンプイン方式の溝86bがそれぞれ設けられ、各スラスト対向面84a、84bに対向している。なお、第1スラスト板83a、および第2スラスト板83bのうちいずれか一方を、スリーブ52と一体に形成することであってもよい。また、前記スラスト動圧発生用の溝86a、86bは、各スラスト対向面84a、84bの方にそれぞれ設けることであってもよい。

25 シャフト81とスリーブ52との相対回転により、ポンプアウト方式の溝86aによって矢印87で示すように導入された流体は、第1スラスト板83aと第

1 スラスト対向面 8 4 a との間でスラスト動圧を発生させた後、連通するラジアル軸受部に入り、ラジアル動圧を発生させる。その後、流体は矢印 8 8 に示す方向に進み、ラジアル軸受部と連通したもう一方のスラスト軸受部に導かれ、ここで対向する第 2 スラスト板 8 3 b と第 2 スラスト対向面 8 4 b との間で、溝 8 6 b の作用により、矢印 8 9 に示す方向に圧縮されてスラスト動圧を発生させる。スラスト動圧を発生させた流体は、その後、ポンプアウト方式の溝 8 6 a の作用によって順次軸受内部に導入される流体の圧力に押され、適宜、シャフト 8 1 の小径円柱部 8 1 a と第 1 スラスト板 8 3 a の貫通孔 8 5 の間の間隙から外部に放出される。

10 図 2 7 に示す動圧軸受においても、ポンプアウト方式の溝 8 6 a の作用によってスラスト軸受部の軸心から離れた外周部にスラスト動圧のピーク圧力が発生するため、倒れに対する強いモーメントの抗力を生み、高剛性の動圧軸受とすることができる。なお、図 2 7 では、シャフト 8 1 の外周面に、導入された流体をポンプアウト方式のスラスト軸受部からポンプイン方式のスラスト軸受部へと流動させる傾斜した溝 9 1 が設けられているが、この溝 9 1 は、軸に平行な縦溝やヘリングボーン状の溝とすることであってもよい。あるいは、溝 9 1 を設けなくてもよい。また、本実施の形態にかかる動圧軸受においては、シャフト 8 1 の小径円筒部 8 1 a と第 1 スラスト板 8 3 a の貫通孔 8 5 との間隙を流体の導入と放出との両方に使用していることから、動圧軸受内への流体の充填効率へ悪影響を及ぼす場合もあり得る。これを回避するため、使用する流体の特性によっては、流体の放出孔として、第 2 スラスト板 8 3 a の破線で示す孔 9 2 や、図 2 6 (d) と同様のシャフト 8 1 の軸心を貫通する孔を設けても良い。

25 図 2 8 は、図 2 7 に示すような動圧軸受を、シャフト回転型のスピンドルモータとして使用する例を示したものである。図において、軸方向の両端に第 1 スラスト板 8 3 a と第 2 スラスト板 8 3 b とを備えたスリーブ 5 2 がベースプレート 8 0 に支持され、スリーブ 5 2 の内周面には、小径円柱部 8 1 a を軸方向の一端に同軸に有するシャフト 8 1 が回転自在に嵌装されている。これによってラジアル軸受部、及びこのラジアル軸受部と軸方向の両端でそれぞれ連通する一対のスラスト軸受部が構成されている。シャフト 8 1 の小径円柱部 8 1 a には、ロータ 9



3が固定され、更にロータ93の内周面にはロータ磁石94が固定されて、ベースプレート80に固定された電磁石95と対向している。電磁石74に通電されることにより、電磁石74とロータ磁石73との間に吸引／反発力が生じ、シャフト81、ロータ93他がスリーブ52を中心に非接触状態で回転する動作は、  
5 これまで説明したスピンドルモータの動作と同様である。

このようなスピンドルモータを構成することにより、軸心から離れた外周側にスラスト動圧のピーク圧力を発生することができることから、高剛性のスピンドルモータを実現することができる。

10 次に、本発明にかかる第4の態様は、動圧軸受の軸受剛性を改善するための対応の1つとして、シャフトとスラスト板とを簡略に高い直角精度で固定する動圧軸受に関する。上述のように、特に回転時におけるスラスト軸受部の軸受部材間の接触を回避するには、ラジアル軸受部を構成するシャフトと、スラスト軸受部を構成するスラスト板とが、高い直角精度を保持して固定されることが重要である。

15 動圧軸受を構成するシャフトとスラスト板とを高い直角精度で固定することにより軸受剛性を高める、本発明にかかる第10の実施の形態の動圧軸受につき、図面を参照して説明する。図29は本実施の形態にかかる軸受の部分断面を示している。図において、中空円筒状のシャフト101と、円板形状の中心に軸方向の貫通孔104を有するスラスト板103とが、シャフト101の軸とスラスト板103の平面とが直交するように配置されている。図47を参照して説明したように、この両部材101、103間の直角度が精度良く出ていない場合には、スラスト軸受部における接触を起こし易く、動圧軸受の機能を損なうものとなる。  
20 スラスト板103の表面には、動圧発生溝105が刻まれている。図示しないスリーブが前記シャフト101の外周面に嵌装され、シャフト101との間に所定の間隔を設けて相対回転することでラジアル動圧を発生する。また、スリーブの端面と前記スラスト板103との間で相対回転することにより、前記スラスト動圧発生溝105の効果によってスラスト動圧を発生させる。

25 シャフト101の中空内周面には、中空円筒状の拘束部材106が、外周面を

密着嵌合させて挿入されており、また、拘束部材106の内周面には雌ねじが形成されている。この雌ねじは、外部から前記スラスト板103の貫通孔104を貫通して挿入される固定部材のボルト108と係合する。ボルト108には、ワッシャ109が嵌合している。前記拘束部材106の外周面には、接着剤を流し込むための軸に平行な溝107が設けられており、その要部詳細を図30(a)に示す。図からも明らかなように、溝107は、その一端が拘束部材106の軸方向端面に開放され、他端は外周面途中で閉塞するよう形成されている。本実施の形態ではこのような溝107が3条設けられているが、この数は一つ以上任意の数を選択することができる。

10 図29に戻って、このように形成された拘束部材106を前記シャフト101中空部へ固定するには、先ず治具により、拘束部材106がシャフト101中空部に挿入されて所定位置に位置決めされ、その後、溝107にその端末開放部から接着剤が流し込まれる。

15 前記のように構成されたシャフト101及び拘束部材106のアセンブリと、スラスト板103との固定は、図29において、スラスト板103をシャフト101の端面に双方の軸が同軸となるように置き、スラスト板103の貫通孔104にワッシャ109を嵌めたボルト108を挿入して、ボルト108を拘束部材106の雌ねじに締め付けることにより行なう。この締め付けにより、シャフト101とスラスト板103との対向する仕上げ面同士が確実に密着し、所定の直角度を確保しつつ両者を固定することができる。ボルト108が締め付ける相手側は拘束部材106であり、この拘束部材106はシャフト101の中空部内周面に接着されていることから、シャフト101には中空部内周面で前記ボルト108の締め付けによる軸方向のせん断力は発生するものの、半径方向の異常な応力を生じさせることがない。従って、上述の固定手段によって、軸受機能に障害  
25 を与えるような変形が生じることはない。

なお、前記拘束部材106外周面に設けられた溝107には接着剤が流し込まれるが、この溝107は、拘束部材106の軸方向両端面までつながった溝とはなっていない。溝107が外周面の軸方向両端面までつながっている場合には、ボルト108の締め付け過ぎやシャフト101への予期せぬ外力など、何らかの

原因により接着がはがれる場合を考慮すると、前記はがれは、接着剤と溝部107との間、接着剤の内部、接着剤とシャフト101中空部との間、の三つの箇所  
5 7との間、接着剤の内部、接着剤とシャフト101中空部との間、の三つの箇所で生じる可能性がある。これを図に示すような途中で閉塞した溝部107とすることにより、はがれてシャフト101が脱落する可能性は、接着剤とシャフト101中空部との間の1箇所のみに限定することができ、脱落の危険度を低減させる効果がある。同様な効果を持たせる他の方法として、前記溝部を、拘束部材106外周面にスパイラル状に設けることが考えられる。但し、その場合には、スパイラル状溝の加工に手間を要するものとなる。

本願発明者らが行なった実施例では、動圧軸受を図29に示す形式の軸受構造  
10 10にして組み立てた後、ボルト108を100kg・cmのトルクで締め付けたところ、シャフト101とスラスト板103との直角度悪化は0.02 $\mu$ mであり、許容範囲内に収まった。その後ボルト108を更に締め付けた結果、200kg・cmのトルクに至って接着が外れた。

なお、本実施の形態では、拘束部材106をナット状の中空部材とし、固定部  
15 15材をボルト108としているが、この構成を逆にするものであっても良い。図30(b)はそのような構成とした場合の拘束部材106aを示したもので、外観はボルト状となり、但しヘッド部分は円柱状に形成されてその外周面には前記接着剤を流すための一方の端面のみに開放した溝部107aが1条もしくは複数状形成される。この際の外部での固定部材はナット(図示せず)となり、ワッシャ  
20 20109を嵌めた前記拘束部材106aの雄ねじ部分に係合され、これを締め付けることでシャフト101とスラスト板103とを固定する。

図31は、軸方向に延長された拘束部材116を使用する代替案を示している。  
図において、スラスト板113にはシャフト101中空部と同一径の大き目の貫  
25 25通孔114が設けられ、その貫通孔114に前記延長された拘束部材116がシャフト101の端面から突出して嵌まり、外側から大型ワッシャ119を介して固定するよう構成されている。その他の構成要素は、及び組み付けは、図29に示す例と同様である。

本実施の形態にかかる軸受構造の有利な点は、拘束部材116が延長してスラスト板113を位置決めすることから、シャフト101とスラスト板103との

同心度が得られ易いことである。本願発明者らの行なった実施例によれば、前記拘束部材 1 1 6 の突出量が 1 mm の状態で、シャフト 1 0 1 とスラスト板 1 1 3 との同心度を 1 0  $\mu$  m まで高めることができた。なお、本実施の形態においても固定部材と締め付け部材との係合関係を逆にし、拘束部材側をボルト状とし、固定部材側をナット状とすることもできる。

次に、シャフトとスラスト板とを高い直角精度で固定することにより軸受剛性を高める、本発明にかかる第 1 1 の実施の形態の動圧軸受に付き、図面を参照して説明する。図 3 2 は、本実施の形態にかかる動圧軸受を示している。図において、シャフト 1 1 1 の中空部内周面には、軸心に向けて伸張するつば状の段差 1 1 5 が設けられている。他の部材は先の第 1 0 の実施の形態で使用したものと同様であり、同一の構成要素には同一符号を付している。

上記構成にかかる軸受構造の組み付けは、まず拘束部材 1 0 6 が、シャフト 1 1 1 の段差 1 1 5 がある側とは反対の軸方向から中空部に挿入され、段差 1 1 5 に当たる位置まで押し込まれる。このとき拘束部材 1 0 6 の外周面に設けられた溝 1 0 7 は、先の第 1 0 の実施の形態とは逆の向き、すなわち押し込まれる後側の方向に向けられる。拘束部材 1 0 6 が前記段差 1 1 5 に当たった後に、その溝 1 0 7 に後側（図面の上方）から接着剤が流し込まれて、拘束部材 1 0 6 がシャフト 1 1 1 中空部に固定される。その後、固定部材であるボルト 1 0 8 が拘束部材 1 0 6 の雌ねじに嵌め込まれ、ワッシャ 1 0 9 を介してその中間に挟んだスラスト板 1 0 3 を締め付ける。前記拘束部材 1 0 6 の溝 1 0 7 に流し込まれた接着剤は、この締め付け時の回り止めとしての役割を果たす。この際、締め付けそのものに対する抗力は、接着剤ではなく、段差 1 1 5 とこれに接する拘束部材 1 0 6 との間で果たしていることから、溝 1 0 7 は、一方を外周面で閉塞させる形式のものとして、両端面までつながったものとするのであってもよい。

本実施の形態にかかる軸受構造の有利な点は、シャフト 1 1 1 とスラスト板 1 0 3 とが締め付けに段差 1 1 5 が介在していることから、先の第 1 0 の実施の形態にある固定方法に比べて結合強度を増すことができる点にある。段差 1 1 5 は、締め付け部分近傍に局部的に設けられるため、ボルト 1 0 8 を締め付けてもシャ

フト111を軸方向に弾性変形させることはない。また同締め付けに伴うシャフト111半径方向の拡張も全く無視できる程度であるため、軸受機能には何らの影響を与えることもない。従って、本実施の形態により、強度的にも優れた軸受構造を実現することが可能となる。

- 5 本願発明者らが行なった実施例においては、図32に示すような構成の軸受構造を組み立て、中空内面の段差115を利用して拘束部材106をボルト108で100kg・cmのトルクで締め付けたが、シャフト111とスラスト板103との直角度悪化は0.02 $\mu$ mと、許容範囲に収まり、この際、シャフト111の外径の膨らみは認められなかった。なお、本実施の形態においても、固定部材と締め付け部材との係合関係を逆にし、固定部材側をボルト状に、締め付け部材側をナット状に形成するようにしても良い。

- 10 図33は、本実施の形態にかかる動圧軸受の代替案を示している。図において、シャフト121の中空部内周面の一端には、つば状の段差125が設けられている。拘束部材126は、前記段差125に対応する段差部を介して軸方向に伸びる延長部127が設けられている。この延長部127は、シャフト121の端面外に突出して伸び、そこにスラスト板123の貫通孔124が密着嵌合されている。本実施の形態では、拘束部材126をボルト状に、固定部材をナット118としているため、前記拘束部材126の延長部127からは更に雄ねじ128が伸び、スラスト板123の貫通孔124を通過して外部で前記ナット118と係合
- 15 できるように形成されている。但し、この係合関係を逆にし、拘束部材をナット状に、固定部材をボルト状に形成できることは、これまでの実施の形態と同様である。他の部材はこれまでの実施の形態に使用したものと同様であり、それらには同一符号を付している。

- 25 上記構成にかかる軸受構造の組み付けは、まず固定部材126がシャフト121の段差125が無い方向から軸方向内部に挿入され、段差125に当る位置まで押し込まれる。このとき拘束部材126の外周部に設けられた溝107は後方向（図面の上下向き）に向けられ、拘束部材126が段差125に当たった後に、溝107に後側から接着剤が流し込まれ、拘束部材126がシャフト121中空部に固定される。この位置において、拘束部材126の延長部127は、シャフト

1 2 1の端面から突出して外部に伸びている。延長部1 2 7は、スラスト板1 2 3の貫通孔1 2 4との間で密着嵌合可能な精度に仕上げられており、貫通孔1 2 4を延長部1 2 7に嵌装する。この位置において、延長部1 2 7から延長した雌ねじ1 2 8がスラスト板1 2 3の外部に伸びており、ここにワッシャ1 0 9を介して固定部材であるナット1 1 8に係合させ、中間に挟まれたスラスト板1 2 3を締付けて固定する。

本代替案にかかる軸受構造の有利な点は、段差1 2 5を介してシャフト1 2 1とスラスト板1 2 3との強固な結合が実現されると同時に、拘束部材1 2 6の延長部1 2 7を介してシャフト1 2 1とスラスト板1 2 3との高精度の同心度が確保される点にある。この構成によって軸受機能に影響を及ぼすことが無い点はこれまでの実施の形態と同様である。

シャフトとスラスト板とを高い直角精度で固定することにより軸受剛性を高める、本発明にかかる第1 2の実施の形態の動圧軸受につき、図面を参照して説明する。図3 4は、本実施の形態にかかる動圧軸受を示している。本実施の形態では、これまでに説明したシャフトとスラスト板との固定構造を、シャフトの軸方向両端側において実施するものである。

図3 4に示すように、シャフト1 0 1の軸方向両端面において、図3 1を参照して説明した軸受の結合構造を、スラスト板1 1 3、拘束部材1 1 6、ボルト1 0 8、ワッシャ1 0 9をそれぞれ2組使用して実施している。但し、この結合構造は、図に示すような構成のものに限定されるものでなく、先の第1 0、及び第1 1の各実施の形態で説明した結合構造を任意に組合せて使用することができる。但し、シャフトの内径に段差1 1 5、1 2 5が設けられる形式のものにあつては、これらの段差を両端共に形成することは構造的にできない。

シャフト1 0 1の外周面には、スリーブ1 0 2が嵌装され、スリーブ1 0 2は、シャフト1 0 1及びその両端面に位置するスラスト板1 1 3との間に所定の間隙を設けて相対回転が可能である。このスリーブ1 0 2の組み付けは、一方のスラスト板1 1 3をシャフト1 0 1に固定した後にこのスリーブ1 0 2をシャフト1 0 1外周に嵌装し、その後、他方のスラスト板1 1 3をシャフト1 0 1に固定す

る。この場合、シャフト101側をベースに固定して固定側部材とし、前記スリーブ102には、点線で示すロータ130を固定して回転側部材とすることができる。また、シャフト101を回転側部材、スリーブ102を固定部材とした逆の構成の組み合わせとすることもできる。軸受を本実施の形態のような構成とすることにより、軸方向両端にスラスト軸受部を備えたスラスト剛性の高い動圧軸受を実現することができる。さらには、上述したように、構成される一对のスラスト軸受部の内の一方をポンプアウト方式とすることにより、倒れ剛性を更に高めることができる。

10       なお、以上に述べた各実施の形態のシャフトとスラスト板との固定方法は、いずれもシャフトとスラスト板とを直接固定する形式であった。動圧軸受の形式によっては、シャフト、もしくはスリーブに中間部材が固定され、この中間部材にスラスト板が取り付けられるものもある。本発明は、そのような形式の軸受であってもシャフトと前記中間部材との結合に際し、同様な適用が可能である。

15       次に、本発明にかかる第5の態様は、動圧軸受の起動特性の改善に関する。上述のように、動圧軸受の起動時には、軸受を構成する部材間が接触したまま回転し、摩擦、発熱や、起動トルク増大に伴うエネルギー損失などの原因となる。

20       動圧軸受の起動特性を主に改善するための、本発明にかかる第13の実施の形態につき、図面を参照して説明する。図35は、本実施の形態にかかる動圧軸受を示しており、この動圧軸受は、図17に示す形式のスピンダルモータの軸受部を拡大して示したものである。図において、シャフト131の軸方向の一部に、軸に垂直な面に延びた円板状のスラスト板133が設けられ、スリーブ132が、シャフト131及びスラスト板133の外周を所定の間隙を設けて取り囲んでいる。スラスト板133とそのスラスト板133に対向するスリーブ132の対向面とのいずれかには、動圧発生溝が設けられている。すなわち、図に示す形式の動圧軸受では、一对のラジアル動圧部の中間にスラスト動圧部が連通して形成されている。

25       本実施の形態では、シャフト131とスラスト板133とのつなぎ部分に連続

5 的につながる滑らかな曲面状のフィレット135を設けている。一方のスリーブ132にも、これに対応した曲面部136が設けられている。これらの曲面135、136は、一般に円弧で形成されるであろうが、これに限定されるものではない。但し、円弧以外の場合において、動圧の気流の障害とならず、また埃も溜まりにくい、屈曲点の無い、連続的な滑らかな曲面であることが望ましい。

10 図において、シャフト131及びスラスト板133と、スリーブ132とは、各間隙が均等になるように描かれている。すなわち、直径方向の合計のラジアル間隙をF、軸方向の合計のスラスト間隙をDとしたときに、各対向面間の間隙においては、ラジアル間隙はそれぞれF/2、スラスト間隙はそれぞれD/2となるように描かれている。この状態において、図のS/2は、フィレット135とスリーブ曲面部136との間に存在する空隙である流体の導通路において、一方の任意の点から他方に至る距離のうちの最短距離を示すものである。本実施の形態は、この距離S/2が、フィレット135及びスリーブ曲面部136のいずれの点においても

$$15 \quad (F/2) < (S/2) < (D/2)$$

すなわち、

$$F < S < D$$

の関係が成り立つことを特徴としている。なお、本明細書において前記Sを間隙距離と呼ぶものとする。

20 動圧軸受の起動時には、摩擦抵抗による電力消費や、スラスト軸受部の摩耗などの問題があり、できるだけ早期に、低い回転数で回転側部材を浮上させることが望ましい。従来の動圧軸受では、停止時において、一般にスラスト軸受部を構成するスラスト板とスラスト対向面とが平面的に全面で接触しており、接触抵抗が高いといえる。これに対して本実施の形態によれば、前記

$$25 \quad F < S < D$$

の関係が成立している限りにおいて、図36の拡大図に示すように、停止時においてはスラスト軸受部のスラスト板133とスリーブ132が全面で接触することなく、フィレット135と曲面部136の一部とが接触することとなる。この接触位置は、軸受の回転軸に近い位置に生ずることから、回転抵抗のアーム長さ



が短くなる。したがって、スラスト板 1 3 3 とスリーブ 1 3 2 とが全面で接する形式のものに比べて、より小さい起動力での回転が可能となって、より早期に回転側部材が浮上できるようになる。すなわち、本実施の形態によれば、再起動時の起動力を小さくすることができ、小型化が可能となり、消費電力が僅かですむこととなる。さらに、スラスト軸受部での摩耗が減少され、摩耗粉による軸受への障害も軽減させることができる。他の利点としては、連続する滑らかな曲面部で軸受部が移行することから、エッジ部に埃が溜まる可能性を回避することができる。

なお、前記フィレット 1 3 5 と前記曲面部 1 3 6 とが、あまり大きくなると、軸受機能が低減するため、その大きさには自ずから限界がある。本願発明者らの実験によれば、軸受の軸を含む軸と平行な断面で見た場合における前記曲面部の長さ（前記フィレット 1 3 5 と曲面部 1 3 6 との合計の長さ）が、同一断面における合計の軸受部分の有効長さ（前記フィレット 1 3 5 と曲面部 1 3 6 との合計長さを除いた、軸受部で対向するシャフト 1 3 1 およびスラスト板 1 3 3 とスリーブ 1 3 2 との対向面の合計長さ）の  $2/3$  以下とすることが好ましいことが分かった。

図 3 5 に示すような、ラジアル軸受部とスラスト軸受部とをつなぐ連続的で滑らかな曲面部 1 3 6、及びフィレット 1 3 5 は、図 3 7 に示すように軸受部が移行する錐面部 1 3 5 a、1 3 6 a とすることであっても良い。図 3 7 において、シャフト 1 3 1、スラスト板 1 3 3 とスリーブ 1 3 2 とは、各間隙が均等になるように、すなわちラジアル間隙はそれぞれ  $F/2$ 、スラスト間隙はそれぞれ  $D/2$  となるように配置されている。この状態において、流体の導通路となる間隙の一方の任意の点から他方に至る距離のうちの最短距離を示す  $S/2$  が、両錐面部 1 3 5 a、1 3 6 a のいずれの点においても

$$(F/2) < (S/2) < (D/2)$$

すなわち、

$$F < S < D$$

の関係が成り立っている。前記  $S$  を、間隙距離と呼ぶものとする。前記関係が成り立っておれば、図 3 6 を参照に説明したものと同様に、スラスト軸受部では前

記両錐面の一部が接触し、この位置が軸受の回転軸に近い位置にあることから、より小さい起動力で回転が可能となり、より早期に浮上することができるようになる。

5 なお、図37において、シャフト131と錐面部135a、及び錐面部135aとスラスト板133を、それぞれ直線でつなぐように描かれているが、この継ぎ目においては若干の曲面部を設けてやることで動圧気流の流れをスムーズにし、埃が溜まることが回避できることから好ましい。これは、スリーブ132の錐面部136aの継ぎ目においても同様である。更に、軸受の軸を含む軸に平行な断面における直線で示される錐面部の長さが、全体の軸受部分の有効長さの2/3  
10 以下であることが好ましいのは、つなぎ部分が曲面部である場合と同様である。

以上の関係は、図38に示す一对のスラスト軸受部の中間にラジアル軸受部が連通して配置された形式の動圧軸受に対しても適用される。図38は、図19に示す動圧軸受に対し、ラジアル軸受部と一对のスラスト軸受部とが連通する流体の導通路を形成する各構成部材に、連続する滑らかな曲面部135'、136'をそれぞれ設けたものである。各軸受部における寸法諸元符号は、図37に示すものと同様である。図38において、流体の導通路となる間隙の一方の任意の点から他方に至る距離のうちの最短距離を示すS/2が、両錐面部135a、136aのいずれの点においても

$$(F/2) < (S/2) < (D/2)$$

20 すなわち、

$$F < S < D$$

の関係が成り立っていることが、起動特性の改善につながる。また、前記曲面部は、錐面部であっても良いのは、前記の例と同様である。

更に、図39は、ラジアル軸受部の軸方向の一方にのみスラスト軸受部を設けた、一般的な構造にかかる動圧軸受を示している。図において、動圧軸受は、円柱状のシャフト137と、シャフト137の軸に平行な外周面に嵌装された中空円筒状のスリーブ138と、シャフト137の軸に直交する面に固定された円板上のスラスト板139とから構成されている。このような形式の複合動圧軸受をも含め、一般的には、回転停止時にスラスト板とスラスト対向面とが全面的に接

触して停止することを避け、なるべく両部材間が軸心近傍で部分的に接触していることが、起動特性を改善するために好ましい。このためには、図39において、ラジアル軸受部とスラスト軸受部とが連通する部分において対向するスリーブ138のコーナ部、及びシャフト137とスラスト板139の結合付け根部に、それぞれ連続する滑らかな曲面部を設け、動圧軸受の停止時においては、この両曲面部間で接触させるものとすればよい。その条件としては、図39に示す断面図において、スリーブ138のスラスト対向面から軸の中心に向かって前記曲面部が立ち上がる位置の軸に対称な2点間の距離をm、スラスト板139から軸の中心に向かって前記曲面部が立ち上がる位置の軸に対称な2点間の距離をnとしたときに、

$$m < n$$

の関係が成り立っていればよい。この関係の成立による起動特性の改善は、図39に示す形式の動圧軸受に限定されるものではなく、例えば図35、図37、図38など、他の形式の動圧軸受にも適用できるものである。

なお、図39の断面で示すこの両曲面部は、必ずしも円弧の一部であることを必要としないが、少なくとも屈曲面を有しない、直線部分となだらかにつながる曲面部、もしくは錐面部であることが好ましい。このような曲面部、錐面部を設けることの他の利点として、ラジアル軸受部とスラスト軸受部との接点で埃がたまりにくい点が挙げられる。なお、軸受の軸を含む軸に平行な断面における前記曲面部、錐面部の長さが、全体の軸受部分の有効長さの2/3以下であることが好ましいのは、上述の各実施の形態の場合と同様である。

本願発明者らの実験によれば、図35に示す形式の動圧軸受において、スラスト軸受間隙=5 $\mu$ m、ラジアル軸受間隙=1 $\mu$ mとし、ラジアル軸受部とスラスト軸受部とがつながる部分にあるスリーブ132のコーナ部のみに1mm半径の面取りを施したものを、手でひねりながら揺動させた結果、軸受での接触音は生じなかったが、曲面の無いシャフト131とスラスト板133との接合部に細かいゴミが溜まった。このことから、図35もしくは図37におけるSとDとの間において、S>Dの関係は、ゴミが溜まる好ましくない状況であると判断できる。

また、前記形式とは逆に、シャフト131とスラスト板133の接合部のみに

1 mm半径の面取りを施し、ラジアル軸受部とスラスト軸受部とがつながる部分にあるスリーブ132のコーナ部にはエッジを残したままにしたものを、手でひねりながら揺動させた結果、軸受部で接触音が生じた。このことから、図35もしくは図37におけるSとFとの間において、 $F > S$ の関係は、スラスト軸受部が接触する好ましくない状況であると判断できる。なお、本実施の形態ではシャフト回転型のものを説明してきたが、シャフト固定型のものに対しても同様に適用が可能である。

次に、動圧軸受の起動特性を改善するための、本発明にかかる第14の実施の形態につき、図面を参照して説明する。従来技術におけるスピンドルモータにおいては、例えば図42に示すスピンドルモータからも明らかな通り、図面上で回転側部材の上方への抜け（もしくはシャフト他の固定側の部材の下方への抜け）に対する抜け止めがない。したがって、他に抜け止め防止策が設けられていない限り、回転側部材は停止中、もしくは回転中に抜け落ちる危険性を含んでいる。さらに、スラスト軸受部における動圧を高めるためには、スラスト軸受部における間隙をできるだけ狭くするため、回転中にはスラスト対向面をスラスト板に押し付ける方向の力が働いていることが好ましい。

前記のような、回転側の部材の抜けを防止し、スラスト軸受部を構成する部材間の間隙を狭く保つための機構として、従来技術においては、ロータ磁石と電磁石との各センタ位置を相対的にずらすことが行われている。図40(a)は、その状況を示している。図は、図42に示すスピンドルモータのロータ207に固定されたロータ磁石208と、ベースプレート200に固定された電磁石209とが対向する部分のみを拡大して示している。図40(a)において、電磁石209には鉄心が含まれているため、ロータ磁石208との間で吸引力が発生している。従来技術においては、ロータ磁石208を電磁石209に対して鉛直方向上方に相対的にずらすことにより、両者間に働く吸引力は、矢印211aで示すように斜めとなり、これによって水平方向の分力212aと鉛直方向下向きの分力213aとが生まれる。このうち、鉛直方向下向きの分力213aは、ロータ磁石208と共に、ロータ207他のスピンドルモータの回転側部材を押し下げ

る力として働く。この押し下げる力によって、回転側部材の抜け落ちを防ぎ、更に回転中にはスラスト軸受部の間隙を狭く保って、スラスト軸受部におけるスラスト動圧を高めるものとしている。

5           しかし、電磁石 209 とロータ磁石 208 との各センタ位置をずらす上述のような構成とした場合、前記ロータ磁石 208 の吸引力の水平方向の分力 212 a がスピンドルモータの駆動力となるため、本来のロータ磁石 208 と電磁石 209 との間の吸引力 211 a よりも低下することとなる。このため、ロータ磁石 208 及び電磁石 209 の容量を大きくする必要が生じ、更にはこれによってスピンドルモータ全体が大きくなり、重くなるという問題を生ずる。更に深刻な問題  
10           として、回転側の部材が前記下向きの分力 213 a によって常に下方に押し下げられているために、回転側の部材の荷重が増し、このためスピンドルモータの起動時においては、回転側の部材を浮上させる浮上回転速度を高めてしまう点がある。

          これに対し、図 23 示すような形式の本発明にかかる動圧軸受を備えたスピンドルモータにおいては、動圧軸受の軸方向の両端部にスラスト軸受部が設けられているため、回転側部材の抜け落ちを防止する抜け止めを考慮する必要がない。  
15           さらに、スラスト軸受部を軸方向の両端部に備えていることから、外部からの押し付け力を必要とせず、動圧軸受自らが各スラスト軸受部の間隙を常に最適に保つことができる。したがって、従来技術にある図 40 (a) に示すような、電磁石 209 とロータ磁石 108 とのセンタを相対的にずらす、などの対応を必要と  
20           しない。

          図 40 (b) は、本実施の形態にかかるスピンドルモータの一部を示すもので、図は、図 23 に示すロータ 57 に固定されたロータ磁石 58 と、ベース 50 に固定された電磁石 59 とが対向する部分を拡大して示している。ロータ磁石 58 と  
25           電磁石 59 とはセンタ位置を一致させており、したがってロータ磁石 58 と電磁石 59 との間に働く吸引力を、矢印 211 b に示すように、駆動力として最大限利用することができる。このため、ロータ磁石 58 と電磁石 59 との吸引力を有効活用して、起動特性を高めることができる。加えて、スピンドルモータの回転側の部材を下方へ押し付ける力が働かないことから、スラスト軸受部を構成する



板143a、第2スラスト板143bのいずれか一方には、ポンプアウト方式のスラスト動圧発生用の溝が、他方にはポンプアウト方式もしくはポンプイン方式のスラスト動圧発生用の溝が設けられている。なお、これらのスラスト動圧発生用の溝は、それぞれスラスト対向面の側に設けることであってもよい。

- 5           本実施の形態にかかるシャフト141は、セラミックスの加工上の制約から、段付き状の軸心部材146と、中空円筒状の外周部材147とから構成されており、この内、外周部材147をセラミックス製としている。軸心部材146は、例えばステンレス鋼などの金属製とし、軸心部材146の外周面にセラミックス製の外周部材147を焼きばめ、冷やしばめ、接着等により固着して形成する。
- 10          スリーブ142、両スラスト板143a、143bは、それぞれセラミックスの一体成形が可能であり、そのようにすることが好ましい。但し、少なくともラジアル軸受部、スラスト軸受部において、相手側部材と対向する部分をセラミックス製とし、その他の部分を金属などの他の材料に置き換えることであってもよい。
- 15          使用できるセラミックス材料としては、例えばアルミナ、ジルコニア、炭化ケイ素、窒化ケイ素、サイアロンなどの各セラミックス材料が考えられる。

- 例えば、アルミナ系セラミックスの場合、ヤング率は約300から400Gpaあり、これは鋼の約2倍である。一方、アルミナ系セラミックスの比重は3.9と、鋼に比べて約半分である。すなわち、大雑把に言えば、アルミナ系セラミックスは鋼の約半分の質量で約2倍の剛性を得ることができ、その上、優れた耐
- 20          摩耗性を備えている。セラミックス材料を使用することにより、例えばステンレス鋼を使用した場合に比べて軸受を軽量・小型化することができ、耐摩耗性、耐久性を高めることができる。動圧軸受においては、静止時には軸受部材間が接触したままで回転するため、その間での摩耗や焼きつきを生じるおそれがある。軸受材質を耐摩耗性に優れたセラミックスとすることにより、このような問題の回避が容易となる。
- 25          また、HDDなどに使用されるスピンドルモータの軸受においては、高い加工精度並びに組み立て精度が要求されている。セラミックス材は金属材料と比較して塑性変形ならびに弾性変形が小さいことから、セラミックス材の使用により加工時の変形を少なくすることができ、高精度の軸受部材を提供することが可能となる。

なお、本実施の形態では、図 4 1 に示す形式の動圧軸受を例として示したもので、軸受部材へのセラミックス材料の使用はこの例に限定されるものではない。例えば、図 1 7、図 2 0、図 3 4 など、他の各種形式全ての動圧軸受に適用することができる。また、軸受構成部材の全ての軸受対向面がセラミックス材に置き換わることが好ましくはあるが、本実施の形態はこれに限定されるものではなく、一部の軸受部材のみにセラミックス材が使用されるものであってもよい。

以上、本発明にかかる動圧軸受けの各実施の形態につき、説明してきたが、本発明にかかる第 1 6 の実施の形態は、これまで説明した内容の動圧軸受を使用するスピンドルモータ、更に、該スピンドルモータを備えた記憶装置、並びにバーコード走査装置に関する。上述のように、本発明にかかる動圧軸受を使用することにより、高速・高負荷回転においても安定した回転が実現でき、外部からの揺動に対しても十分な抗力を示す、耐久性に優れたスピンドルモータを提供する。そして、当該スピンドルモータを備えることにより、高速、高負荷を実現する、信頼性の高い記憶装置、並びにバーコード走査装置の実現が可能となる。

#### [発明の効果]

本発明の第 1 の態様にかかる動圧軸受によれば、ラジアル動圧を低下させることなく有効にハーフホワールの解消が可能になる。これにより、並進剛性の低下に伴う軸受部材間の接触の危険性を排除することができ、ハーフホワールが発生しない安定した回転を実現する動圧軸受を提供することができる。

本発明の第 2 の態様にかかる動圧軸受によれば、主にラジアル軸受部における高い動圧発生を利用することにより、スラスト軸受部を含めた外乱による軸受部材間の接触を回避し、揺動に対して高い抗力を備える倒れ剛性の高い動圧軸受を提供することができる。

本発明の第 3 の態様にかかる動圧軸受によれば、ポンプアウト式によりスラスト軸受部の外周部に高い動圧を発生させることができ、特に揺動に対して高い抗



力を備えた倒れ剛性の強い動圧軸受を提供することができる。

5 本発明の第4の態様にかかる動圧軸受によれば、軸受部材を構成するシャフトとスラスト板とを高い直角精度で固定することができ、これによって軸受剛性を高め、特にスラスト軸受部における軸受部材間の不必要な接触を回避することができる。

10 本発明の第5の態様にかかる動圧軸受によれば、起動時の起動トルクを軽減させ、もしくは起動力を有効に回転に利用することができ、早期に浮上回転速度に達することによって、耐久性に優れ、起動時の省エネルギーに寄与することができる動圧軸受を提供することができる。

15 本発明の第6の態様にかかる動圧軸受によれば、セラミックス材の使用により、小型・軽量で耐久性に優れ、高精度の動圧軸受を提供することができる。

そして、本発明の第7の態様によれば、上述のような、高速安定回転、高軸受剛性、優れた起動特性を有する動圧軸受を備えた信頼性の高いスピンドルモータ、並びに記憶装置、バーコード走査装置を提供することができる。

## 請求の範囲

1. 円柱状のシャフトと、前記シャフトの軸に平行な外周面に回転自在に嵌装される中空円筒状のスリーブとを有し、前記シャフトと前記スリーブとの相対回転によってラジアル動圧を発生させ、前記両部材間を非接触状態に維持するラジアル軸受部を有する動圧軸受において、

前記シャフトの外周面と、前記スリーブの内周面との間に形成される両部材間のラジアル間隙が、直径方向の合計で約 $3\mu\text{m}$ 以下、より好ましくは約 $2\mu\text{m}$ 以下であることを特徴とする動圧軸受。

10

2. 前記シャフトもしくはスリーブのいずれか一方に形成もしくは固定されるスラスト板、及び前記シャフトもしくはスリーブのいずれか他方に形成もしくは固定されるスラスト対向面からなり、前記スラスト板及び前記スラスト対向面の相対回転によってスラスト動圧を発生させるスラスト軸受部を更に含むことを特徴とする、請求項1に記載の動圧軸受。

15

3. 前記シャフトの外周面の真円度が約 $0.2\mu\text{m}$ 以下、より好ましくは約 $0.12\mu\text{m}$ 以下で、かつ前記スリーブの内周面の真円度が約 $0.7\mu\text{m}$ 以下、より好ましくは約 $0.4\mu\text{m}$ 以下であることを特徴とする、請求項1又は請求項2に記載の動圧軸受。

20

4. 前記シャフトの外周面の面粗さ $R_p$ が約 $0.2\mu\text{m}$ 以下、より好ましくは約 $0.15\mu\text{m}$ 以下であることを特徴とする、請求項1から請求項3のいずれかに記載の動圧軸受。

25

5. 前記スリーブの内周面の面粗さ $R_p$ が約 $0.4\mu\text{m}$ 以下、より好ましくは約 $0.35\mu\text{m}$ 以下であることを特徴とする、請求項1から請求項3のいずれかに記載の動圧軸受。

6. 円柱状のシャフトと、前記シャフトの軸と平行な外周面に回転自在に嵌装される中空円筒状のスリーブとを有し、前記シャフトと前記スリーブとの相対回転によってラジアル動圧を発生させ、前記両部材間を非接触状態に維持するラジアル軸受部を有する動圧軸受において、

- 5 前記シャフトの外周面及び前記スリーブの内周面の少なくともいずれか一方の面に、深さが約 $1\ \mu\text{m}$ 以上約 $20\ \mu\text{m}$ 以下、幅が約 $10\ \mu\text{m}$ 以上約 $200\ \mu\text{m}$ 以下のスクラッチ状溝が円周方向の $200\ \mu\text{m}$ につき1本以上10本以下の密度で、もしくは深さが約 $1\ \mu\text{m}$ 以上約 $20\ \mu\text{m}$ 以下、幅が約 $200\ \mu\text{m}$ 以上約 $500\ \mu\text{m}$ 以下のスクラッチ状溝が少なくとも円周方向の $200\ \mu\text{m}$ おきに1本の割合で、
- 10 軸の両端部もしくは両端部近傍から軸方向に沿って少なくとも軸長の $1/4$ 以上の長さで設けられていることを特徴とする動圧軸受。

7. 前記スクラッチ状溝が、断続する複数の研削条痕で形成されていることを特徴とする、請求項6に記載の動圧軸受。

15

8. 前記スクラッチ状溝が形成された領域が、前記シャフトの外周面もしくは前記スリーブの内周面の円周方向の長さの $10\%$ 以上 $100\%$ 以下を占めていることを特徴とする、請求項6又は請求項7に記載の動圧軸受。

20

9. 円柱状のシャフトと、前記シャフトの軸に平行な外周面に回転自在に嵌装される中空円筒状のスリーブとを有し、前記シャフトと前記スリーブとの相対回転によってラジアル動圧を発生させ、前記両部材間を非接触状態に維持するラジアル軸受部を有する動圧軸受において、

- 25 前記シャフトの外周面、もしくは前記スリーブの中空内周面のいずれか一方の面に、軸と略直角の方向に前記いずれかの面を囲む少なくとも1本の環状溝を設け、前記環状溝の深さを、前記環状溝が設けられる面の直径比で約 $0.01$ 以下、前記環状溝の幅を、軸方向の軸受長さの約 $0.2$ 以下に形成したことを特徴とする動圧軸受。

10. 前記環状溝が設けられた面に軸に略平行な縦溝が更に設けられ、前記環状溝を境にして、前記縦溝の設けられる円周方向の位置が異なることを特徴とする請求項9に記載の動圧軸受。

5 11. 円柱状のシャフトと、前記シャフトの軸に平行な外周面に回転自在に嵌装される中空円筒状のスリーブとを有し、前記シャフトと前記スリーブとの相対回転によってラジアル動圧を発生させ、前記両部材間を非接触状態に維持するラジアル軸受部を有する動圧軸受において、

10 前記シャフトと前記スリーブとを同軸に配置した状態で両者の間に形成される間隙が、前記動圧軸受の軸方向の概略中央から軸方向両端末部に向かって連続的に滑らかに広がり、前記シャフトと前記スリーブとが相対的に傾斜した状態において、軸方向端末で接近する前記シャフトの外周面と前記スリーブの内周面との相対向する両面が、前記軸受の軸を含む切断面で見た場合に前記シャフトと前記スリーブとの最接近部近傍で概略平行になるよう形成されていることを特徴とする動圧軸受。

15

12. 前記軸受の軸方向の概略中央から軸方向両端末部に向かって連続的に滑らかに広がる間隙が、前記スリーブの中空部をその軸方向の概略中央から軸方向両端末部に向かって連続的に滑らかに拡開させることにより形成されるものであることを特徴とする、請求項11に記載の動圧軸受。

20

13. 前記軸受の軸方向の概略中央から軸方向端末部に向かって連続的に滑らかに広がる間隙が、前記シャフトをその軸方向の概略中央から軸方向両端部に向かって前記シャフトの軸に垂直な断面の径を順次連続的になめらかに縮小させることにより形成されるものであることを特徴とする、請求項11に記載の動圧軸受。

25

14. 前記シャフトと前記スリーブとを同軸に配置した状態において、軸方向概略中央に形成される前記シャフトの一方の側面における前記スリーブとの間の

片側最小間隙を  $f$  とした場合、前記動圧軸受の軸方向両端末部に形成される前記シャフトと前記スリーブの間の片側最大間隙が、約  $f + 2 \mu\text{m}$  以下、より好ましくは約  $f + 1 \mu\text{m}$  以下であることを特徴とする、請求項 1 1 から請求項 1 3 のいずれか一に記載の動圧軸受。

5

1 5. 前記シャフトもしくは前記スリーブのいずれか一方が、外側からの付勢力により他方に対して特定方向に相対的に傾斜した状態で回転するよう構成されたことを特徴とする、請求項 1 1 から請求項 1 4 のいずれか一に記載の動圧軸受。

10

1 6. 軸受の軸方向端部近傍において、前記シャフトと前記スリーブとに、いずれか一方が磁石、いずれか他方が磁石もしくは磁性体からなるそれぞれ一つずつのリング状部材が各軸に垂直な面に取付けられ、両磁石は非接触で隣接して相互に反発もしくは吸引し合うよう配置され、軸受部材を構成する前記シャフト及びスリーブの内、固定側部材に取付けられた磁石はその取付けられた部材の軸から偏心しており、回転側に取付けられた磁石はその取付けられた部材の軸と同心に取付けられており、これによって前記シャフトと前記スリーブとを相対的に傾斜させる付勢力を発生することを特徴とする、請求項 1 5 に記載の動圧軸受。

15

1 7. 円柱状のシャフト、及び前記シャフトの軸に平行な外周面に回転自在に嵌装される中空円筒状のスリーブからなり、前記シャフト及び前記スリーブの相対回転によってラジアル動圧を発生させるラジアル軸受部と、前記シャフトもしくはスリーブのいずれか一方に形成もしくは固定される少なくとも 1 つのスラスト板、及び前記シャフトもしくはスリーブのいずれか他方に形成もしくは固定される一対のスラスト対向面からなり、前記スラスト板及び前記スラスト対向面の相対回転によってスラスト動圧を発生させる一対のスラスト軸受部と、の各軸受部から構成される動圧軸受において、

25

前記ラジアル軸受部の直径方向の合計のラジアル間隙を  $F$ 、軸方向の軸受長さを  $L$ 、前記スラスト軸受部の軸方向の合計のスラスト間隙を  $D$ 、スラスト軸受部外径を  $G$  としたときに、これら寸法の間

$$(F/L) < (D/G)$$

の関係が成立することを特徴とする動圧軸受。

18. 円柱状のシャフト、及び前記シャフトの軸に平行な外周面に回転自在に  
 5 嵌装される中空円筒状のスリーブからなり、前記シャフト及び前記スリーブの相  
 対回転によってラジアル動圧を発生させるラジアル軸受部と、  
 前記シャフトもしくはスリーブのいずれか一方に形成もしくは固定される少なく  
 とも1つのスラスト板、及び前記シャフトもしくはスリーブのいずれか他方に形  
 成もしくは固定される一对のスラスト対向面からなり、前記スラスト板及び前記  
 10 スラスト対向面の相対回転によってスラスト動圧を発生させる一对のスラスト軸  
 受部と、の各軸受部から構成される動圧軸受において、

前記ラジアル軸受部の直径方向の合計のラジアル間隙をF、前記スラスト軸受  
 部の軸方向の合計のスラスト間隙をDとしたときに、両者の寸法の間

$$(2 \text{ないし} 10) \times F < D$$

- 15 の関係が成立することを特徴とする動圧軸受。

19. 円柱状のシャフト、及び前記シャフトの軸に平行な外周面に回転自在に  
 嵌装される中空円筒状のスリーブからなり、前記シャフト及び前記スリーブの相  
 対回転によってラジアル動圧を発生させるラジアル軸受部と、  
 20 前記シャフトもしくはスリーブのいずれか一方に形成もしくは固定される少なく  
 とも1つのスラスト板、及び前記シャフトもしくはスリーブのいずれか他方に形  
 成もしくは固定される一对のスラスト対向面からなり、前記スラスト板及び前記  
 スラスト対向面の相対回転によってスラスト動圧を発生させる一对のスラスト軸  
 受部と、の各軸受部から構成される動圧軸受において、

- 25 前記ラジアル軸受部と前記一对のスラスト軸受部とが連通し、両軸受部のつな  
 がる部分の流体の導通路を形成する各軸受構成部材が、錐面状、もしくは屈曲点  
 のない連続する滑らかな曲面状に形成されていること特徴とする動圧軸受。

20. 前記シャフトと前記スリーブとを同軸に配置し、かつ前記一对のスラス

ト軸受部における両ラジアル間隙が等しくなるように配置した状態において、前記ラジアル軸受部の半径方向片側のラジアル間隙を  $F/2$ 、前記一对のスラスト軸受部の各スラスト間隙を  $D/2$ 、前記錐面もしくは曲面で構成される空隙の任意の位置における間隙距離を  $S/2$  とした場合に、

$$5 \quad F < S < D$$

の関係が成立することを特徴とする、請求項 19 に記載の動圧軸受。

21. 円柱状のシャフト、及び前記シャフトの軸に平行な外周面に回転自在に  
 10 嵌装される中空円筒状のスリーブからなり、前記シャフト及び前記スリーブの相  
 対回転によってラジアル動圧を発生させるラジアル軸受部と、  
 前記シャフトもしくは前記スリーブのいずれか一方に形成もしくは固定されるス  
 ラスト板、及び前記シャフトもしくは前記スリーブのいずれか他方に形成もしく  
 は固定されるスラスト対向面からなり、前記スラスト板及び前記スラスト対向面  
 15 の相対回転によってスラスト動圧を発生させるスラスト軸受部と、の両軸受部が  
 連通して形成される動圧軸受において、  
 前記両軸受部の連通する部分の流体の導通路を形成する各軸受構成部材が、錐面  
 状、もしくは屈曲点のない連続する滑らかな曲面状に形成されていること特徴と  
 する動圧軸受。

22. 前記両軸受部の連通する部分の流体の導通路が、錐面状、もしくは屈曲  
 20 点のない連続する滑らかな曲面状につながるよう、前記スリーブ及び前記シャフ  
 トに錐面部、もしくは連続する滑らかな曲面部が設けられ、前記スリーブに設け  
 られる前記錐面部、もしくは曲面部がスラスト対向面から軸心に向かって立ち上  
 がる位置の軸に対称な 2 点間の距離を  $m$ 、前記シャフトに設けられる前記錐面部、  
 25 もしくは曲面部がスラスト板から軸心に向かって立ち上がる位置の軸に対称な 2  
 点間の距離を  $n$  としたときに、

$$m < n$$

の関係が成り立つことを特徴とする、請求項 21 に記載の動圧軸受。

23. 前記動圧軸受の軸を含む軸に平行な断面における前記錐面部もしくは曲面部の合計長さが、前記断面における合計の軸受部分の有効長さの $2/3$ 以下であることを特徴とする、請求項19から請求項22のいずれか一に記載の動圧軸受。

5

24. 円柱状のシャフト、及び前記シャフトの軸に平行な外周面に回転自在に嵌装される中空円筒状のスリーブからなり、前記シャフト及び前記スリーブの相対回転によってラジアル動圧を発生させるラジアル軸受部と、

10

前記シャフトもしくはスリーブのいずれか一方に形成もしくは固定されるスラスト板、及び前記シャフトもしくはスリーブのいずれか他方に形成もしくは固定されるスラスト対向面からなり、前記スラスト板及び前記スラスト対向面の相対回転によってスラスト動圧を発生させるスラスト軸受部と、の両軸受部から構成される動圧軸受において、

15

前記スラスト軸受部が、スラスト軸受部に介在する流体をスラスト軸受部の軸心近傍から外周部に向けて吸い出すポンプアウト方式に形成され、前記ラジアル軸受部で対向する前記シャフトの外周面もしくは前記スリーブの内周面のいずれか一方の対向面に、軸方向の両端につながる軸に平行な、もしくは軸に対して傾斜した少なくとも1つの溝が設けられていることを特徴とする動圧軸受。

20

25. 前記ラジアル軸受部に設けられた溝が、軸方向の一部において前記溝の中間で一旦閉塞し、その閉塞した部分における軸受部材の軸に垂直な断面が略真円状に形成されていることを特徴とする、請求項24に記載の動圧軸受。

25

26. 前記ラジアル軸受部に設けられた溝は、その深さが軸受径に対して $0.005$ 以下、 $0.0001$ 以上の比率であることを特徴とする、請求項24又は請求項25に記載の動圧軸受。

27. ラジアル軸受部と、前記ラジアル軸受部の軸方向両端にある一对のスラスト軸受部とからなり、前記ラジアル軸受部は、前記一对のスラスト軸受部とそ



れぞれ連通し、前記一对のスラスト軸受部のうち少なくとも一方のスラスト軸受部が、流体を軸心付近から外周方向へ導くポンプアウト方式のスラスト軸受部であることを特徴とする動圧軸受。

5        28.    軸方向両端面に同軸に配した小径円柱部をそれぞれ有する円柱状のシャフトと、前記シャフトの軸に平行な外周面に回転自在に嵌装される中空円筒状のスリーブと、前記スリーブの軸方向両端面に同軸に取付けられ、前記シャフトの各小円柱部をそれぞれ間隙を設けて貫通させる貫通孔を有する一对のドーナツ状のスラスト板とを備え、前記シャフトの軸に平行な外周面と前記スリーブの軸に  
10    平行な中空内周面との間でラジアル軸受部を構成し、前記一对のスラスト板と、前記シャフトの軸方向両端面であって、前記一对のスラスト板とそれぞれ対向するスラスト対向面との間で一对のスラスト軸受部を構成し、前記ラジアル軸受部が前記一对のスラスト軸受部とそれぞれ連通し、前記各スラスト軸受部で対向するスラスト板もしくはスラスト対向面のいずれか一方の面には、当該スラスト板  
15    とスラスト対向面との間の相對運動によってスラスト動圧を発生する溝が設けられ、前記一对のスラスト軸受部の内少なくともいずれか一方のスラスト軸受部における前記スラスト動圧を発生する溝が、当該スラスト軸受部の軸心付近から外周方向に流体を圧送するポンプアウト方式の溝に形成されていることを特徴とする動圧軸受。

20        29.    一方の軸方向端面に同軸に配した小径円柱部を有する円柱状のシャフトと、前記シャフトの軸に平行な外周面に回転自在に嵌装された中空円筒状のスリーブと、前記スリーブの一方の軸方向端面に同軸に取付けられ、前記シャフトの小径円柱部を間隙を設けて貫通させる貫通孔を有するドーナツ状の第1のスラスト板と、前記スリーブの他方の軸方向端面に同軸に取付けられ、前記スリーブの中  
25    中空円筒部の当該端面を閉塞する円板状の第2のスラスト板とを備え、前記シャフトの軸に平行な外周面と前記スリーブの軸に平行な中空内周面との間でラジアル軸受部を構成し、前記第1のスラスト板と、前記シャフトの小径円筒部を有する側の軸方向端面であって、前記第1のスラスト板と対向する第1のスラスト対

- 向面との間で第1のスラスト軸受部を構成し、前記第2のスラスト板と、前記シャフトの小径円柱部を有しない側の軸方向端面であって、前記第2のスラスト板と対向する第2のスラスト対向面との間で第2のスラスト軸受部を構成し、前記ラジアル軸受部が前記第1及び第2のスラスト軸受部とそれぞれ連通し、前記第1のスラスト軸受部で対向する第1のスラスト板もしくは第1のスラスト対向面のいずれか一方の面には、当該第1のスラスト板と第1のスラスト対向面との間の相対運動によって、当該第1のスラスト軸受部の軸心付近から外周方向に流体を圧送してスラスト動圧を発生させるポンプアウト方式の溝が形成され、前記第2のスラスト軸受部で対向する第2のスラスト板もしくは第2のスラスト対向面のいずれか一方の面には、当該第2のスラスト板と第2のスラスト対向面との間の相対運動によって、当該第2のスラスト軸受部の外周側から軸心方向に流体を圧送してスラスト動圧を発生させるポンプイン方式の溝が形成されていることを特徴とする動圧軸受。
- 5
- 10
- 15 30. 前記ラジアル軸受部を構成する前記シャフトの外周面、もしくは前記スリーブの中空内周面のいずれか一方の面に、前記一对のスラスト軸受部相互間での流体の流動を促進する溝が設けられていることを特徴とする、請求項27から請求項29のいずれか一に記載の動圧軸受。
- 20 31. 前記流体の流動を促進する溝が、軸に平行な溝、軸に対して傾斜した溝、もしくはヘリングボーン状の溝のいずれかであることを特徴とする、請求項30に記載の動圧軸受。
- 25 32. 前記一对のスラスト軸受部のいずれか一方がポンプアウト方式、いずれか他方がポンプイン方式の組み合わせで構成されている場合において、前記軸に対して傾斜した溝、もしくはヘリングボーン状の溝が、前記ラジアル軸受部で対向する前記シャフトの軸に平行な外周面と、前記スリーブの軸に平行な中空内周面との間の相対運動により、ラジアル軸受部に介在する流体を、ポンプアウト方式の溝が設けられているスラスト軸受部からポンプイン方式の溝が設けられてい

るスラスト軸受部へ流動させる方向の傾斜であることを特徴とする、請求項 3 1  
に記載の動圧軸受。

3 3. 前記傾斜した溝の傾斜は、前記ラジアル軸受部に設けられた溝の始端か  
5 ら終端に至る軸に垂直な面で見たと中心角で、 $10^{\circ}$  以上  $120^{\circ}$  以下であるこ  
とを特徴とする、請求項 3 2 に記載の動圧軸受。

3 4. 前記シャフトが、当該シャフトもしくは前記シャフトの小径円柱部の少  
なくとも一方の軸方向端末に開口して軸に平行に軸方向中央付近まで延びる第 1  
10 の孔と、前記シャフトの軸に平行な外周面の軸方向中央付近に開口して前記第 1  
の孔と連通する軸に略垂直に設けられた少なくとも 1 つの第 2 の孔とを備え、前  
記第 1 及び第 2 の孔を介してラジアル軸受部が軸受外部と導通していることを特  
徴とする、請求項 2 8 から請求項 3 3 のいずれか一に記載の動圧軸受。

3 5. 前記シャフトが軸受の固定側の部材を構成し、前記スリーブが、前記シ  
ャフトを中心として回転する回転側の部材を構成することを特徴とする、請求項  
2 8 から請求項 3 4 のいずれか一に記載の動圧軸受。

3 6. 中空円筒状のシャフト、及び前記シャフトの軸に平行な外周面に回転可  
能に嵌装される中空円筒状のスリーブからなり、前記シャフトと前記スリーブと  
の相対回転によってラジアル動圧を発生させるラジアル軸受部と、  
前記シャフトの軸方向端面において前記シャフトの軸に垂直に固定される前記シ  
ャフトと同軸の貫通孔を有する円板状のスラスト板、及び前記スラスト板に対向  
する前記スリーブの軸方向端面であるスラスト対向面からなり、前記スラスト板  
25 と前記スラスト対向面との相対回転によってスラスト動圧を発生させるスラスト  
軸受部と、の両軸受部から構成される動圧軸受において、

前記シャフトの中空内周面に密着嵌合されて前記シャフトとの間の相対移動が  
拘束される拘束部材と、前記拘束部材との間の係合手段を有する固定部材と、を  
更に備え、前記係合手段を利用し、前記スラスト板の貫通孔を貫通して前記拘束

部材と前記固定部材とが係合することにより、前記シャフトと前記スラスト板とを固定することを特徴とする動圧軸受。

5 37. 前記係合手段が、前記拘束部材もしくは前記固定部材のいずれか一方から延びる雄ねじと、いずれか他方の穿孔に設けられた雌ねじとの間のねじ係合であり、両ねじを締め付けることによって前記シャフトと前記スラスト板とを固定するものであることを特徴とする、請求項36に記載の動圧軸受。

10 38. 前記シャフトの中空内周面に密着嵌合した状態で前記中空内周面と対向する前記拘束部材の外周面に、軸方向に沿って一端が前記拘束部材の端面に開放し、他端が前記外周面で閉塞する少なくとも1条の溝が設けられていることを特徴とする、請求項36又は請求項37に記載の動圧軸受。

15 39. 前記拘束部材に、前記シャフト中空部と同軸に軸方向に延びて前記シャフトの端面から突出して延びる円筒状の延長部が形成され、前記延長部に前記スラスト板の貫通孔が密着嵌合することを特徴とする、請求項36から請求項38のいずれか一に記載の動圧軸受。

20 40. 前記シャフトが、軸方向の両端に一对の前記スラスト板を固定することを特徴とする、請求項36から請求項39のいずれか一に記載の動圧軸受。

25 41. 前記シャフト、前記スリーブ、前記スラスト板、前記スラスト対向面の内のいずれか1つ、もしくは2つ以上の少なくとも軸受部で対向する部分が、セラミックス材料で形成されていることを特徴とする、請求項1から請求項40のいずれか一に記載の動圧軸受。

42. 前記セラミックス材料が、アルミナ、ジルコニア、炭化ケイ素、窒化珪素、サイアロンからなる群の中から選択されることを特徴とする、請求項41に記載の動圧軸受。

- 4 3. 請求項 1 から請求項 4 2 のいずれかーに記載の動圧軸受を備えていることを特徴とするスピンドルモータ。
- 5 4 4. ラジアル軸受部とスラスト軸受部とを備えた動圧軸受と、前記動圧軸受の固定側となる部材を固定するベースと、前記ベースに取り付けられた電磁石と、前記動圧軸受の回転側となる部材に取り付けられたロータと、前記ロータに取り付けられ、前記電磁石と対向するロータ磁石とを備えたスピンドルモータにおいて、
- 10 前記動圧軸受が、請求項 2 7 から請求項 3 5 のいずれかーに記載の動圧軸受からなり、前記ロータ磁石のセンタを、前記電磁石のセンタに対して鉛直方向で同一高さ、もしくは鉛直方向下側に配置したことを特徴とするスピンドルモータ。
- 15 4 5. 請求項 4 3 又は請求項 4 4 に記載のスピンドルモータを備えていることを特徴とする記憶装置、もしくはバーコード走査装置。

図1

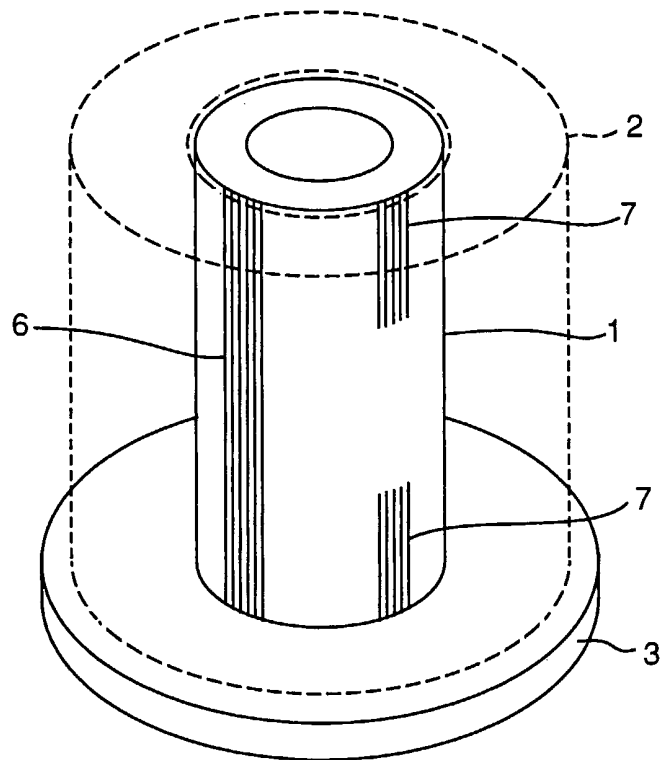


図2

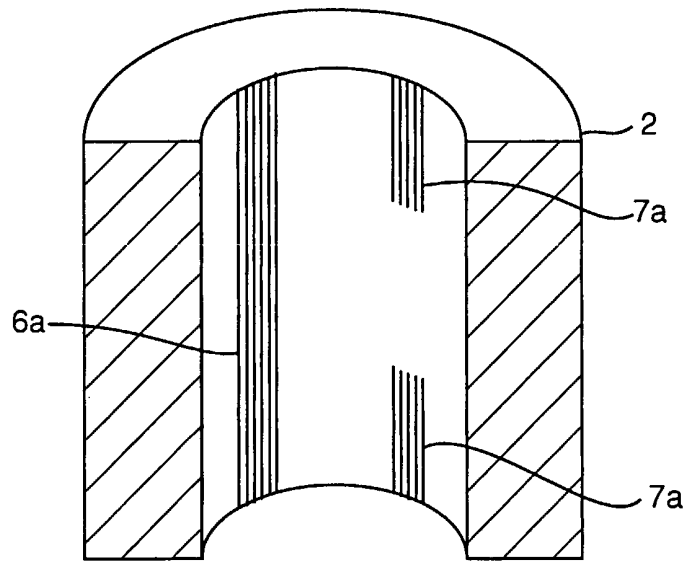


図 3

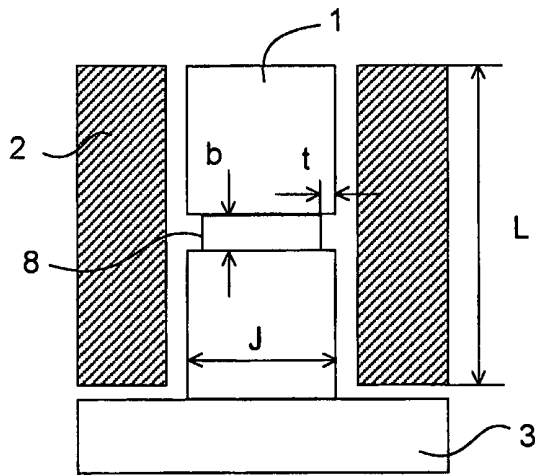


図 4

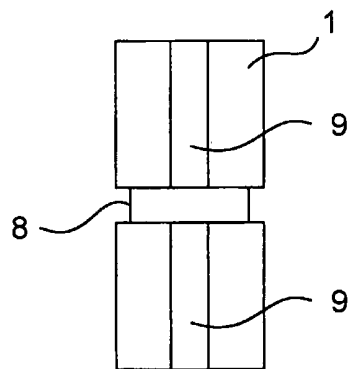


図 5

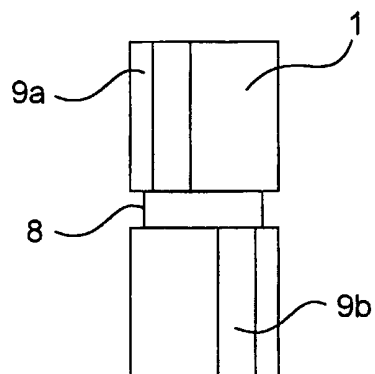




図 6

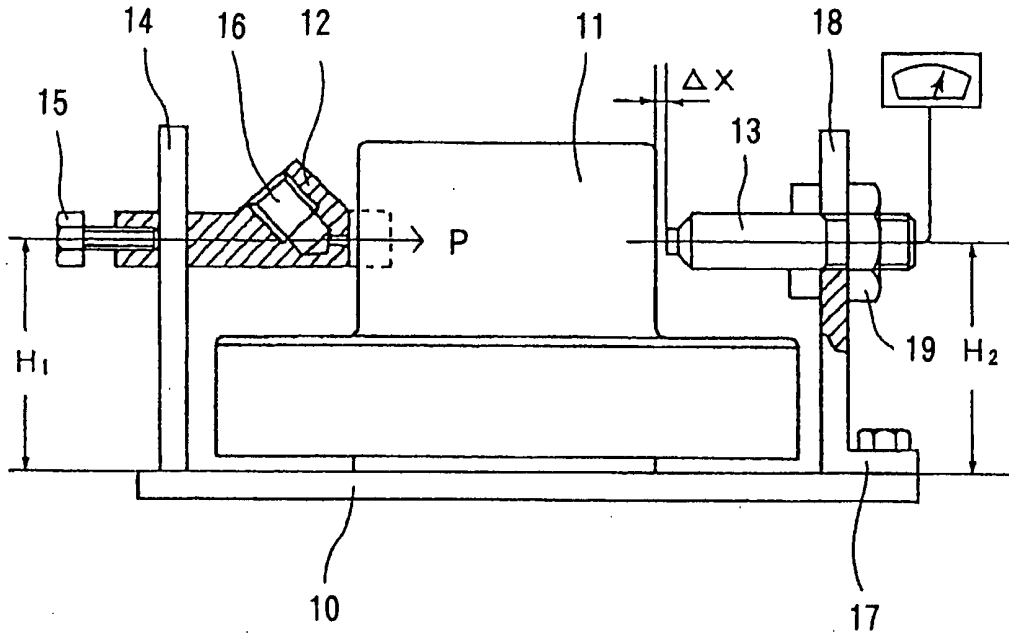


図 7

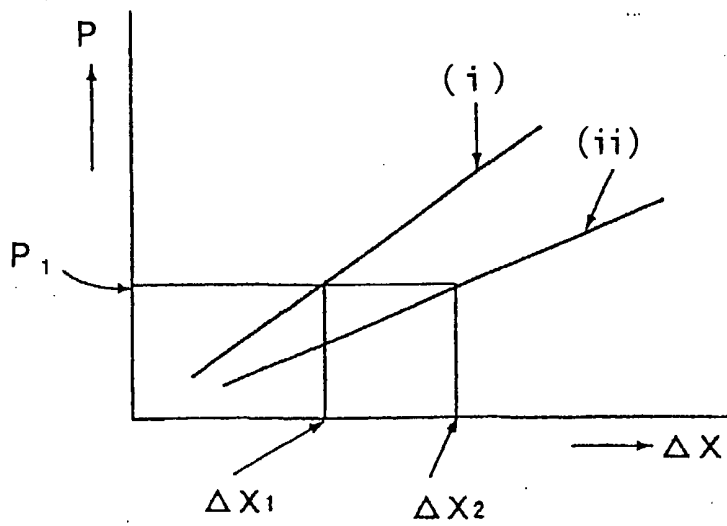


図 8

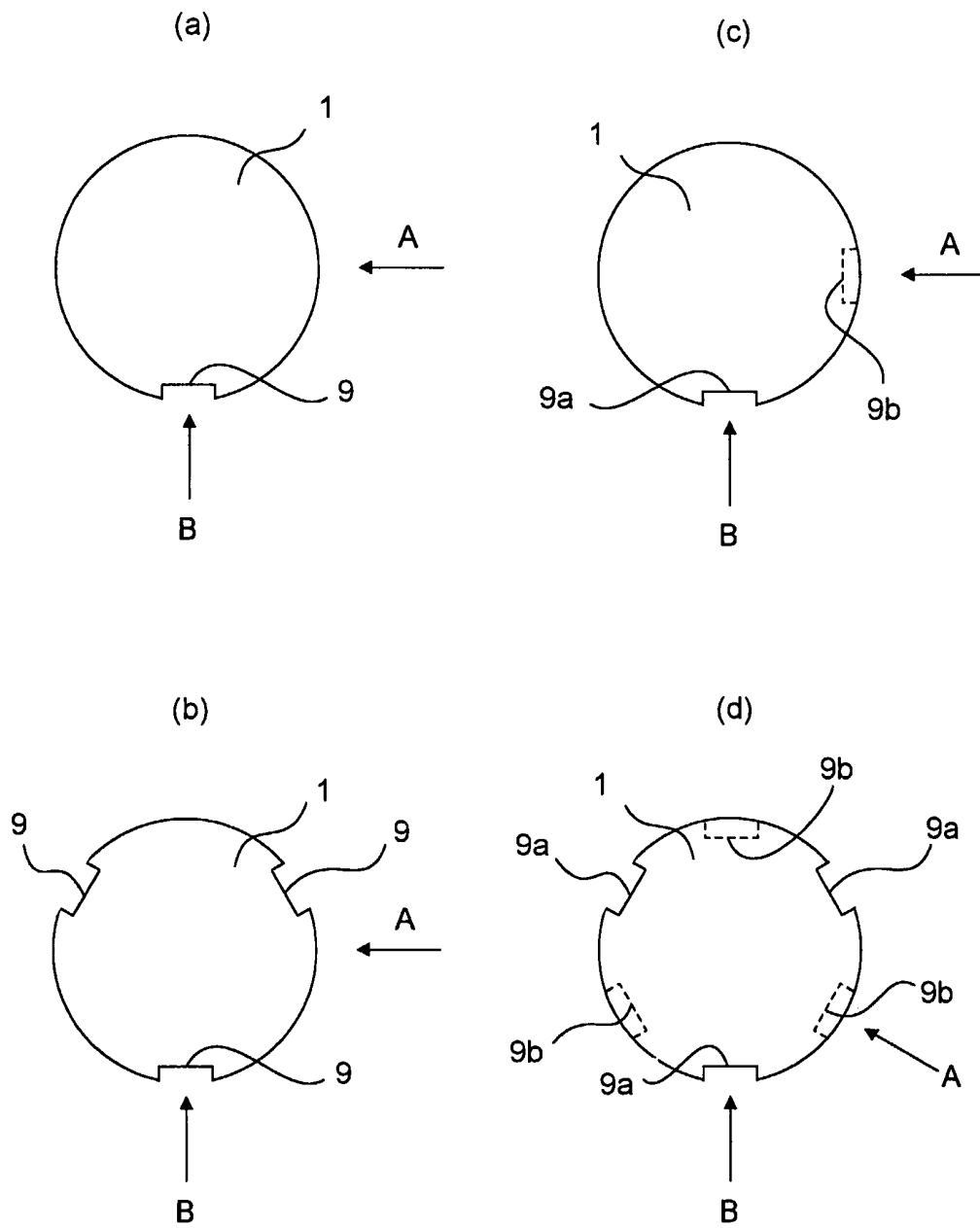


図 9

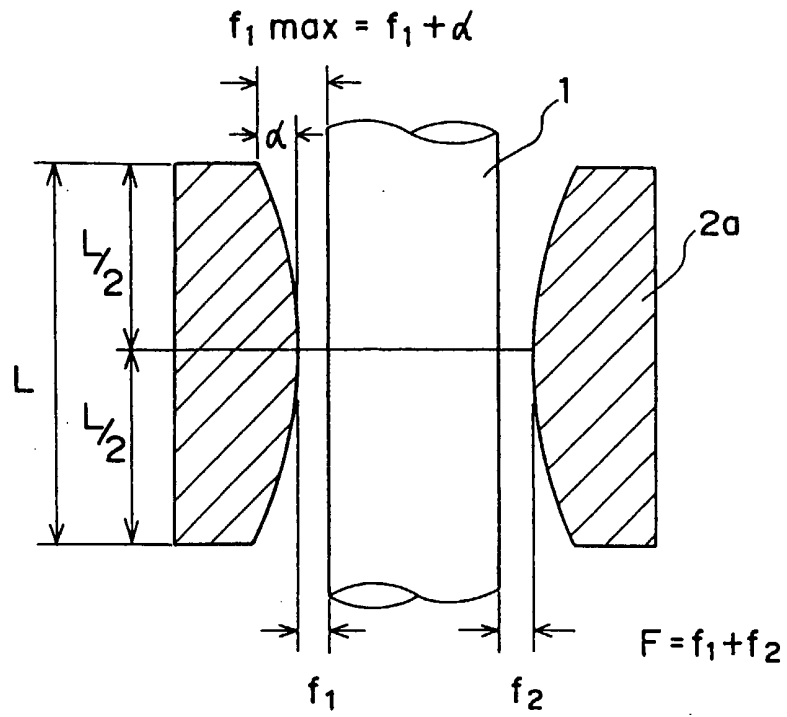


図 10

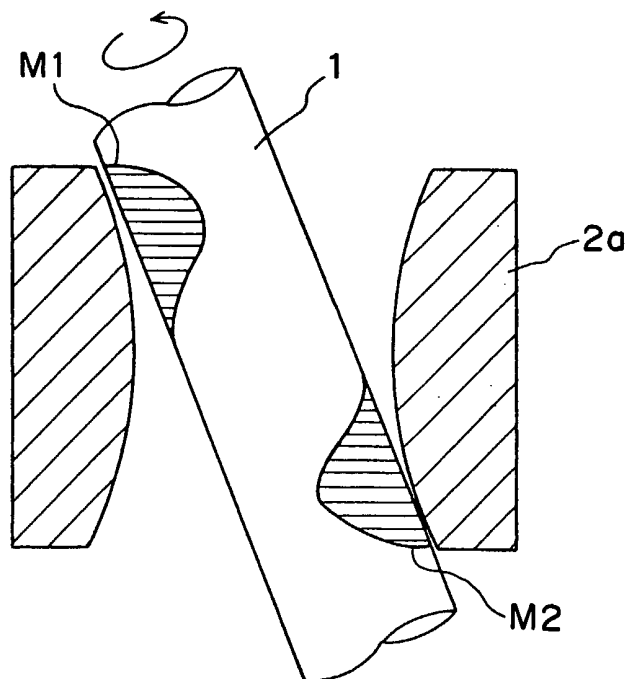


図 11

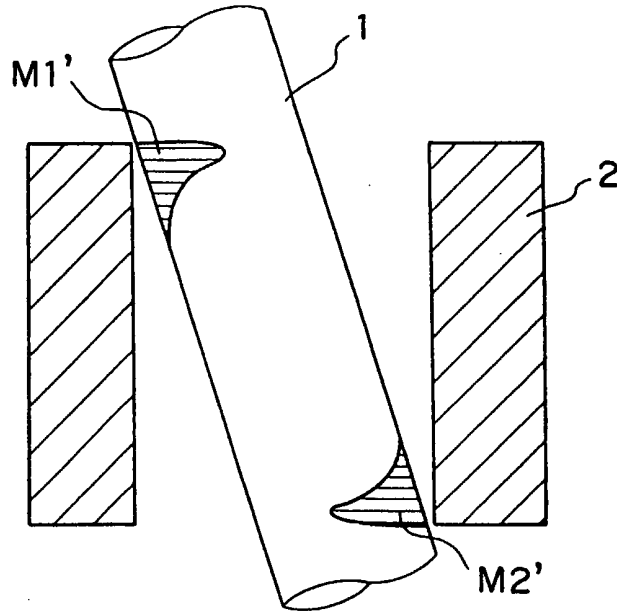


図 12

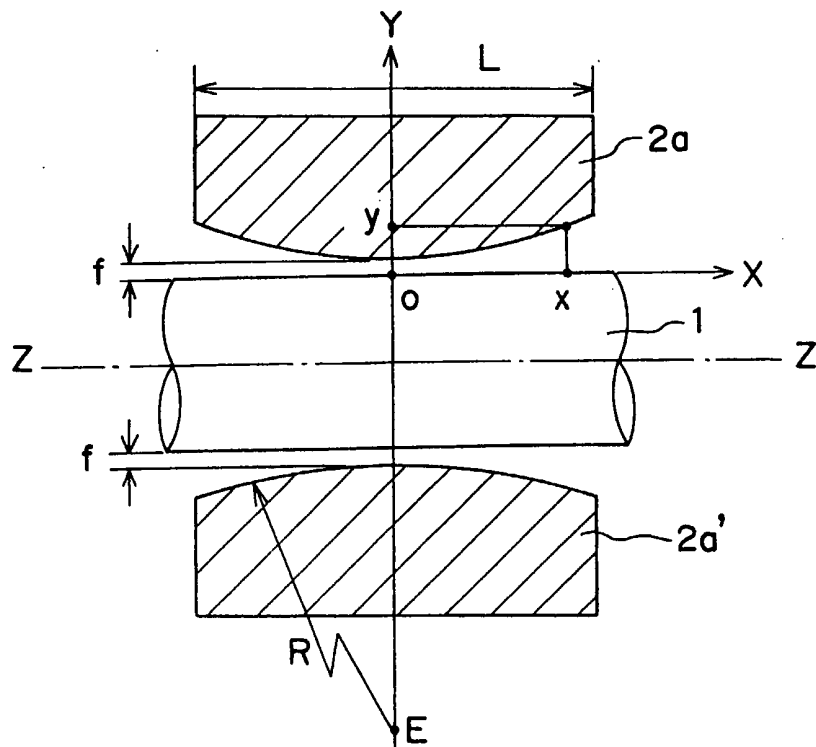


図13

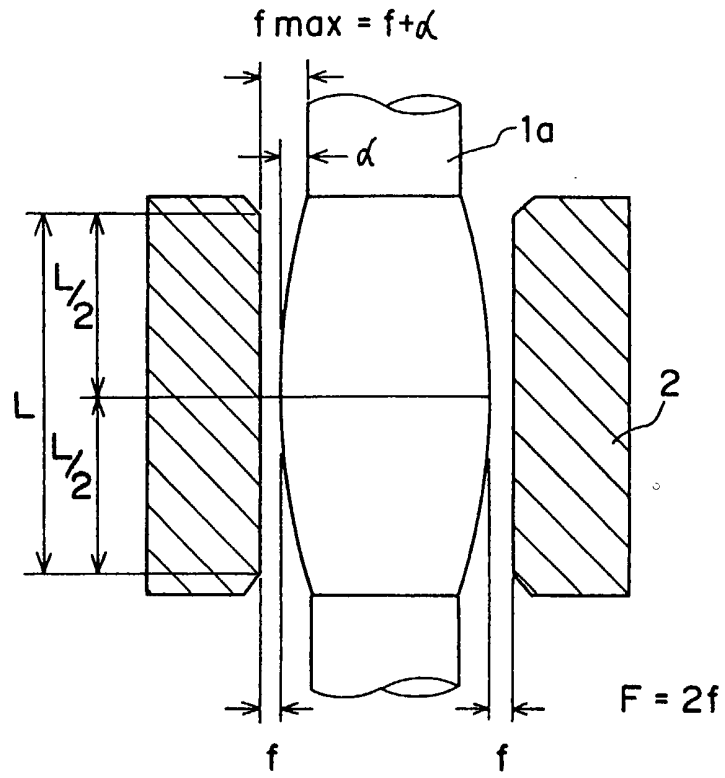


図14

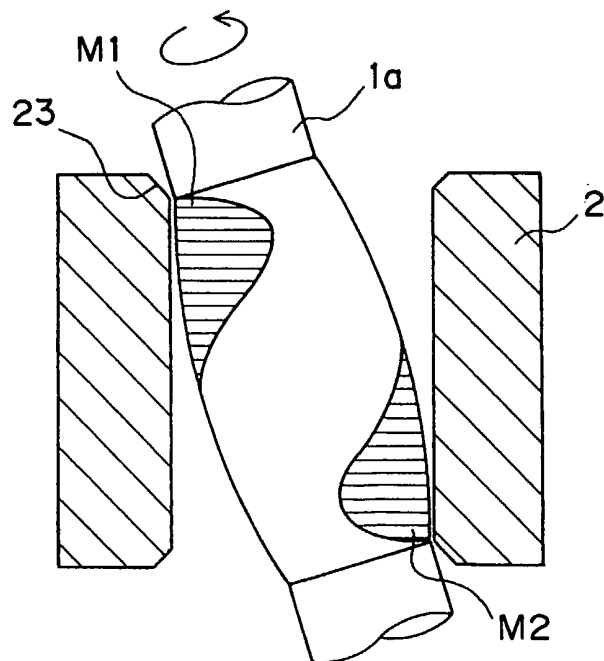


図15

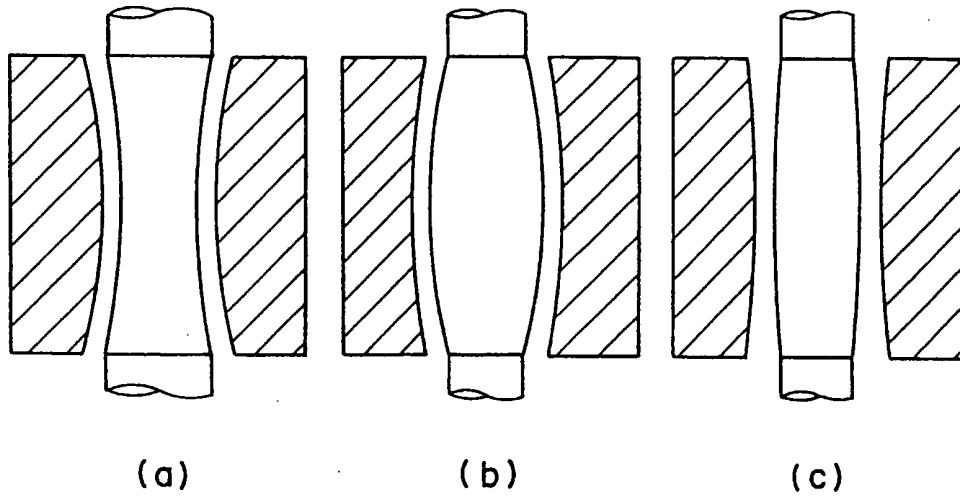


図16

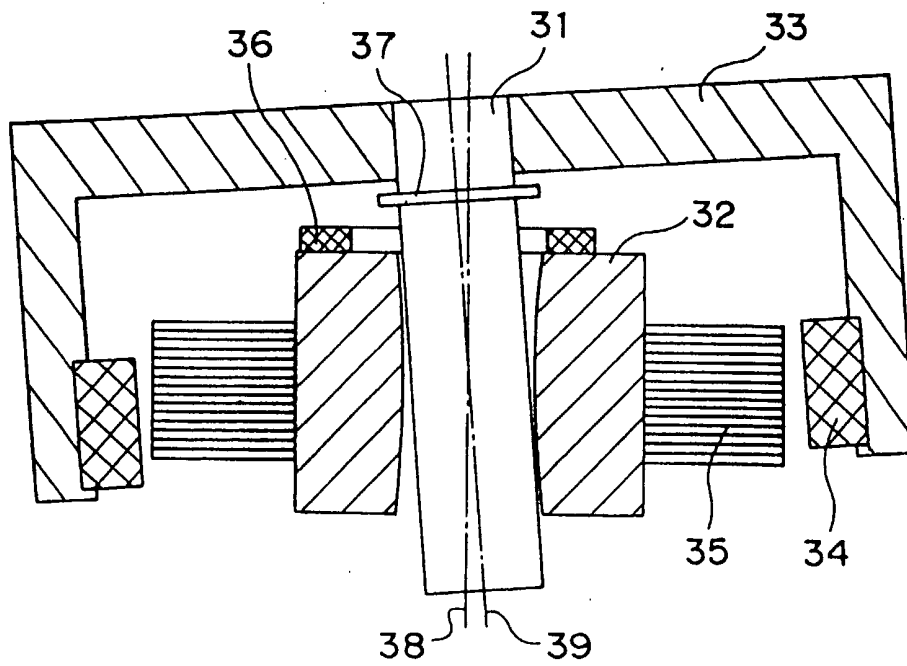
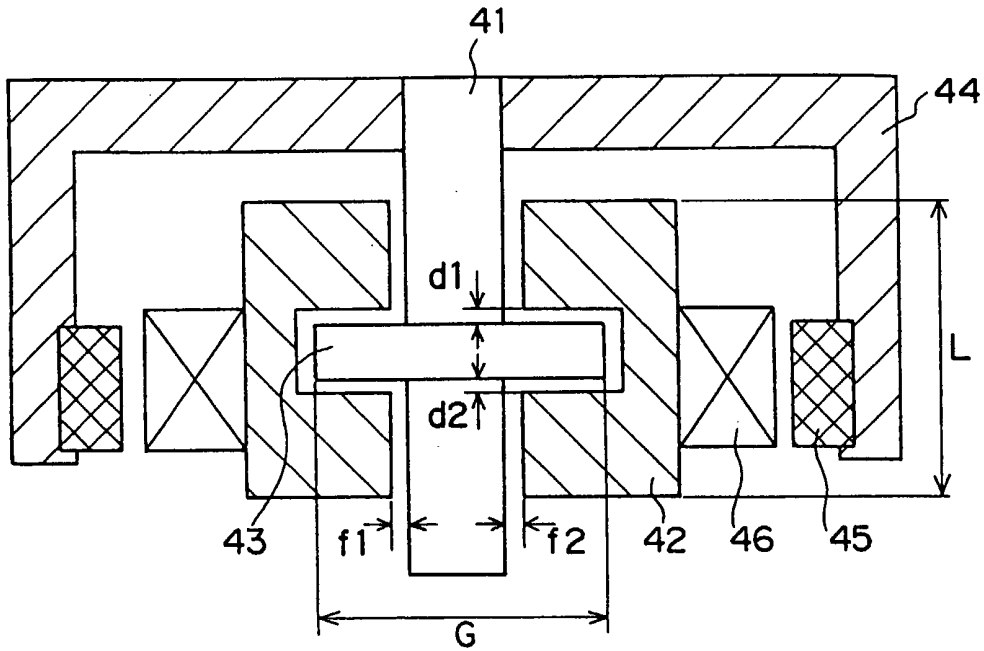


図 17



$$F = f1 + f2, D = d1 + d2$$

図 18

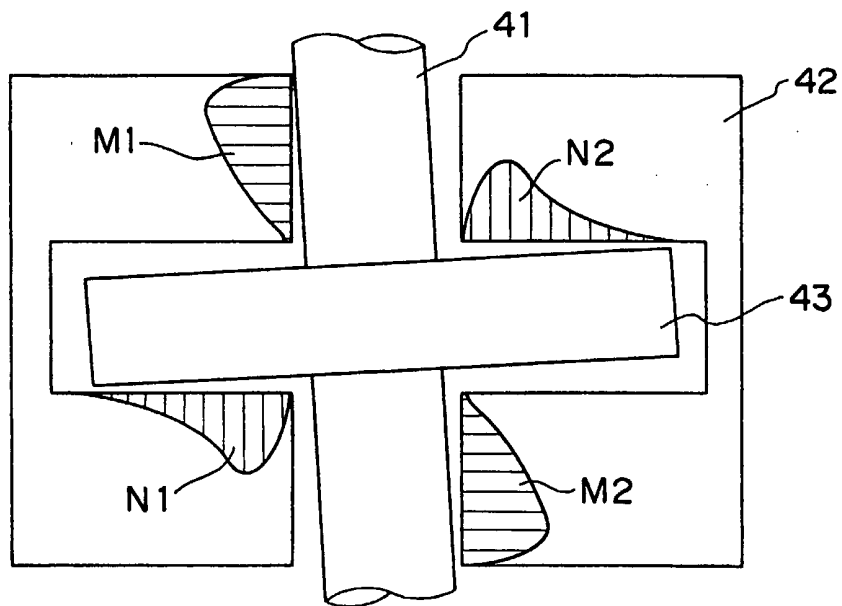


図 19

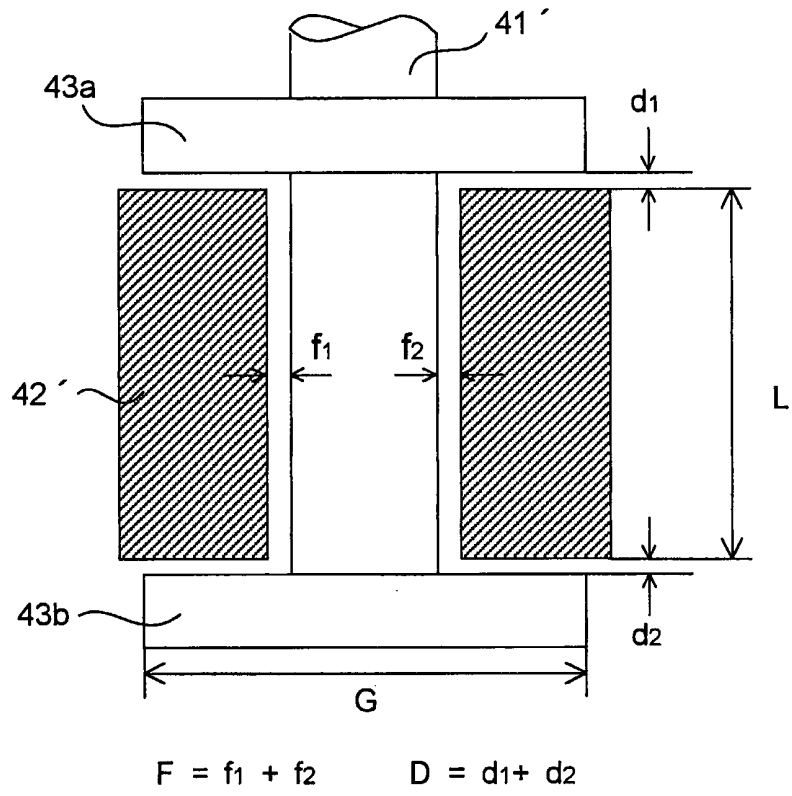




図 20

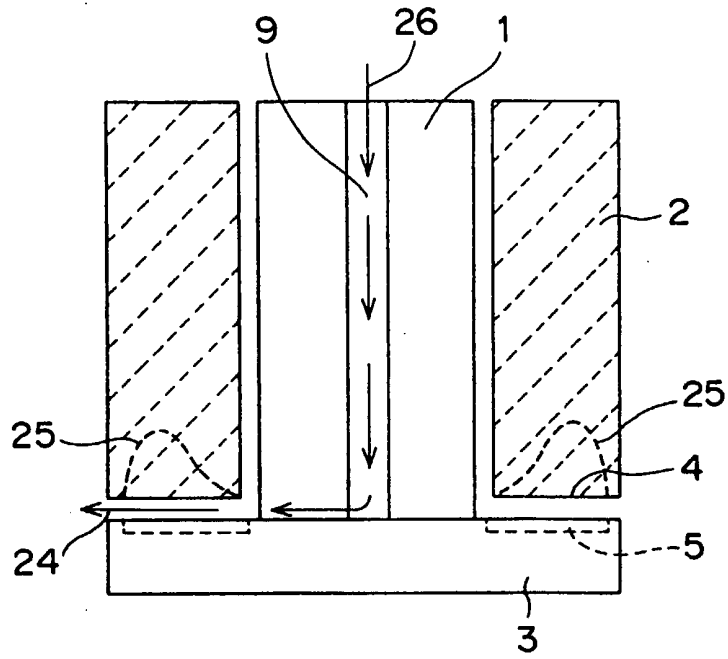


図 21

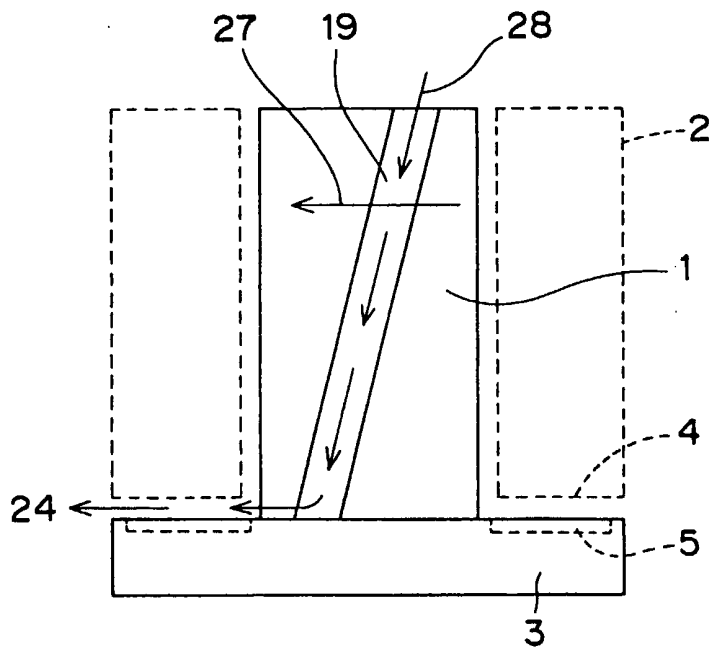


図 22

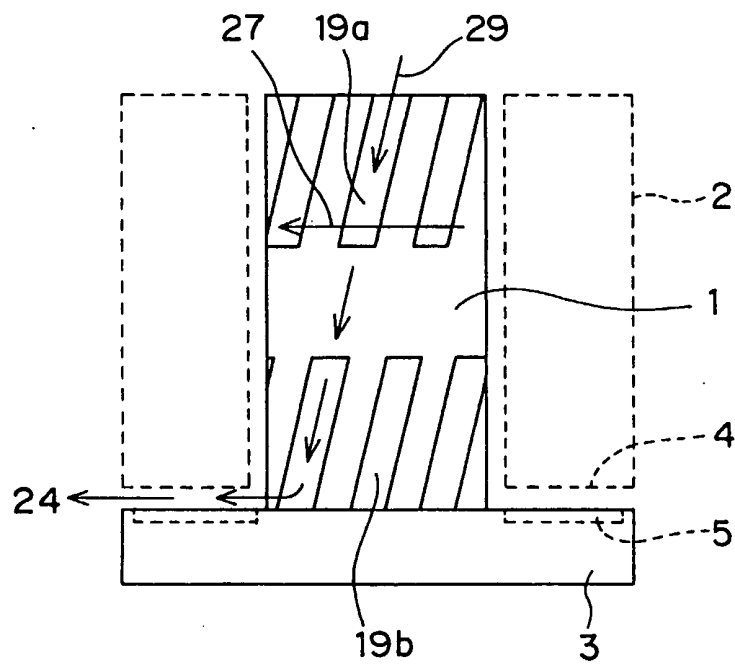


図 23

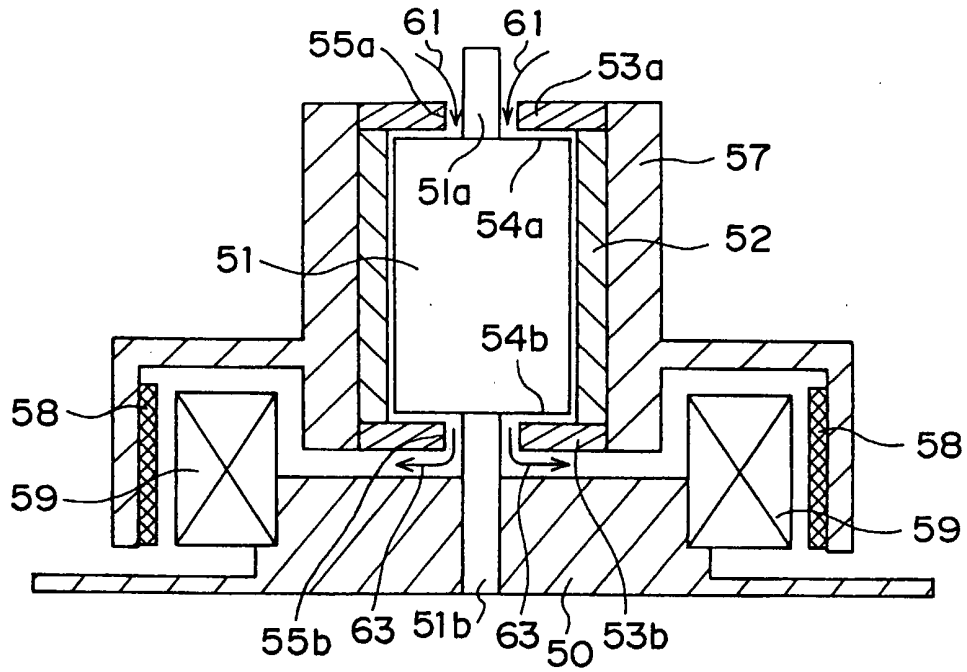


図 24

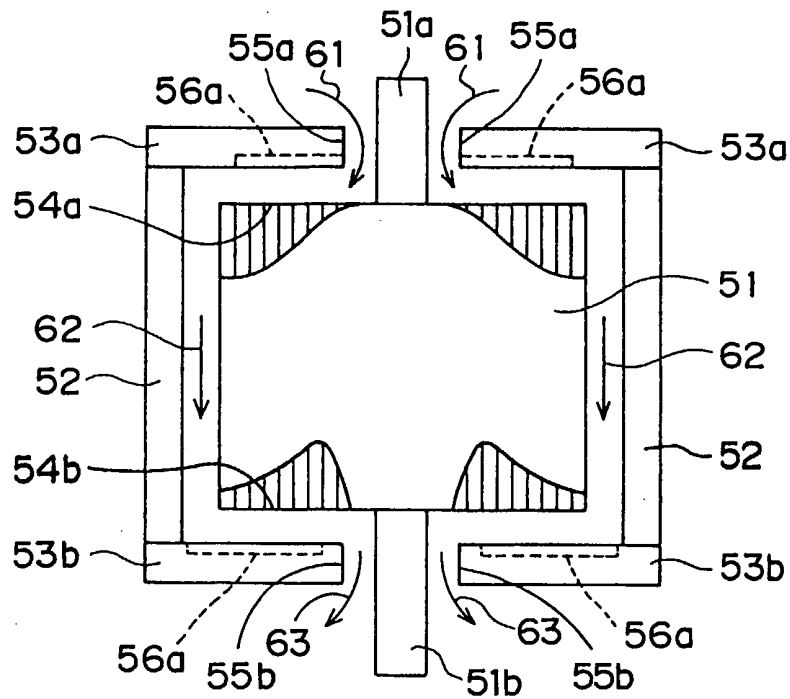
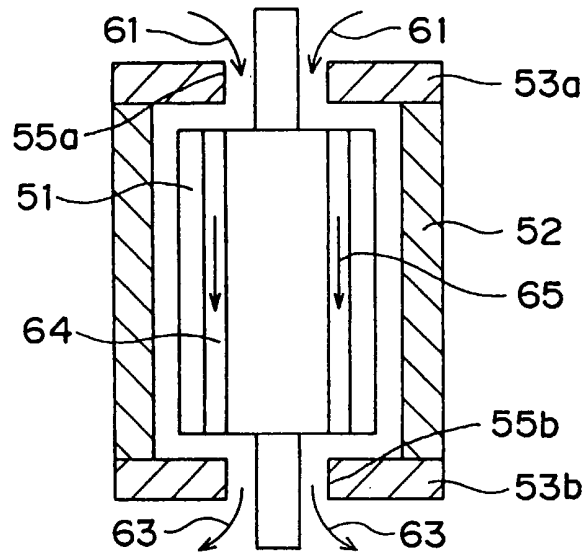


図 25

(a)



(b)

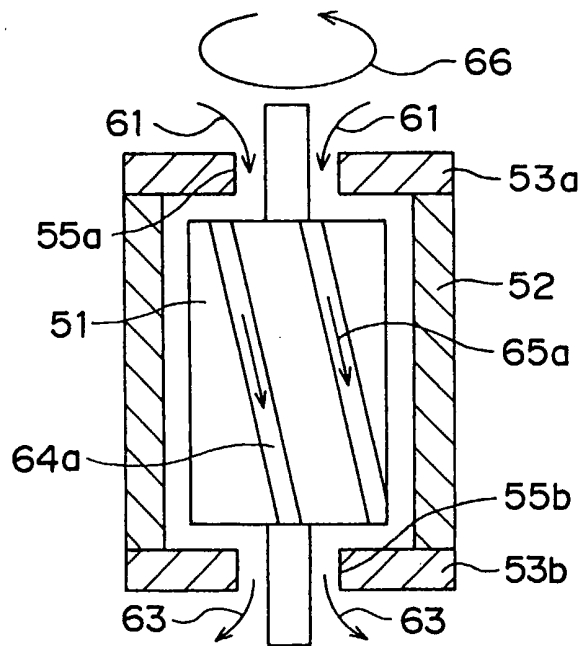


図 26

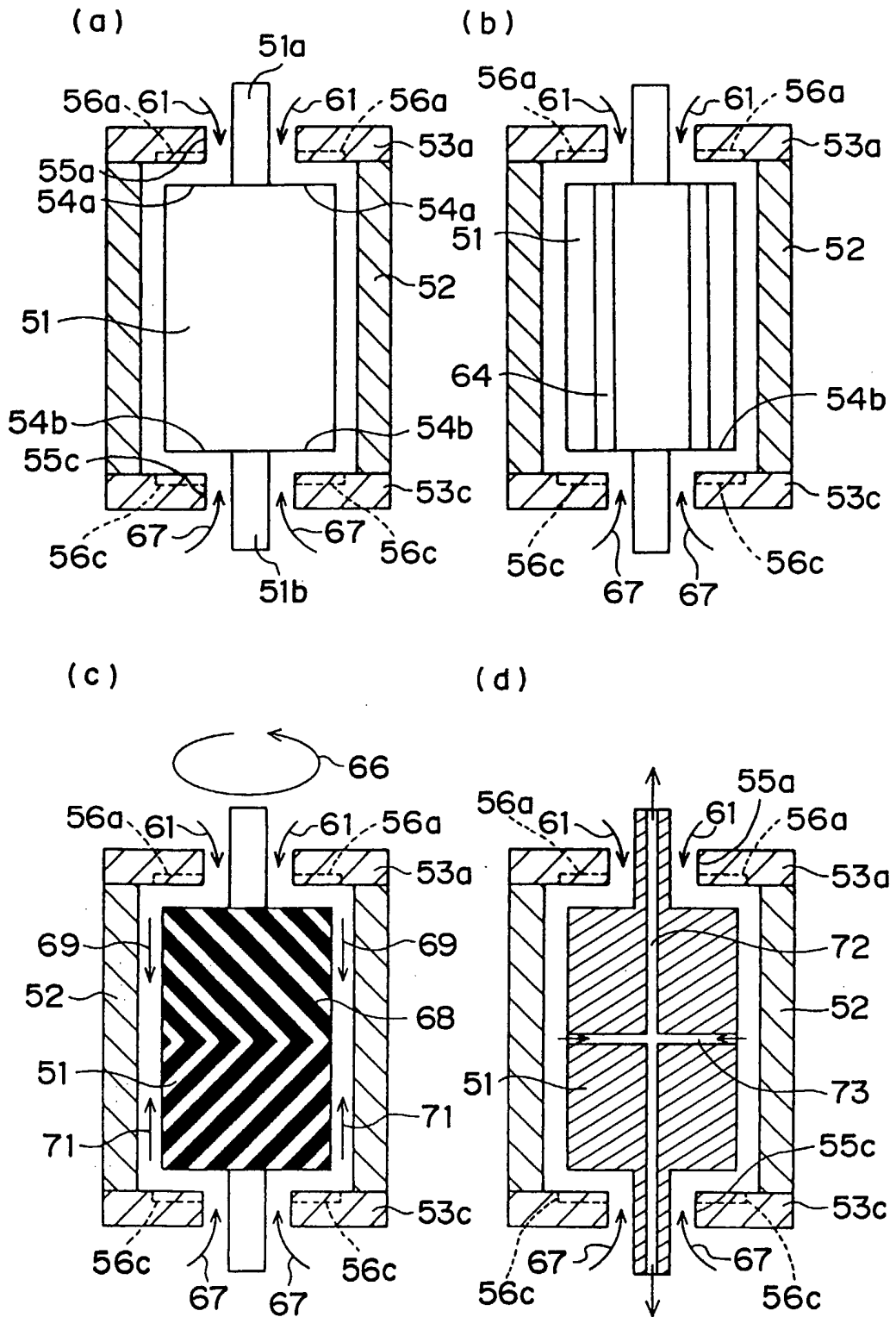


図27

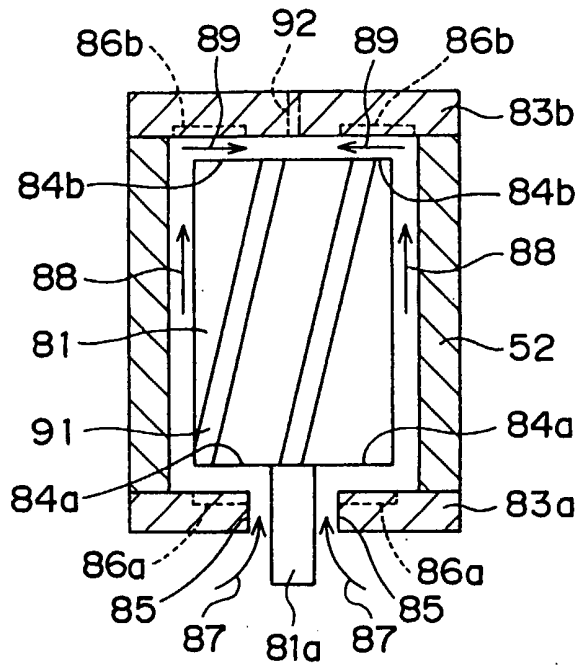


図28

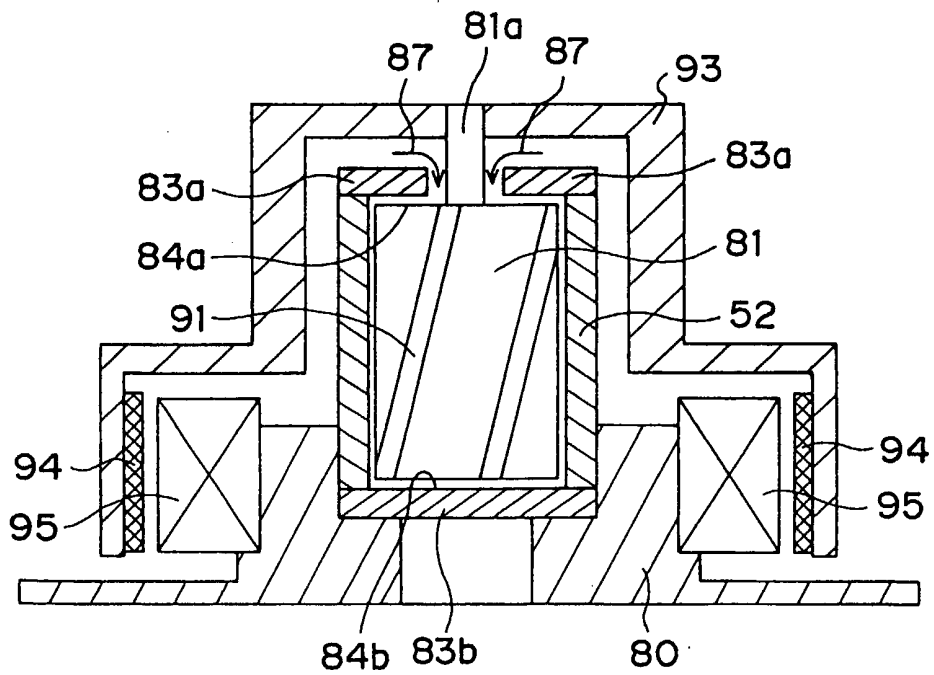


図 29

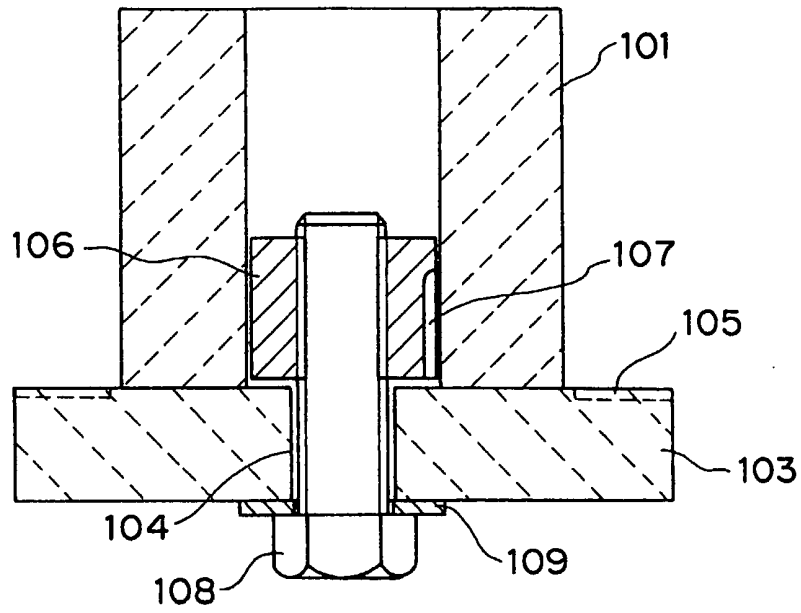


図 30

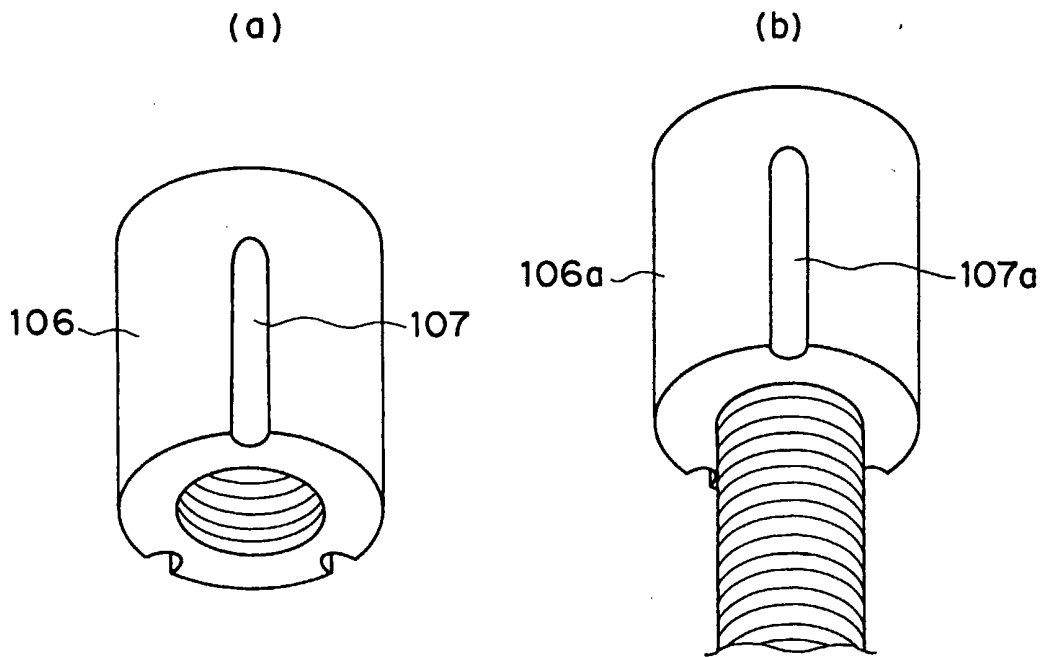


図31

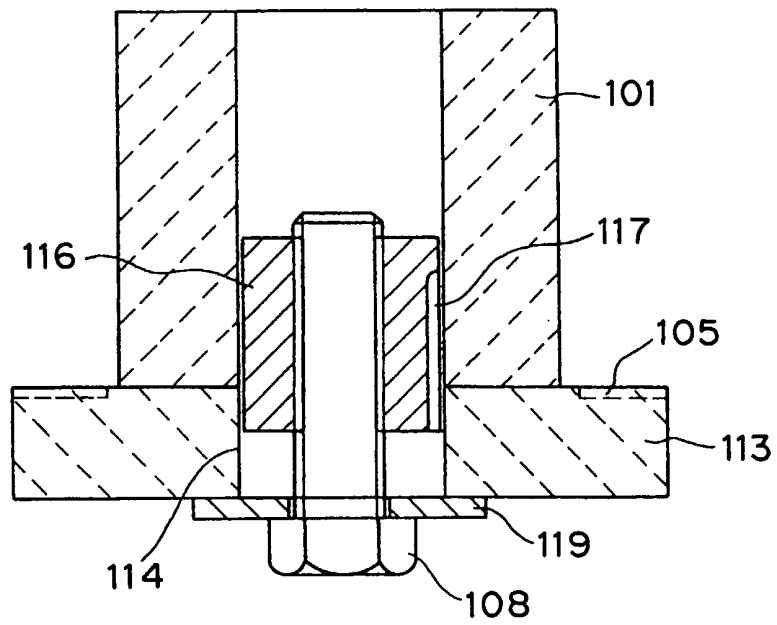


図32

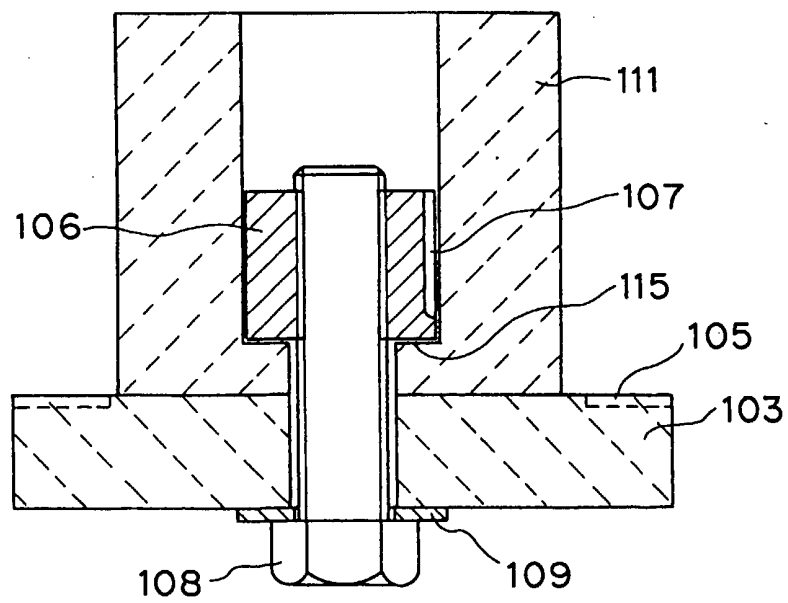




図 33

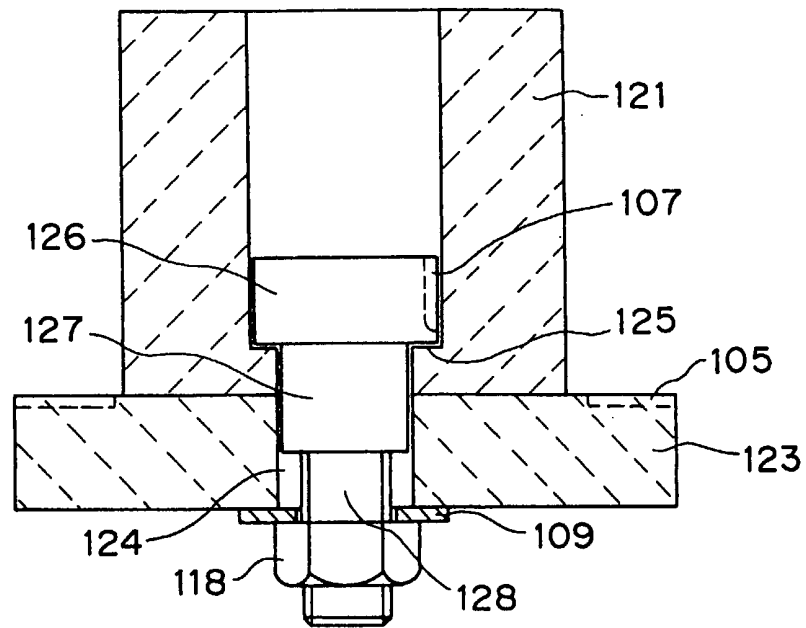


図 34

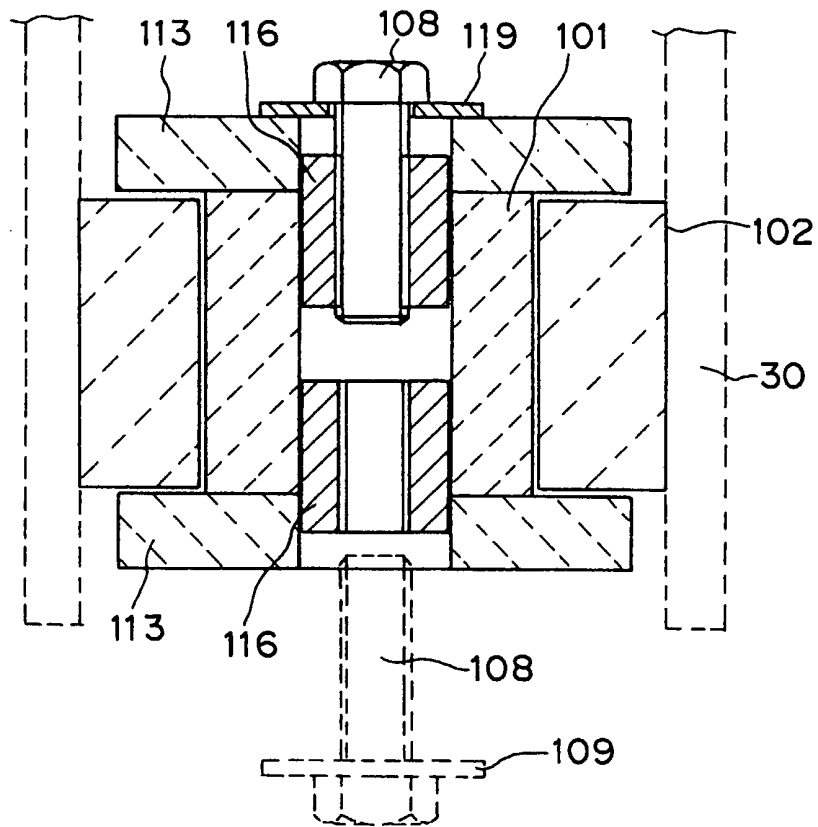


図 35

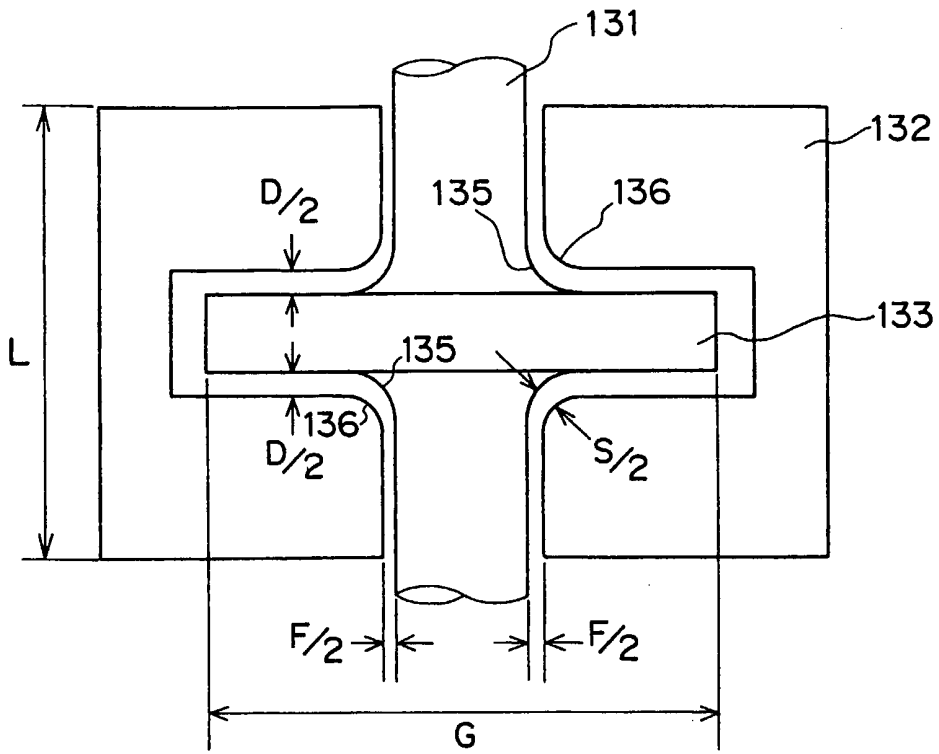


図 36

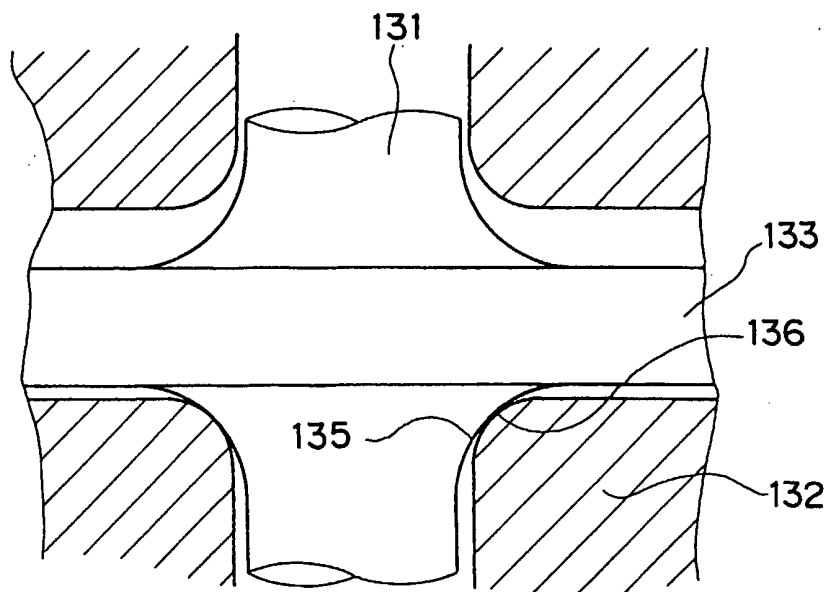


図 37

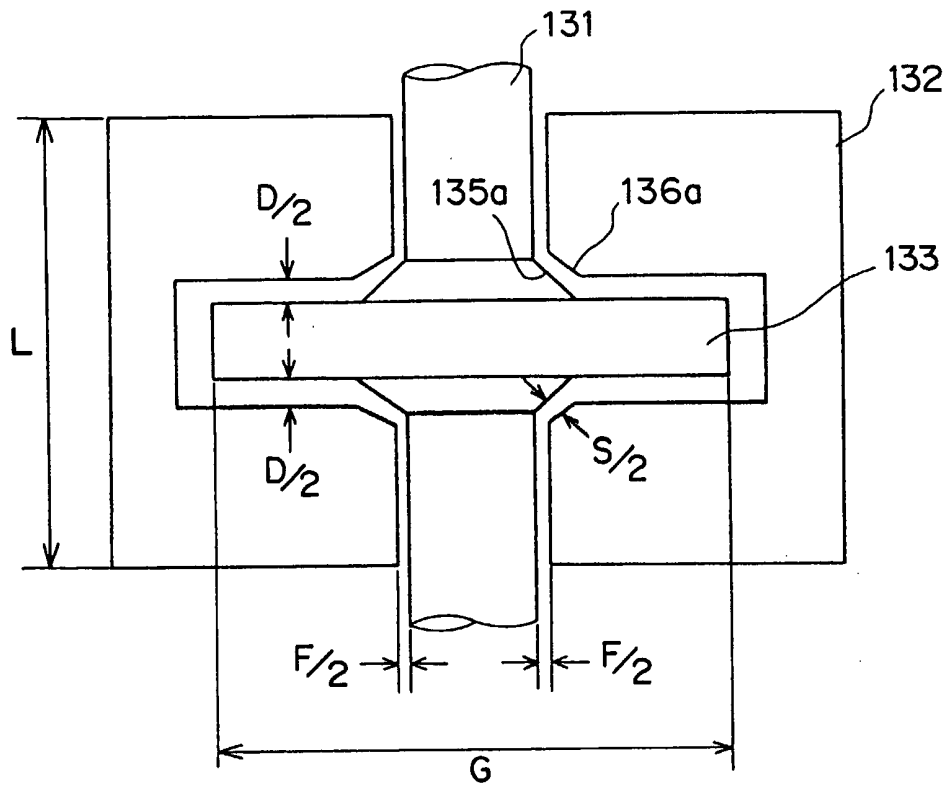


図 38

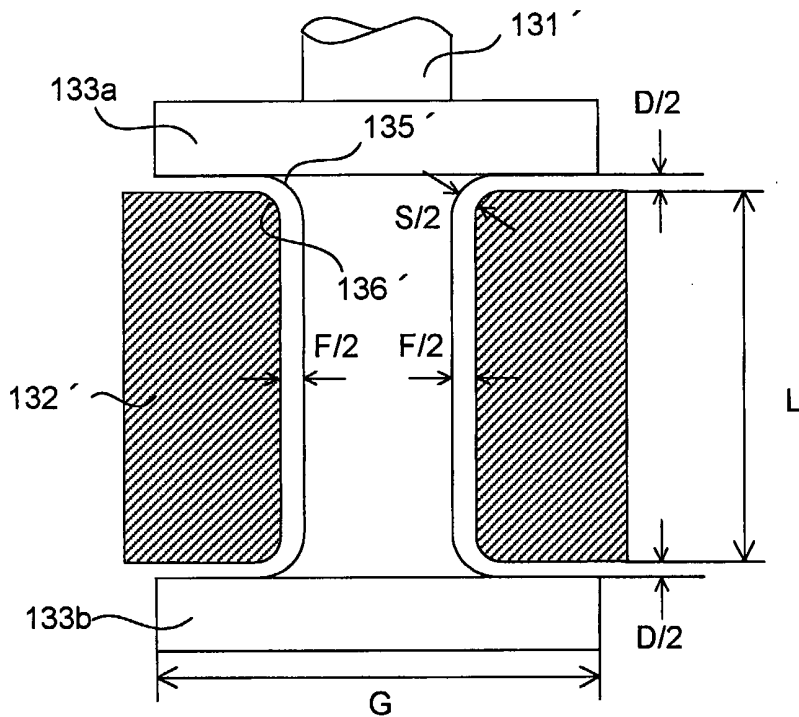


図 39

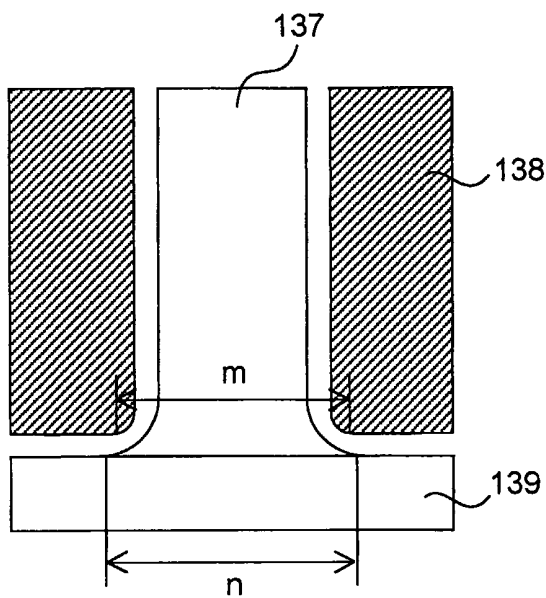


図40

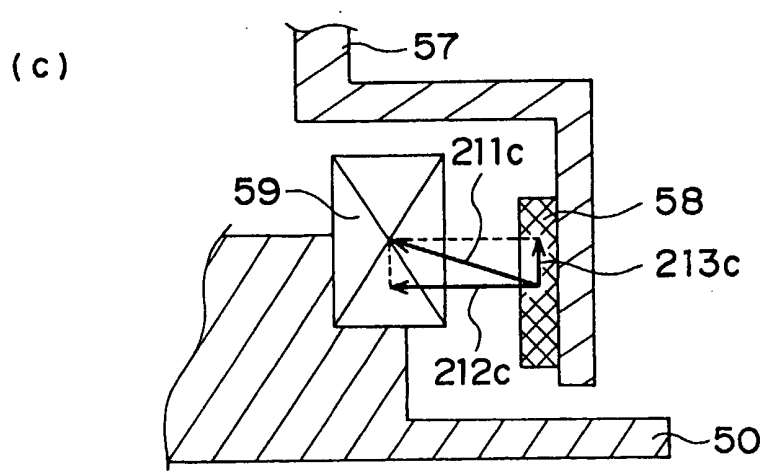
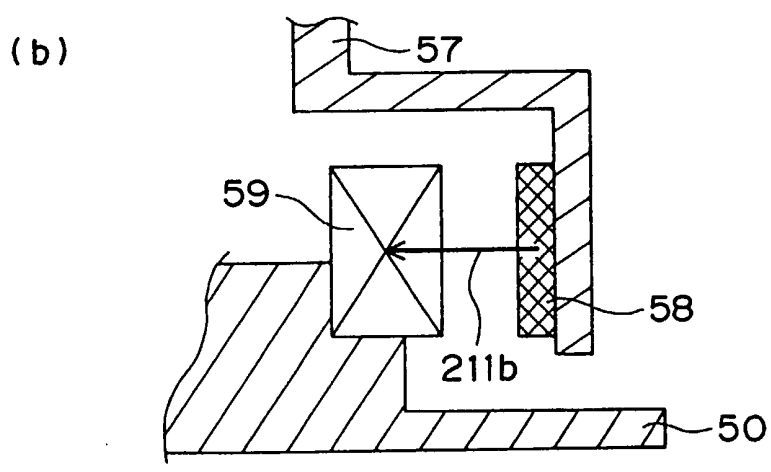
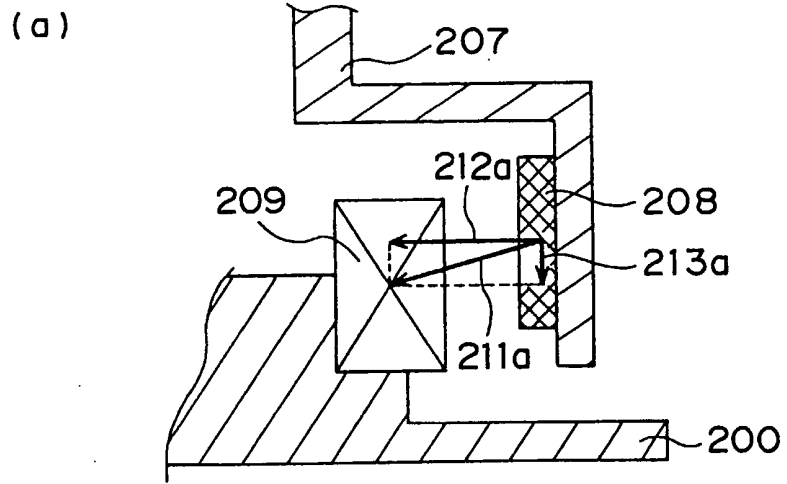


図41

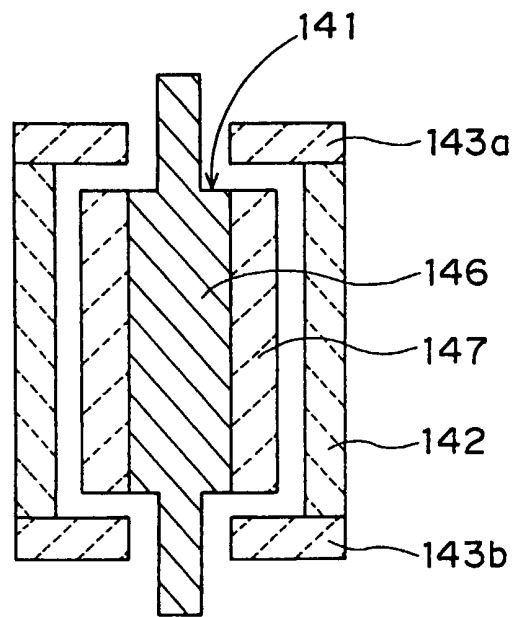


図42

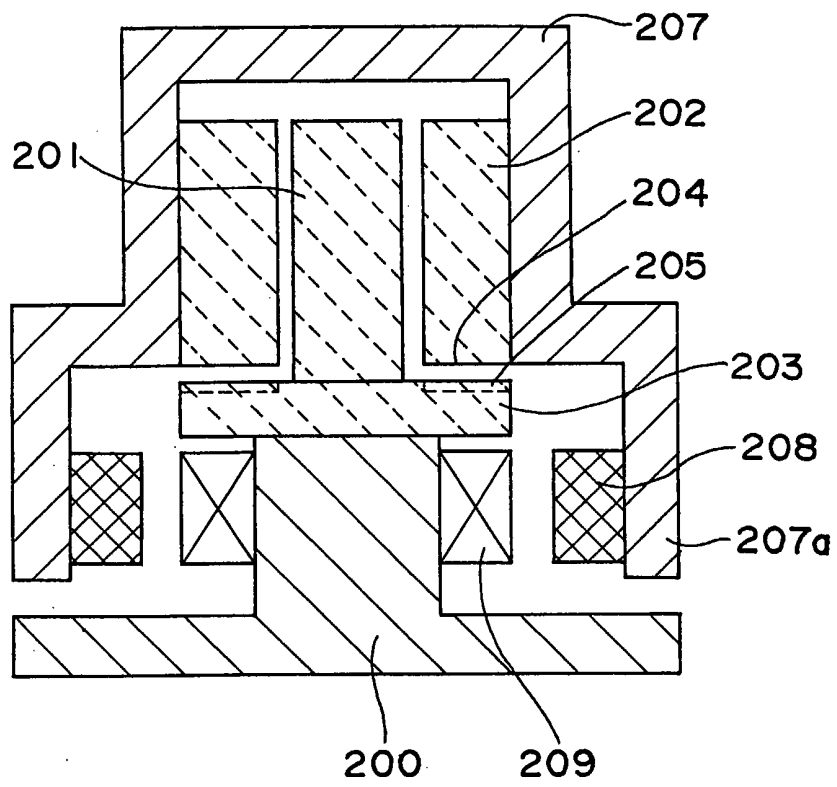




図 43

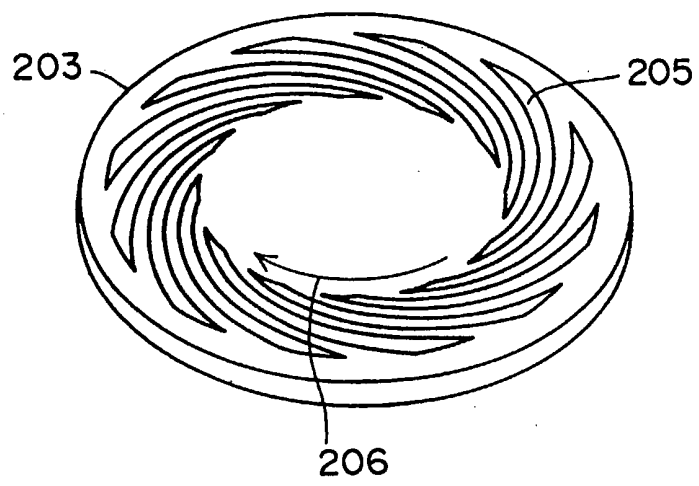


図 4 4

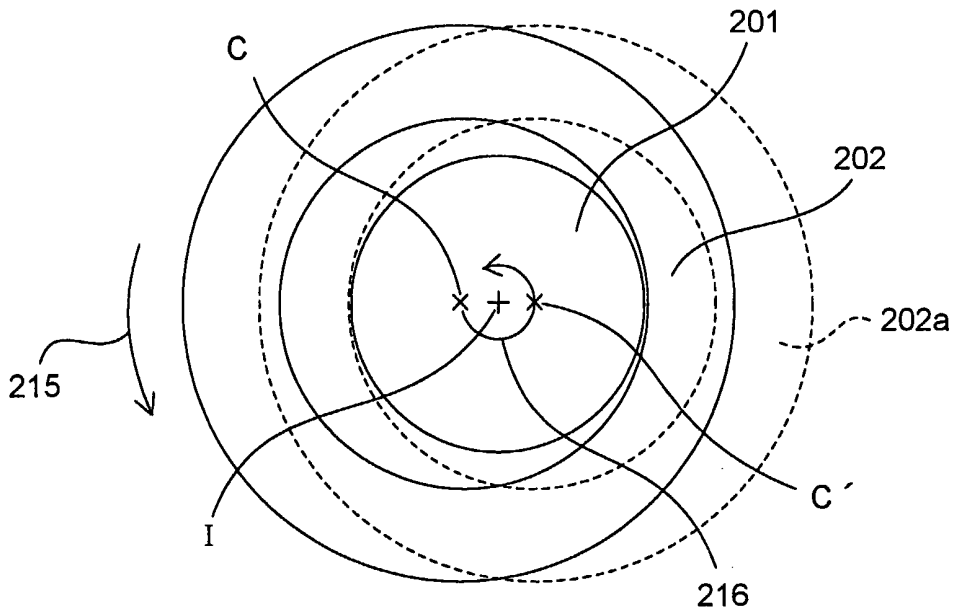


図 4 5

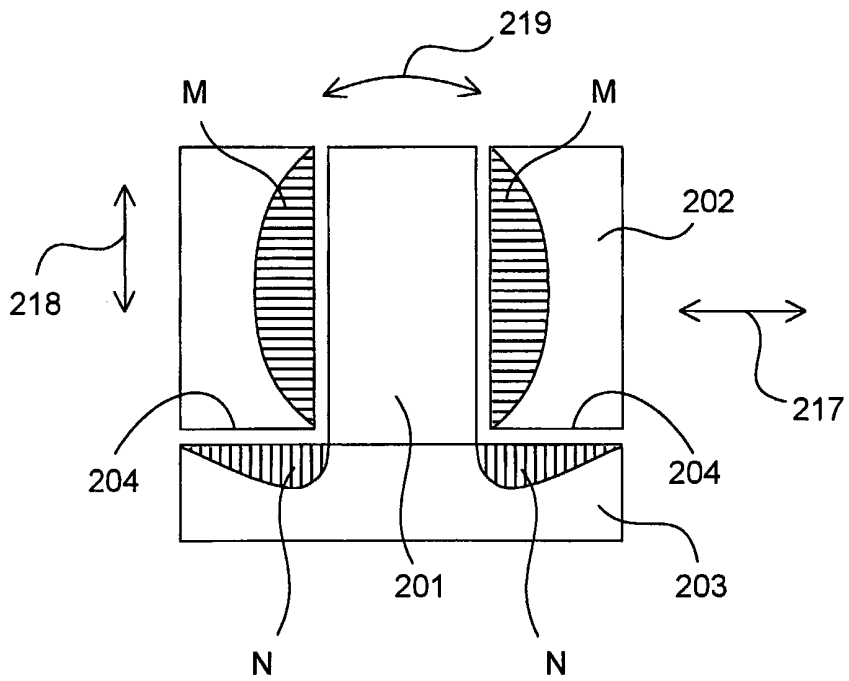


図 46

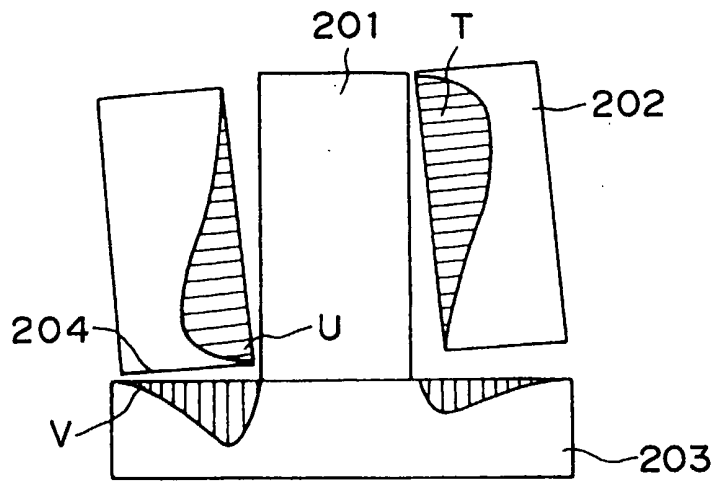


図 47

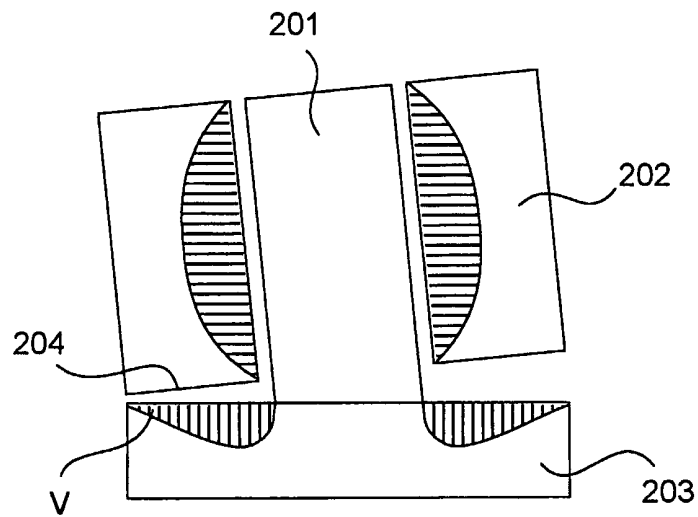


図48

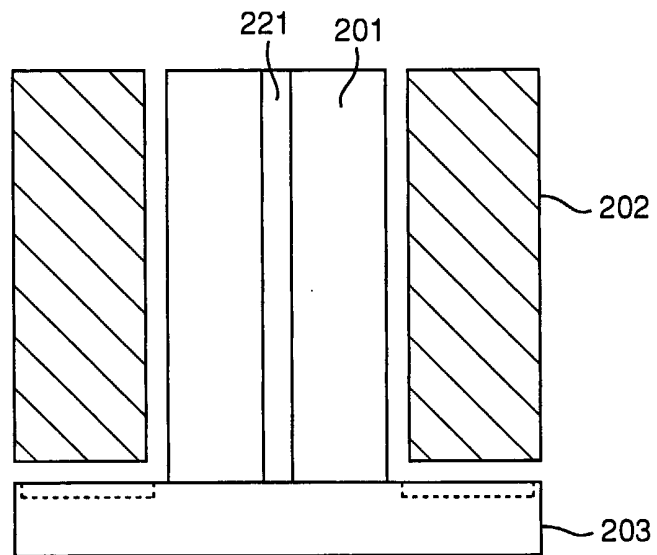


図49

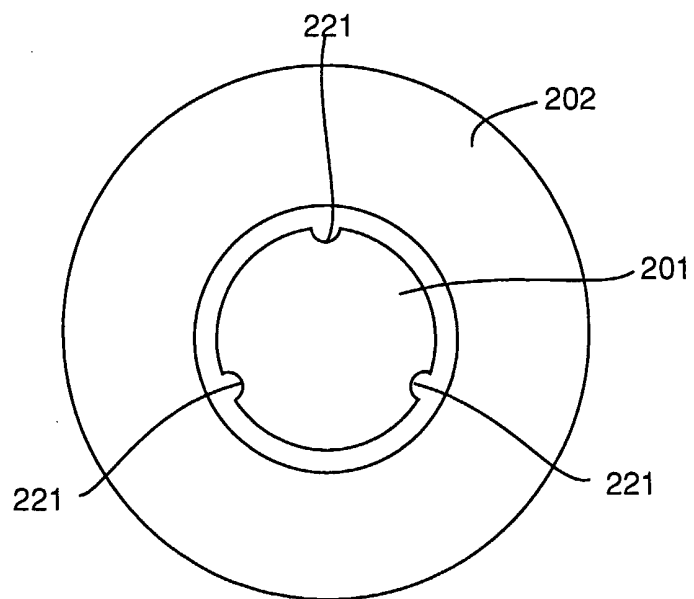


図50

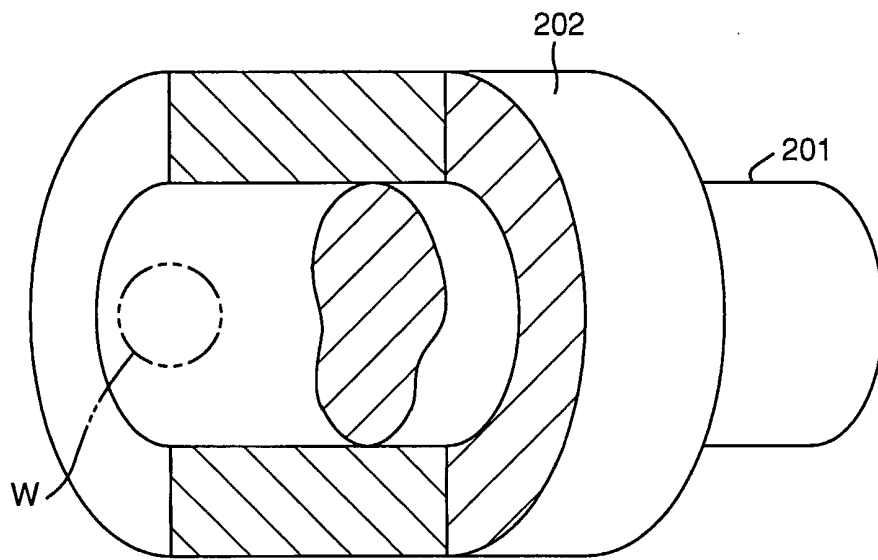


図51

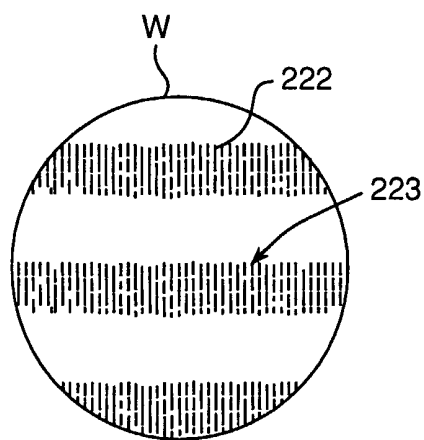


図 52

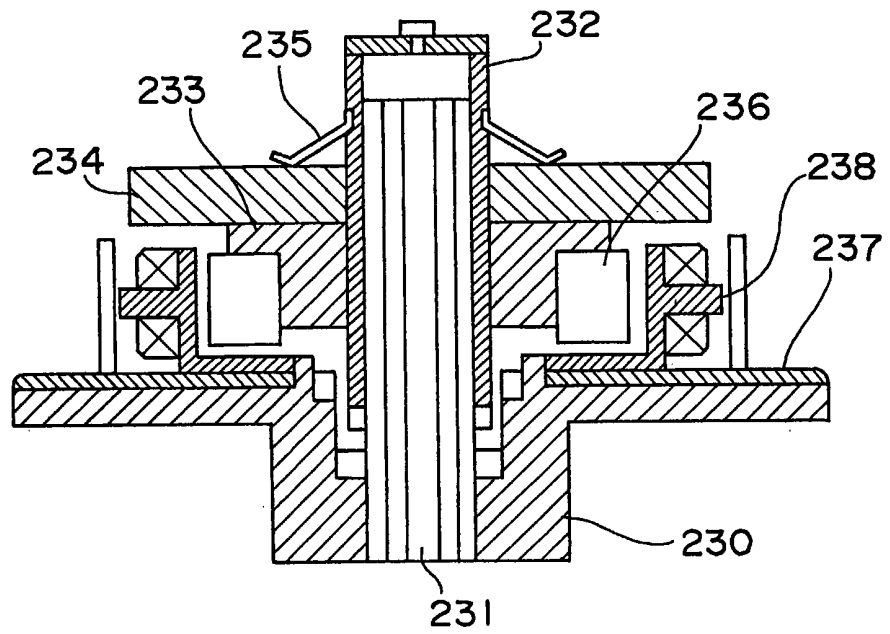


図 53

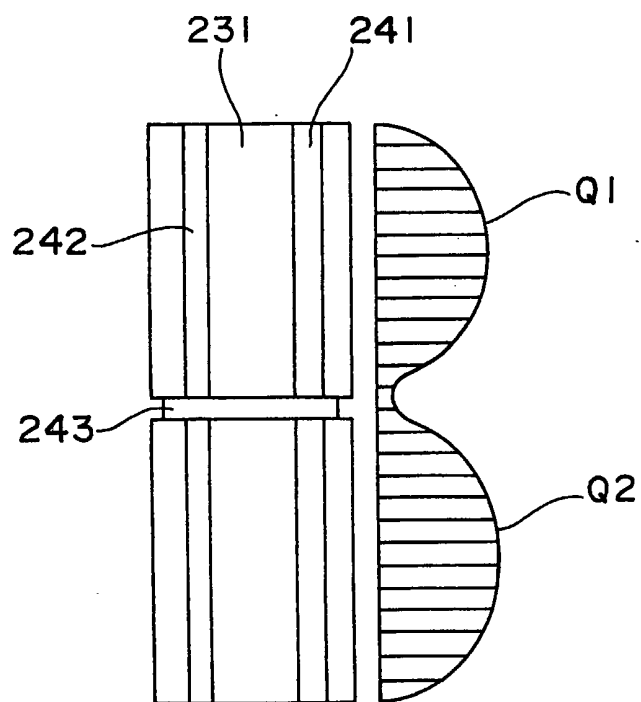


図 54

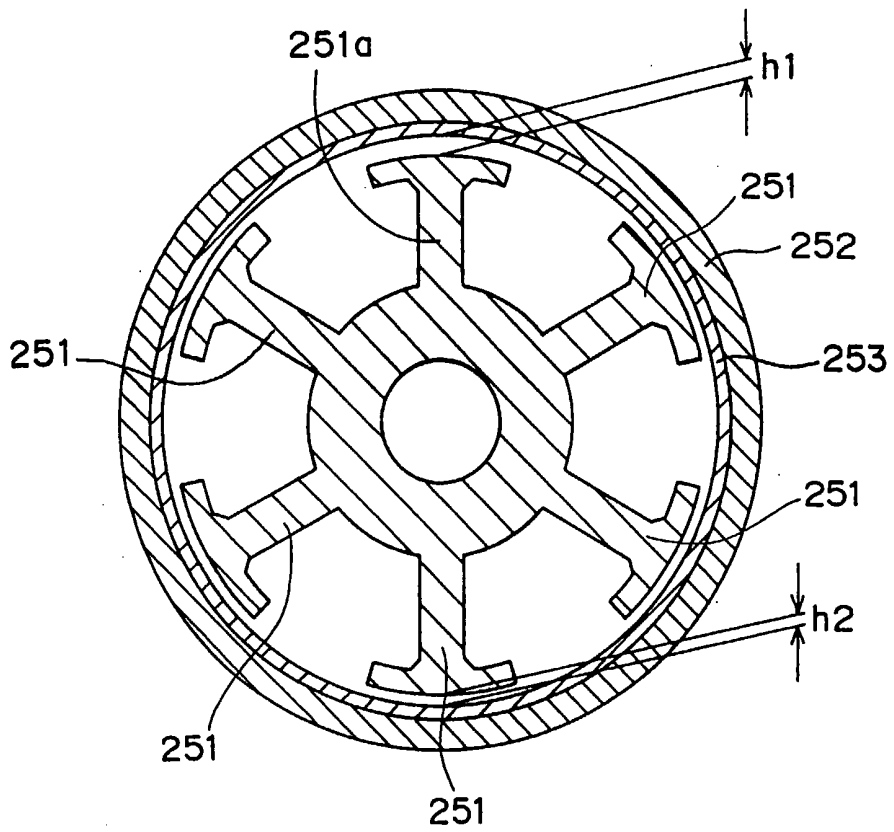




図55

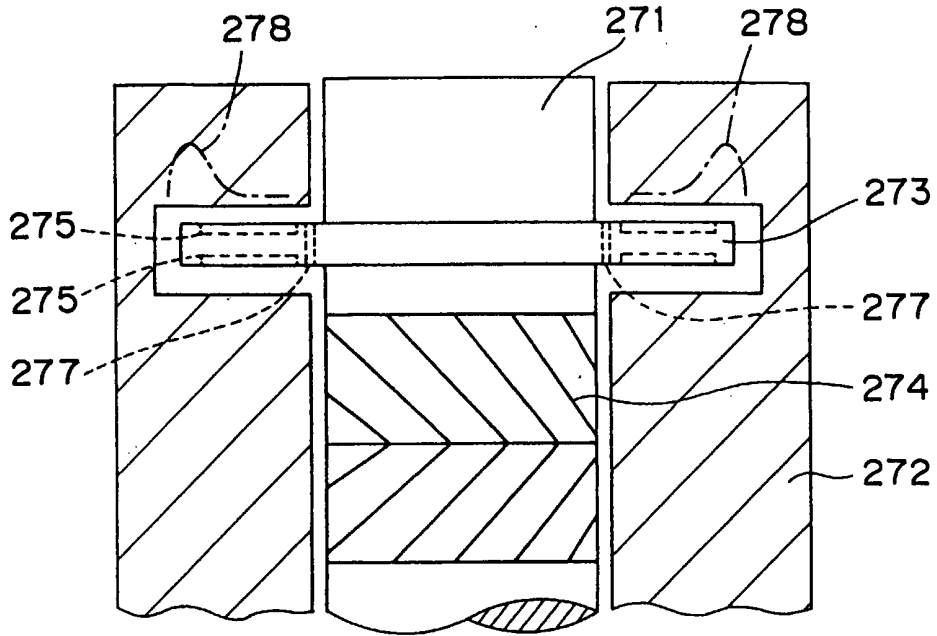


図56

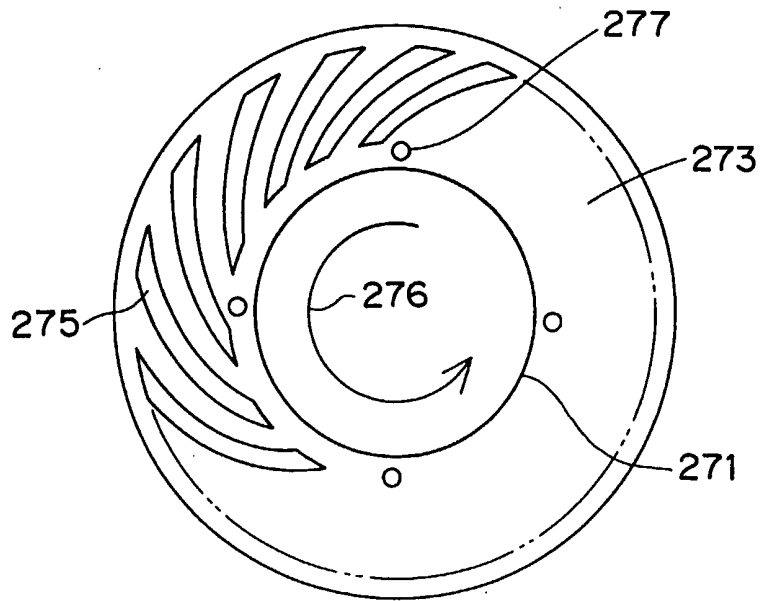
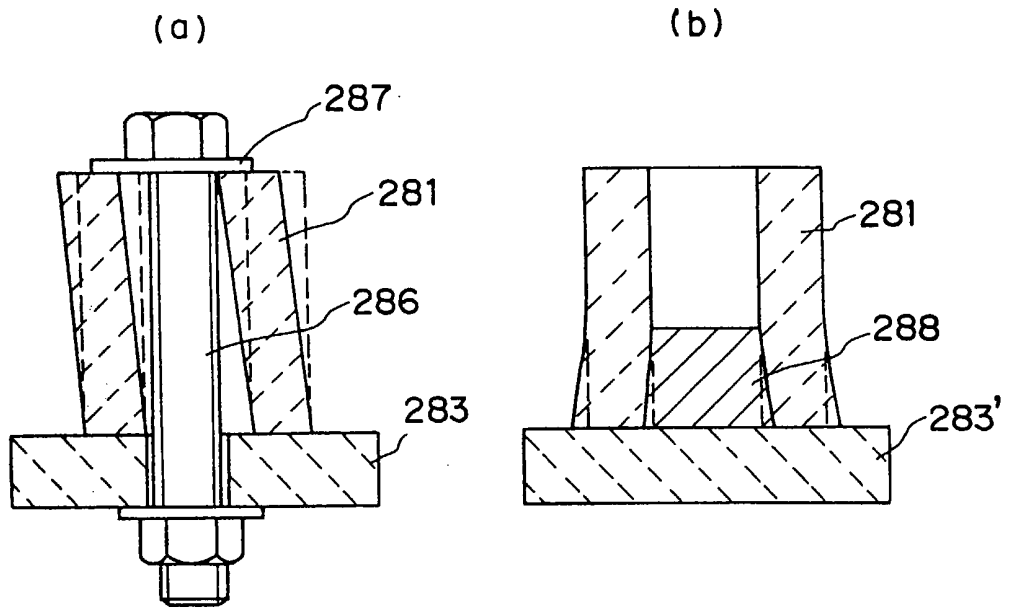


図57



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP00/05949

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl.<sup>7</sup> F16C17/10, F16C33/24, H02K5/16  
H02K7/04, G02B26/10, G11B19/20

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl.<sup>7</sup> F16C17/00-17/26, F16C33/00-33/28  
H02K5/16, H02K7/04,  
G02B26/10, G11B19/20

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho 1926-1996 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2000  
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2000 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2000

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	JP, 8-121471, A (Konica Corporation),	1, 2
Y	14 May, 1996 (14.05.96), Column 4; lines 10 to 29 (Family: none)	3-5
Y	JP, 2-93115, A (Kyocera Corporation), 03 April, 1990 (03.04.90), page 2; lower right column; lines 2 to 11 (Family: none)	3, 4, 7, 41-43
Y	JP, 2-150504, A (Kyocera Corporation), 08 June, 1990 (08.06.90), page 2; lower right column; lines 8 to 17 (Family: none)	3, 5, 7, 41-43
X	JP, 7-279963, A (Matsushita Electric Ind. Co., Ltd.),	6, 8, 43
Y	27 October, 1995 (27.10.95), Column 1; lines 1 to 30 (Family: none)	7
X	JP, 8-338960, A (Canon Inc.),	9
A	24 December, 1996 (24.12.96), Column 4; lines 24 to 36 (Family: none)	10
Y	JP, 5-332354, A (Ricoh Company, Ltd.), 14 December, 1993 (14.12.93),	11-16, 43

Further documents are listed in the continuation of Box C.  See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"E" earlier document but published on or after the international filing date	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"&" document member of the same patent family
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search 11 December, 2000 (11.12.00)	Date of mailing of the international search report 19 December, 2000 (19.12.00)
---	--

Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP00/05949

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
	Column 7; line 10 to Column 8; line 27 (Family: none)	
Y	JP, 7-27130, A (NSK Ltd.), 27 January, 1995 (27.01.95), Column 3; lines 2 to 11 (Family: none)	11-16
EY	JP, 2000-170749, A (Koyo Seiko Co., Ltd.), 20 June, 2000 (20.06.00), Column 2; lines 19 to 46 (Family: none)	13,14
X	JP, 5-240241, A (Ebara Corporation), 17 September, 1993 (17.09.93), Column 12; line 25 to Column 13; line 1 (Family: none)	17,18,41-45
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No.145270/1989 (Laid-open No.85715/1991) (IBIDEN CO., LTD.), 29 August, 1991 (29.08.91), page 13; lines 1 to 8 (Family: none)	19-23
X	JP, 8-21435, A (THK K.K.), 23 January, 1996 (23.01.96), Column 3; lines 11 to 20 (Family: none)	24-27,30,31 35
A		29,32,33
EX	JP, 2000-50568, A (NIDEC CORPORATION), 18 February, 2000 (18.02.00), Column 5; line 6 to Column 8; line 40 (Family: none)	28,30,31,34 35,41,43,45
A	JP, 57-92418, A (Matsushita Electric Ind. Co., Ltd.), 09 June, 1982 (09.06.82), page 3; upper left column; line 19 to lower left column; line 11 (Family: none)	36-40

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP00/05949

**Box I Observations where certain claims were found unsearchable (Continuation of item 1 of first sheet)**

This international search report has not been established in respect of certain claims under Article 17(2)(a) for the following reasons:

1.  Claims Nos.:  
because they relate to subject matter not required to be searched by this Authority, namely:
  
2.  Claims Nos.:  
because they relate to parts of the international application that do not comply with the prescribed requirements to such an extent that no meaningful international search can be carried out, specifically:
  
3.  Claims Nos.:  
because they are dependent claims and are not drafted in accordance with the second and third sentences of Rule 6.4(a).


**Box II Observations where unity of invention is lacking (Continuation of item 2 of first sheet)**

This International Searching Authority found multiple inventions in this international application, as follows:

Claims 1 to 8, 41 to 43, and 45 relate to the elimination of half swirling. Claims 9 to 18, 24 to 40, and 44 relate to an increase in bearing rigidity. Claims 19 to 23 relate to an improvement in starting characteristics. Claims 1 to 8, 41 to 43, and 45 are not considered to have a technical relationship involving the same or corresponding special technical features with Claims 9 to 18, 24 to 40, 44, and 19 to 23.

1.  As all required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers all searchable claims.
2.  As all searchable claims could be searched without effort justifying an additional fee, this Authority did not invite payment of any additional fee.
3.  As only some of the required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers only those claims for which fees were paid, specifically claims Nos.:
  
4.  No required additional search fees were timely paid by the applicant. Consequently, this international search report is restricted to the invention first mentioned in the claims; it is covered by claims Nos.:

- Remark on Protest**  The additional search fees were accompanied by the applicant's protest.  
 No protest accompanied the payment of additional search fees.

<p>A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))                  Int. Cl<sup>7</sup> F16C17/10, F16C33/24, H02K5/16                  H02K7/04, G02B26/10, G11B19/20</p>		
<p>B. 調査を行った分野                  調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))                  Int. Cl<sup>7</sup> F16C17/00-17/26, F16C33/00-33/28                  H02K5/16, H02K7/04,                  G02B26/10, G11B19/20</p>		
<p>最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの                  日本国実用新案公報 1926-1996年                  日本国公開実用新案公報 1971-2000年                  日本国登録実用新案公報 1994-2000年                  日本国実用新案登録公報 1996-2000年</p>		
<p>国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)</p>		
<p>C. 関連すると認められる文献</p>		
<p>引用文献の カテゴリー*</p>	<p>引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示</p>	<p>関連する 請求の範囲の番号</p>
<p>X Y  Y</p>	<p>JP, 8-121471, A (コニカ株式会社), 14. 5月. 1996 (14. 05. 96), 第4欄, 第10行-第29行 (ファミリーなし)</p> <p>JP, 2-93115, A (京セラ株式会社), 3. 4月. 1990 (03. 04. 90), 第2頁, 右下欄, 第2行-第11行 (ファミリーなし)</p>	<p>1,2 3-5  3,4,7,41-43</p>
<p><input checked="" type="checkbox"/> C欄の続きにも文献が列挙されている。 <input type="checkbox"/> パテントファミリーに関する別紙を参照。</p>		
<p>* 引用文献のカテゴリー                  「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの                  「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの                  「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)                  「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献                  「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願日の後に公表された文献                  「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの                  「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの                  「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの                  「&amp;」 同一パテントファミリー文献</p>		
<p>国際調査を完了した日 11. 12. 00</p>	<p>国際調査報告の発送日 <b>19.12.00</b></p>	
<p>国際調査機関の名称及びあて先                  日本国特許庁 (ISA/JP)                  郵便番号100-8915                  東京都千代田区霞が関三丁目4番3号</p>	<p>特許庁審査官 (権限のある職員)  3W 9823                  窪田 治彦                  電話番号 03-3581-1101 内線 3367</p>	

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	JP, 2-150504, A (京セラ株式会社), 8. 6月. 1990 (08. 06. 90), 第2頁, 右下欄, 第8行-第17行 (ファミリーなし)	3, 5, 7, 41-43
X Y	JP, 7-279963, A (松下電器産業株式会社), 27. 10月. 1995 (27. 10. 95), 第1欄, 第1行-第30行 (ファミリーなし)	6, 8, 43 7
X A	JP, 8-338960, A (キャノン株式会社), 24. 12月. 1996 (24. 12. 96), 第4欄, 第24行-第36行 (ファミリーなし)	9 10
Y	JP, 5-332354, A (株式会社リコー), 14. 12月. 1993 (14. 12. 93), 第7欄, 第10行-第8欄, 第27行 (ファミリーなし)	11-16, 43
Y	JP, 7-27130, A (日本精工株式会社), 27. 1月. 1995 (27. 1. 95), 第3欄, 第2行-第11行 (ファミリーなし)	11-16
EY	JP, 2000-170749, A (光洋精工株式会社), 20. 6月. 2000 (20. 06. 00), 第2欄, 第19行-第46行 (ファミリーなし)	13, 14
X	JP, 5-240241, A (株式会社荏原製作所), 17. 9月. 1993 (17. 09. 93), 第12欄, 第25行-第13欄, 第1行 (ファミリーなし)	17, 18, 41-45
A	日本国実用新案登録出願1-145270号 (日本国実用新案登録出願公開3-85715号) の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム (イビデン株式会社), 29. 8月. 1991 (29. 08. 91), 第13頁, 第1行-第8行 (ファミリーなし)	19-23
X A	JP, 8-21435, A (テイエチケー株式会社), 23. 1月. 1996 (23. 01. 96), 第3欄, 第11行-第20行 (ファミリーなし)	24-27, 30, 31 35 29, 32, 33
EX	JP, 2000-50568, A (日本電産株式会社), 18. 2月. 2000 (18. 02. 00), 第5欄, 第6行-第8欄, 第40行 (ファミリーなし)	28, 30, 31, 34 35, 41, 43, 45
A	JP, 57-92418, A (松下電器産業株式会社), 9. 6月. 1982 (09. 06. 82), 第3頁, 左上欄, 第19行-左下欄, 第11行 (ファミリーなし)	36-40

## 第I欄 請求の範囲の一部の調査ができないときの意見 (第1ページの2の続き)

法第8条第3項 (PCT17条(2)(a))の規定により、この国際調査報告は次の理由により請求の範囲の一部について作成しなかった。

1.  請求の範囲 \_\_\_\_\_ は、この国際調査機関が調査をすることを要しない対象に係るものである。つまり、
2.  請求の範囲 \_\_\_\_\_ は、有意義な国際調査をすることができる程度まで所定の要件を満たしていない国際出願の部分に係るものである。つまり、
3.  請求の範囲 \_\_\_\_\_ は、従属請求の範囲であってPCT規則6.4(a)の第2文及び第3文の規定に従って記載されていない。

## 第II欄 発明の単一性が欠如しているときの意見 (第1ページの3の続き)

次に述べるようにこの国際出願に二以上の発明があるところの国際調査機関は認めた。

請求の範囲1-8及び41-43並びに45は、ハーフホールの解消に関するものである。

請求の範囲9-18及び24-40並びに44は、軸受剛性の向上に関するものである。

請求の範囲19-23は、起動特性の改善に関するものである。

そして、請求の範囲1-8及び41-43並びに45は、請求の範囲9-18及び24-40並びに44、請求の範囲19-23と同一又は対応する特別の技術的特徴を含む技術的な関係があるとはいえない。

1.  出願人が必要な追加調査手数料をすべて期間内に納付したので、この国際調査報告は、すべての調査可能な請求の範囲について作成した。
2.  追加調査手数料を要求するまでもなく、すべての調査可能な請求の範囲について調査することができたので、追加調査手数料の納付を求めなかった。
3.  出願人が必要な追加調査手数料を一部のみしか期間内に納付しなかったため、この国際調査報告は、手数料の納付のあった次の請求の範囲のみについて作成した。
4.  出願人が必要な追加調査手数料を期間内に納付しなかったため、この国際調査報告は、請求の範囲の最初に記載されている発明に係る次の請求の範囲について作成した。

追加調査手数料の異議の申立てに関する注意

- 追加調査手数料の納付と共に出願人から異議申立てがあった。
- 追加調査手数料の納付と共に出願人から異議申立てがなかった。