(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第3736149号
(P3736149)
(45)発行日　平成18年1月18日(2006.1.18)　(24)登録日　平成17年11月4日(2005.11.4)

(51)Int.Cl.　　F I
F16C 33/58 (2006.01)　　F16C 33/58
F16C 19/16 (2006.01)　　F16C 19/16

請求項の数 3　(全 13 頁)

(21)出願番号　特願平10-312110
(22)出願日　平成10年11月2日(1998.11.2)
(65)公開番号　特開平11-210766
(43)公開日　平成11年8月3日(1999.8.3)
審査請求日　平成14年8月26日(2002.8.26)
(31)優先権主張番号　特願平9-305844
(32)優先日　平成9年11月7日(1997.11.7)
(33)優先権主張国　日本国(JP)

(73)特許権者　000004204
日本精工株式会社
東京都品川区大崎１丁目６番３号
(74)代理人　100058479
弁理士　鈴江　武彦
(74)代理人　100084618
弁理士　村松　貞男
(74)代理人　100068814
弁理士　坪井　淳
(74)代理人　100092196
弁理士　橋本　良郎
(74)代理人　100091351
弁理士　河野　哲
(74)代理人　100088683
弁理士　中村　誠

最終頁に続く

(54)【発明の名称】３点接触玉軸受を有する電磁クラッチ

(57)【特許請求の範囲】

【請求項１】

ハウジングに固定されるステータと、該ステータ内に固定される電磁コイルと、回転動力を伝えるベルトと、該ベルトが巻き掛けられたプーリと、該プーリが外周に取付けられたロータと、該ロータを回転可能に支持する玉軸受と、前記電磁コイルの発生する磁力によって前記ロータに吸引されるアーマチュアを備え、前記玉軸受とプーリとは軸方向にずれており、ベルト荷重が軸面中央から変位する箇所に作用する電磁クラッチにおいて、

前記玉軸受は、前記ロータと前記ハウジングとの間に嵌めこまれて、前記ロータを回転自在に支持する単列の３点接触玉軸受であり、

前記３点接触玉軸受は、単一円弧形状の軌道を有する外輪と、軸平行断面が単一円弧形状でなく、かつ、転動体と２点で接触する軌道を有する内輪とを具備し、前記外輪の軌道みぞ曲率半径を転動体の玉直径の５０．３％以上、５１．２％以下とし、前記電磁コイルの通電を停止しているときに前記ロータと前記アーマチュアとの間に所定の隙間が存在することを特徴とする３点接触玉軸受を有する電磁クラッチ。

【請求項２】

前記内輪の軌道溝面の断面形状はゴシックアーチ形状であることを特徴とする請求項１記載の電磁クラッチ。

【請求項３】

前記内輪及び外輪の軌道みぞの表面は窒化処理が施されていることを特徴とする請求項１または２のいずれか１項記載の電磁クラッチ。

【発明の詳細な説明】
【０００１】
【発明の属する技術分野】
本発明は、ラジアル荷重を負荷して用いられる軸方向の位置決め性能に優れた３点接触玉軸受を有する電磁クラッチに関する。
【０００２】
【従来の技術】
転がり軸受を用いて軸方向の変位を抑えるためには、通常、アンギュラ玉軸受や円すいころ軸受を用いる。しかし、これらの軸受は単独では一方向のアキシアル荷重しか支持できないため、両方向のアキシアル荷重に対する変位を抑えるためには、これらの軸受を２個以上組み合わせて用いるか、もしくは複列軸受を採用する必要がある。従って、軸方向にある程度のスペースを必要とし、機械装置のコンパクト化および軽量化設計が難しい。
【０００３】
図１に示すように、単列の深みぞ玉軸受Ａは、両方向のアキシアル荷重を支持できるが、内外輪２，３のみぞ断面形状がともに単一円弧であるため、軸方向のアキシアル変位が大きい。
【０００４】
このようなアキシアル変位を抑える目的で、図２に示すような４点接触玉軸受Ｃが用いられることがある。４点接触玉軸受Ｃにおいては、内輪６および外輪７の軌道面が対向しており、玉８を軌道面に押し付けたとき、玉８の中心と接触点とを結ぶ線は軸受の中心線に対してある角度β（レストアングル）をとる。４点接触玉軸受Ｃは荷重条件によらず常に玉８が内外輪６，７とある角度をもって接触するため、コンパクトでありながら、アキシアル剛性が高く、軸方向の位置決め性能に優れている。
【０００５】
【発明が解決しようとする課題】
しかしながら、４点接触玉軸受Ｃにラジアル荷重を負荷すると、内外輪６，７と玉８との接触点においてスピン運動によるすべりが大きくなる。玉８や回転荷重を受ける軌道輪では、最大荷重を受ける接触点の位置が刻々変化するため、すべりによって部材表面の特定の箇所が損傷を受ける可能性は低いと考えられる。しかし、静止荷重を受ける軌道輪では、最大荷重を受ける位置が一定であるため、軌道面には繰り返し大きなすべり運動にさらされる部分が存在する。この部分では、接触点での発熱による温度上昇から、焼付きが起こる危険性が高くなる。また、すべりが大きい部位で軌道表面が偏摩耗することにより、軸受の運転に支障をきたす可能性がある。
【０００６】
また、電磁クラッチ用軸受においてはベルト荷重が軸面中央から変位する箇所に作用するため、複列の玉軸受が使用されている。玉軸受とプーリとは電磁クラッチをできるだけ小型化するために、軸方向に位置がずれている。Ｖベルトの張力によって生じるラジアル荷重は、プーリと玉軸受とが軸方向に位置ずれしているために、傾きを伴うモーメント荷重として玉軸受に作用する。このため、玉軸受の外輪と内輪との間に相対的な傾きが生じてしまい、外輪に嵌合されたロータに傾きを伴う軸方向変位が生じる。複列の玉軸受を用いると、ロータの傾きが小さくなり、図９に示すロータ３５とアーマチュア３７とが接触し、電磁クラッチが損傷するのが防止される。しかし、複列の玉軸受は幅寸法が大きい（幅広）ため、電磁クラッチのコンパクト化を困難とし、また電磁クラッチのコンパクト化に伴うコスト低減を困難としている。
【０００７】
本発明は上記課題を解決するためになされたものであって、軌道輪と玉との接触点においてスピン運動によるすべりが小さく、偏摩耗を低減することができ、かつ、モーメント荷重が作用する場合であっても軸方向変位量を抑えることができる３点接触玉軸受を有する電磁クラッチを提供することを目的とする。
【０００８】

【課題を解決するための手段】
本発明に係る３点接触玉軸受を有する電磁クラッチは、ハウジングに固定されるステータと、該ステータ内に固定される電磁コイルと、回転動力を伝えるベルトと、該ベルトが巻き掛けられたプーリと、該プーリが外周に取付けられたロータと、該ロータを回転可能に支持する玉軸受と、前記電磁コイルの発生する磁力によって前記ロータに吸引されるアーマチュアを備え、前記玉軸受とプーリとは軸方向にずれており、ベルト荷重が軸面中央から変位する箇所に作用する電磁クラッチにおいて、
前記玉軸受は、前記ロータと前記ハウジングとの間に嵌めこまれて、前記ロータを回転自在に支持する単列の３点接触玉軸受であり、
前記３点接触玉軸受は、単一円弧形状の軌道を有する外輪と、軸平行断面が単一円弧形状でなく、かつ、転動体と２点で接触する軌道を有する内輪とを具備し、前記外輪の軌道みぞ曲率半径を転動体の玉直径の５０．３％以上、５１．２％以下とし、前記電磁コイルの通電を停止しているときに前記ロータと前記アーマチュアとの間に所定の隙間が存在することを特徴とする。
【０００９】
本発明では単一円弧形状を有する外輪の軌道みぞ曲率（Ｒｅ／Ｒａ）を玉直径Ｄａの５０．３％以上、５１．２％以下の範囲とする。このようにすると、スピンによる偏摩耗を小さくでき、かつ、深みぞ玉軸受より耐モーメント荷重性能を向上させることができる。
【００１０】
なお、電磁クラッチの３点接触玉軸受では内輪及び外輪、転動体のうちの少なくとも一つの構成部材の表面に窒化処理を施すことが好ましい。このようにすると構成部材の耐摩耗性が高まる。
【００１１】
また、軸受はラジアル荷重を支持し、軸方向の位置決めを目的として使用されることが好ましい。
【００１５】
また、３点接触玉軸受は、電磁クラッチにおいて、摩擦面を有し回転するロータを回転支持する箇所に用いられる。
【００１６】
さらに、転動体および内輪をセラミックス製とすることが望ましい。
【００１７】
【作用】
本発明に係る３点接触玉軸受を有する電磁クラッチにおいては、外輪の軌道断面形状を単一円弧としているため、４点接触玉軸受に比べてラジアル荷重負荷時に、スピンすべりが小さくなり、同軌道面の偏摩耗が防止される。
【００１８】
また、本発明の電磁クラッチでは、３点接触玉軸受において内輪の軌道面が対向しており、常に玉が軌道面と大きな接触角で接触するため、モーメント荷重が作用する場合であっても軸方向変位量が抑えられ、高い耐モーメント荷重性能を示すようになる。
【００１９】
さらに、外輪、内輪、転動体のうち少なくとも１つをセラミックス製とすると、セラミックスは鋼材よりも線膨張係数が小さく、温度が変化したときに軸受の隙間の変動が少なくなるので、焼付きを生じにくくなる。また、転動体をセラミックスにすると、同一の溝の曲率に対して外輪の軸方向変位量を小さくすることができるので、設計の自由度が高まる。
【００２０】
【発明の実施の形態】
以下、添付の図面と表を参照しながら本発明の種々の好ましい実施の形態について説明する。
（実施例１）

表１に示す同じ寸法の深みぞ玉軸受Ａ、３点接触玉軸受Ｂ、４点接触玉軸受Ｃの各特性を計算機によってそれぞれシミュレート解析した。この解析手法には「４点接触玉軸受の性能解析」（谷口、荒牧、正田；（社）日本トライボロジー学会、トライボロジー会議１９９６年春の東京講演予稿集）に記載の方法を採用した。

【００２１】

ここで、解析対象となる軸受は外輪に静止荷重がかかり、内輪回転で用いられるものとする。図４に示すように、本発明の３点接触玉軸受Ｂでは、静止荷重を受ける外輪１３の軌道溝面１３ａを半径Ｒｅからなる単一円弧状の断面形状とする一方で、回転荷重を受ける内輪１２の軌道溝面１２ａの断面形状を、玉１４とレストアングルβで接触するゴシックアーチ形状としている。なお、本実施形態では内輪の軌道溝面１２ａにおける玉１４のレストアングルβを３０°とした。一方、比較例の４点接触玉軸受Ｃでは、内外輪６，７の両者ともに玉８とレストアングルβで接触するゴシックアーチ形状とした。なお、各軸受Ａ，Ｂ，Ｃの軌道溝面の表面粗さは同一とした。

【００２２】

表２に各シミュレーション解析に用いた運転条件を示す。上記の各軸受Ａ，Ｂ，Ｃに対し、解析１では純ラジアル荷重を負荷し、解析２では純アキシアル荷重を負荷した。内輪の回転数は解析１，２ともに10000rpmとした。

【００２３】

シミュレーション解析結果を図６に示す。図６のグラフの横軸は、純ラジアル荷重下の解析１による玉と外輪軌道面の接触点におけるＰＶ値の最大値を示している。図５に示すように、玉と軌道輪との接触点は、実際には表面の弾性変形によりヘルツの弾性接触理論に基づき楕円形で表される領域（図中にて斜線領域）となる。すなわち、二次曲面同士の点接触の場合は、幾何学的条件から相互接触部は楕円形状となり、転動体荷重をＱとした場合に、その最大接触圧力ＰｍａｘはQ$^{1/3}$ に比例し、その弾性変位量δはQ$^{2/3}$ に比例する。

【００２４】

ＰＶ値は、この接触面内の面圧Ｐとすべり速度Ｖとの積である。解析１，２では、各玉と外輪との接触面内において、ＰＶ値を計算しており、ここではその最大値を示している。ＰＶ値はすべりによる発熱や摩耗の指標として広く用いられている。このＰＶ値に表面間のすべり摩擦係数μを乗じたμＰＶ値は、単位面積・単位時間当たりのすべりによる摩擦損失を与える。また、軸受鋼を使用した４点接触玉軸受Ｃの場合は、本解析によるＰＶ値が１．５～２．０GPam/sを越えると、静止荷重を受ける軌道輪では局所的な摩耗につながることが、実験結果から得られている。

【００２５】

内外輪の軌道みぞ曲率半径をともに５０．５％としたものと、５２％としたものについて解析をそれぞれ行った。各々について、本発明による３点接触玉軸受Ｂの純ラジアル荷重下の外輪最大ＰＶ値は、４点接触玉軸受Ｃに比べて小さく、深みぞ玉軸受Ａとほぼ同等であった。４点接触玉軸受Ｃの外輪最大ＰＶ値は、１．５GPam/sを越えており、外輪軌道面に局所的な摩耗を生じる危険性がある。しかし、３点接触玉軸受ＢのＰＶ値は、軌道みぞ曲率半径が５０．５％のときでも、およそ１．１GPam/sにすぎないので、外輪１３に偏摩耗が生じる可能性は小さい。

【００２６】

図６及び図８に示すグラフの縦軸は、純アキシアル荷重下の解析２による軸受の軸方向変位である。ここでアキシアル変位は、軸受の内部すきまによる軸方向の移動量と、荷重によって玉や軌道が弾性変形することによる変位とを含んでいる。図から明らかなように、本発明の３点接触玉軸受Ｂのアキシアル変位は、４点接触玉軸受Ｃよりは大きいが、深みぞ玉軸受Ａに比べ、４０～５０％小さい。また、本発明の３点接触玉軸受Ｂは、深みぞ玉軸受Ａに比べて位置決めの効果が高いことを示している。

【００２７】

なお、上記の解析では、軸受Ａ，Ｂ，Ｃのいずれも一般的な深みぞ玉軸受6308に玉数を一

致させている。しかし、玉１４と内輪１２が２点で接触するタイプの３点接触玉軸受Ｂや、４点接触玉軸受Ｃは、中心軸に垂直な平面で２分割された内輪をもつ場合がある。このような３点接触玉軸受Ｂや４点接触玉軸受Ｃは、同サイズの一般的な深みぞ玉軸受Ａに比べて組立てが容易であることから、玉数を増やすことが容易である。玉数が増えることにより、玉１個当たりの荷重が減り、軌道輪との接触点の面圧や、軸受の弾性変形量が減少する。本発明の３点接触玉軸受Ｂでも、玉数を増やすことにより、ラジアル荷重下のＰＶ値、アキシアル荷重下のアキシアル変位とも、図６に示したものより減少し、さらに優れた特性をもつ軸受を供することができる。

（実施例２）

第１実施例と同様の解析手法を用いて、上記の３点接触玉軸受Ｂについて軸受特性に及ぼす外輪みぞ曲率半径の影響を調べた。内輪１２のみぞ曲率半径は玉径Ｄａの５２％とした。その他の軸受の諸元は表１に示す通りである。

【００２８】

図７に表２の解析１による結果を示す。横軸は外輪のみぞ曲率半径Ｒｅを玉径Ｄａに対する比率で表示している。縦軸は純ラジアル荷重下の運転において、玉と外輪軌道面の接触点におけるＰＶ値の最大値を示している。みぞ曲率半径が大きいほど外輪の最大ＰＶ値は小さく、過大な発熱や摩耗の危険性が低いことを表している。上述の通り、ＰＶ値が１．５GPam/sを越えると、静止荷重を受ける外輪１３の局所的な摩耗が発生し得る。従って、図７より、本実施例で外輪軌道面１３ａの偏摩耗を防止するためには、外輪のみぞ曲率半径Ｒｅは玉径Ｄａの５０．３％以上でなければならない。製造上あるいは運転上の誤差を考慮し、外輪軌道のＰＶ値を１．０GPam/s以下に抑えるためには、さらに好ましくは外輪のみぞ曲率半径Ｒｅは玉径Ｄａの５０．５％以上であることがよい。

【００２９】

図８に表２の解析２による結果を示す。ここで、縦軸は純アキシアル荷重下の軸受のアキシアル変位である。外輪１３のみぞ曲率半径Ｒｅが小さいほどアキシアル変位が小さく、位置決め性能に優れていることを表している。ここで、グラフ上の破線は、標準的な深みぞ玉軸受6308のアキシアル変位を示す。この図より明らかなように、本発明による３点接触玉軸受Ｂでは、外輪みぞ曲率半径Ｒｅが玉径Ｄａの５３％以下のとき、標準的な深みぞ玉軸受6308に比べ、アキシアル変位が小さくなるという利点がある。

【００３０】

以上の実施例では、外輪が静止荷重を受け、内輪が回転する場合について本発明の３点接触玉軸受の効果について示した。内輪静止荷重、外輪回転荷重のときには、軌道断面が単一円弧からなる内輪と、断面が単一円弧形状でない２つの軌道をもつ外輪を有する３点接触玉軸受を用いることにより、軌道輪と玉との接触点においてスピン運動によるすべりが小さく、偏摩耗を低減することができ、かつ、アキシャル剛性を大きくすることができるという効果が得られる。

【００３１】

本発明による３点接触玉軸受Ｂでは、回転荷重を受ける軌道輪と玉との接触点ではすべりが大きいが、これらの軌道や玉の表面では、最大荷重を受ける位置が変化するため、特定の部位が偏摩耗する可能性は低い。しかし、長期の運転を行ううちに、玉や軌道の表面が全体的に摩耗してくることが考えられる。従って、好ましくは鋼材表面に窒化処理を行い、耐摩耗性を高める。また静止荷重を受ける軌道輪についても、すべりが小さいとはいえ偏摩耗防止の観点から、また潤滑油中のごみによる摩耗を防止する意味から、同様の耐摩耗性の材料を使用することが好ましい。

【００３２】

このような３点接触玉軸受Ｂは、軸方向の位置決めのために用いられるが、４点接触玉軸受Ｃの適用が難しいラジアル荷重の大きい荷重条件下で使用することが可能である。定常運転時にラジアル荷重を支持する用途はもちろん、起動時などに一時的に大きなラジアル荷重を受ける用途についても、本発明の３点接触玉軸受Ｂは有効である。

【００３３】

このような用途の一例として、自動車などに用いられる、金属などのベルトを使用した無段変速機において、ベルトをかけるプーリ軸の荷重を支持する軸受が挙げられる。また、自動車などに用いられるトロイダル型の無段変速機において、ラジアル荷重を受けながら軸の位置決めを行う軸受としても使用できる。

【００３４】

【表１】

表　１　　解析対象軸受

軸受Ａ：深みぞ玉軸受（６３０８） Ｂ：３点接触玉軸受 Ｃ：４点接触玉軸受	
軸受諸元	
軸受Ａ，Ｂ，Ｃ共通	
内径	４０ｍｍ
外径	９０ｍｍ
幅	２３ｍｍ
ピッチ径	６５ｍｍ
玉径	15.081ｍｍ
玉数	８個
軌道みぞ曲率半径	玉径の50.5%または52% （内外輪で同一とする）
ラジアルすきま	0.030ｍｍ
軸受Ｂ内輪、軸受Ｃ内外輪軌道	
レストアングル	３０°
軌道断面形状	ゴシックアーチ

【００３５】

【表２】

表　２　　解析時の運転条件

	解析１	解析２
ラジアル荷重［N］	4900	0
アキシアル荷重［N］	0	9800
回転数［rpm］	10000	10000
潤滑油	ISO VG32相当	
温度	４０℃	

【００３６】

（実施例３）

次に、図９～図１１を参照しながら第３の実施例として本発明の３点接触玉軸受を電磁クラッチに用いる場合について説明する。

【００３７】

電磁クラッチ３１は車両走行用エンジンに発生する回転動力を冷凍サイクルのコンプレッサに伝達したり遮断したりするものである。電磁クラッチ用軸受３６にはベルト荷重が軸

面中央から変位する箇所に作用するため、傾きを伴う軸方向変位量を極力抑えることが要求される。

【００３８】

電磁クラッチ３１は、コンプレッサハウジング４０に固定されるステータ３２と、このステータ３２内に収容された電磁コイル３３と、エンジンの回転動力を伝える多段式Ｖベルト４１が巻き掛けられたプーリ３４と、このプーリ３４が外周に取り付けられたロータ３５と、このロータ３５を回転可能に支持する３点接触玉軸受３６と、電磁コイル３３の発生する磁力によってロータ３５に吸引されるアーマチュア３７と、このアーマチュア３７の回転動力をコンプレッサ（図示しない）に伝える単一あるいは複数の部材からなるアーマチュア支持部３８とコンプレッサ軸３９と、を備えている。

【００３９】

ロータ３５は、磁性体金属製（例えば鉄製）であり、断面略コ字型を呈しており、アーマチュア３７の反対側を向く凹所３５ａを有する。この凹所３５ａにはステータ３２が収容されている。

【００４０】

単列の３点接触玉軸受３６がロータ３５とコンプレッサハウジング４０との間に嵌め込まれている。この玉軸受３６によりロータ３５はコンプレッサハウジング４０に対して回転自在に支持されている。なお、玉軸受３６の外輪１３はロータ３５の内周に嵌め合い接触し、玉軸受３６の内輪１２はコンプレッサハウジング４０のハブ外周に嵌め合い接触している。

【００４１】

ロータ３５の外周には多段式のＶベルト４１が掛け渡されるプーリ３４が溶接等の接合技術により固着されている。このプーリ３４は、エンジンの回転をＶベルト４１を介して常に受け、固着されたロータ３５とともに回転するようになっている。

【００４２】

玉軸受３６とプーリ３４とは、できるだけ電磁クラッチ３１をコンパクトにするために、通常は軸方向に位置がずれている。Ｖベルト４１の張力によって生じるラジアル荷重は、プーリ３４と玉軸受３６とが軸方向に位置ずれしているために、傾きを伴うモーメント荷重として玉軸受３６に作用する。したがって、玉軸受３６の外輪１３と内輪１２との間に相対的な傾きが生じてしまい、外輪１３に嵌合されたロータ３５に傾きを伴う軸方向変位が生じる。

【００４３】

ここで、電磁コイル３３の通電が停止している場合に、ロータ３５とアーマチュア３７との間には所定の隙間ｇ（例えば０．５ｍｍ）が存在するように設計される。この隙間ｇは、各種部材の寸法許容差あるいは、取り付け誤差を見込んで決められる。ここで、隙間ｇをあまり大きくすると、電磁コイル３３による磁力も大きくしなければならないので、これらを見込んだ最小の値になるように隙間ｇは設定される。

【００４４】

上述の理由により軸受３６の傾きに伴う軸方向変位量を極力抑えるために、従来は電磁クラッチのロータ３５の支持に供する軸受として複列の玉軸受が用いられている。複列の玉軸受を用いると、ロータ３５の傾きが小さくなり、ロータ３５とアーマチュア３７とが接触し、電磁クラッチが損傷するのを防いでいる。しかし、複列の玉軸受は幅寸法が大きい（幅広）ため、電磁クラッチのコンパクト化を困難とし、また電磁クラッチのコンパクト化に伴うコスト低減を困難としている。

【００４５】

これに対して本実施例の３点接触玉軸受３６では、軸方向の最大変位量を小さく抑え、かつ、電磁クラッチ３１のコンパクト化とコスト低減を実現することができる。表３に示す計算条件を用いて外輪１３の外径面の軸方向最大変位量をコンピュータシミュレーション演算して得た結果を示す。

【００４６】

表３では、２点接触する軌道輪１２のみぞ曲率半径を玉径の５２％に固定し、単一円弧の軌道輪１３のみぞ曲率半径を変化させた。その計算結果を図１０に示す。図１０は、横軸に玉径Ｄａに対する外輪のみぞ曲率半径Ｒｅの比率（百分率）をとり、縦軸に外輪の軸方向最大変位量（ｍｍ）をとって両者の関係につき調べた結果を示す特性線図である。図中にて特性線Ａは３点接触玉軸受における両者の相関を表わす。ちなみに従来の複列玉軸受では軸方向最大変位量は０．０９ｍｍ程度になる。部品精度および組立て精度を向上させることにより、軸方向最大変位量としては従来の９０％程度大きい０．１７ｍｍ程度以下までは許容することができ、この許容値を満足するためには、単一円弧軌道輪のみぞ曲率半径Ｒｅを玉径Ｄａの５３．３％以下にしなければならない。また、好ましくは部品精度や組立て精度を変えることなく、コンパクト化を実現するために単一円弧軌道輪のみぞ曲率半径を玉直径Ｄａの５１．９％以下とし、軸方向最大変位量を０１２５ｍｍ以下とする。

【００４７】

さらに好ましくは軸方向最大変位量を０．１ｍｍ以下に抑え、従来の複列玉軸受と同等程度にするためには、単一円弧軌道輪のみぞ曲率半径Ｒｅを玉径の５１．２％以下にすることが必要である。なお、みぞ曲率半径Ｒｅの最小値は、理論上玉径Ｄａの５０％であるが、図７で述べたようにＰＶ値が上昇し、摩耗の危険性が高いため玉径Ｄａの５０．３％以上とする。さらに製造上あるいは運転上の誤差を考慮すると、玉径Ｄａの５０．５％以上であることが好ましい。

【００４８】

【表３】

表　３　　計算条件

軸受とプーリの軸方向ずれ	10mm
ラジアル荷重	100kgf
軸受外径	55mm
軸受内径	32mm
ピッチ径	42．7mm
玉径	7．144mm
玉数	11個
２点接触軌道輪のレストアングル	30°
軸受ラジアルすきま	0．021mm

【００４９】

以上の結果より、３点接触玉軸受は、電磁クラッチの場合のようにモーメント荷重が作用する場合にも軸方向変位量を抑えることができる。なお、電磁クラッチ用軸受の場合、静止輪である内輪みぞを単一円弧形状にしても回転輪である外輪みぞを単一円弧形状にしても軸方向最大変位量は変わらないためどちらでもよい。しかし、電磁クラッチ用軸受の場合、内輪での面圧が高く内輪軌道面での剥離が発生するため、内輪荷重を２個所に分散できる３点接触玉軸受にすると寿命が延びるので好ましい。また、電磁クラッチ用軸受においても偏摩耗を抑える観点から、鋼材に窒化処理を行い、耐摩耗性を高めることが好ましい。

【００５０】

また、剛性を上げ、外輪の軸方向最大変位量を減らす観点から、転動体に鋼よりヤング率の大きな窒化珪素あるいは炭化珪素等のセラミックスを使用するのが好ましい。図１１は、横軸に玉径Ｄａに対する外輪のみぞ曲率半径Ｒｅの比率（百分率）をとり、縦軸に外輪

の軸方向最大変位量（ｍｍ）をとって両者の関係につき調べた結果を示す特性線図である。図中にて特性線Ｂは転動体に鋼球を用いた結果を、特性線Ｃは転動体にセラミックス球（窒化珪素）を用いた結果をそれぞれ示す。図から明らかなように、転動体を窒化珪素セラミックにすると、軸受の傾き剛性がさらに高まるので、軸受３６の傾きに伴う軸方向変位量をさらに低減でき、これによって設計の自由度も高くなる。

【００５１】

【発明の効果】

本発明の電磁クラッチによれば、外輪の軌道輪を軸平行断面が単一円弧形状とし、内輪を軸平行断面が単一円弧形状でなく、かつ、転動体と２点で接触する２つの軌道を有し、外輪のみぞ曲率半径が転動体直径の５０．３％以上、５１．２％以下とし、電磁コイルの通電を停止しているときにロータとアーマチュアとの間に所定の隙間を存在させることにより、ロータとアーマチュアとの接触を防止して偏摩耗を低減し、かつ、モーメント荷重が作用する場合であっても軸方向変位量を低く抑え、耐モーメント荷重性能を向上させることができる。

【００５２】

また、本発明の３点接触玉軸受では、軸方向の位置決め機能を有しながら、ラジアル荷重を負荷したときにも発熱や摩耗が少なくなる。

【図面の簡単な説明】

【図１】従来の深みぞ玉軸受の一例を示す断面図。

【図２】従来の４点接触玉軸受の一例を示す断面図。

【図３】本発明の実施形態に係る３点接触玉軸受を示す断面図。

【図４】本発明の実施形態に係る３点接触玉軸受の一部を示す拡大断面図。

【図５】玉と軌道溝面との弾性接触を説明するための模式図。

【図６】深みぞ玉軸受、３点接触玉軸受、４点接触玉軸受のそれぞれについて、純ラジアル荷重下の外輪軌道面におけるＰＶ値の最大値と、純アキシアル荷重下のアキシアル変位との関係を計算機によって解析した結果を示すシミュレート解析図。

【図７】３点接触玉軸受の外輪みぞ曲率半径と純ラジアル荷重下の外輪軌道面におけるＰＶ値の最大値との関係を計算機によって解析した結果を示すシミュレート解析図。

【図８】３点接触玉軸受の外輪みぞ曲率半径と純アキシアル荷重下のアキシアル変位との関係を計算機によって解析した結果を示すシミュレート解析図である。

【図９】本発明の実施形態に係る３点接触玉軸受を用いた電磁クラッチを示す概略断面図。

【図１０】本発明の３点接触玉軸受を電磁クラッチに適用した場合について、外輪外径面の軸方向最大変位量と単一円弧軌道輪のみぞ曲率半径の関係を計算機によって解析した結果を示すシミュレーション解析図。

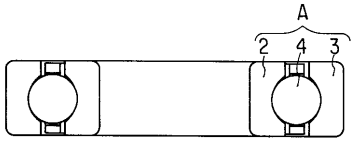
【図１１】本発明の３点接触玉軸受を電磁クラッチに適用した場合について、鋼球とセラミック球（窒化珪素）での外輪外径面の軸方向最大変位量と単一円弧軌道輪のみぞ曲率半径の関係の差を計算機によって解析した結果を示すシミュレーション解析図。

【符号の説明】

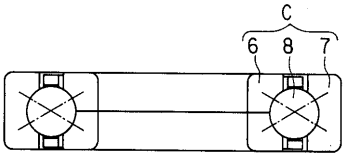
１２…内輪（第２の軌道輪）、１２ａ…軌道溝面、
１３…外輪（第１の軌道輪）、１３ａ…軌道溝面、
１４…玉（転動体）、
Ａ…深みぞ玉軸受、
Ｂ…３点接触玉軸受、
Ｃ…４点接触玉軸受、
β…レストアングル、
３１…電磁クラッチ、
３２…ステータ、
３３…電磁コイル、
３４…プーリ、

３５…ロータ、
３６…電磁クラッチ用３点接触玉軸受、
３７…アーマチュア、
３８…アーマチュア支持部、
３９…コンプレッサ軸、
４０…コンプレッサハウジング（電磁クラッチ用軸受の内輪支持部）。

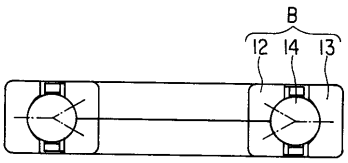
【図１】



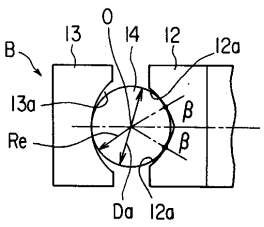
【図２】



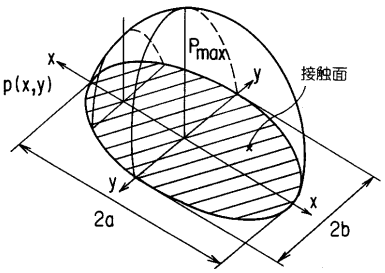
【図３】



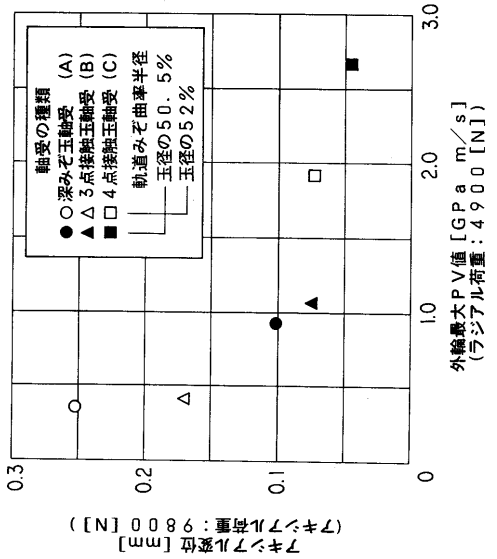
【図４】



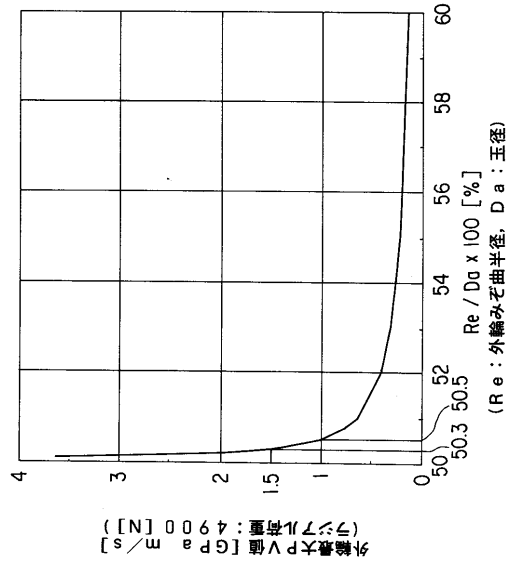
【図５】



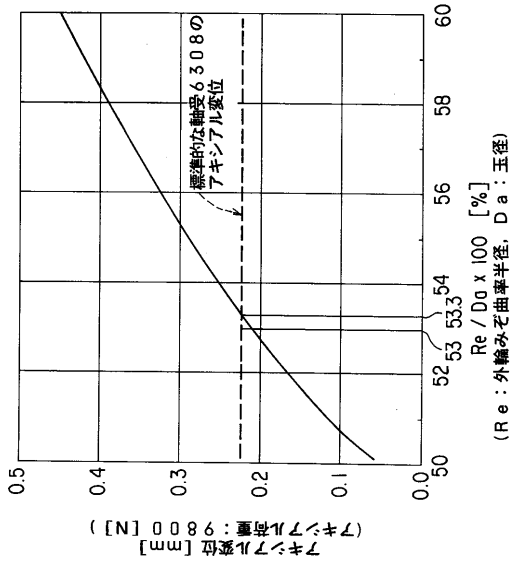
【図６】


軸受の種類
○ 深みぞ玉軸受 (A)
● △ 3点接触玉軸受 (B)
▲ □ 4点接触玉軸受 (C)
軌道みぞ曲率半径
玉径の50.5%
玉径の52%
外輪最大PV値 [GPa m/s]
(ラジアル荷重：4900[N])
アキシアル深位 [mm]
(アキシアル荷重：9800 [N])

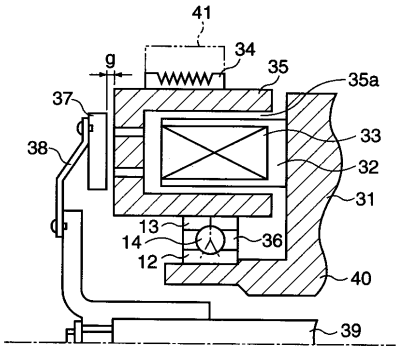
【図７】


外輪最大PV値 [GPa m/s]
(ラジアル荷重：4900 [N])
Re / Do x 100 [%]
(Re：外輪みぞ曲率径，Da：玉径)

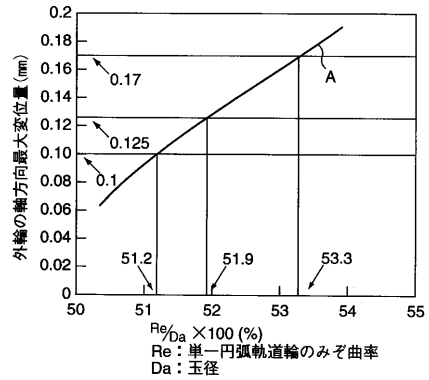
【図８】


標準的な軸受6308のアキシアル変位
Re / Do x 100 [%]
(Re：外輪みぞ曲率径，Da：玉径)
アキシアル変位 [mm]
(アキシアル荷重：9800 [N])

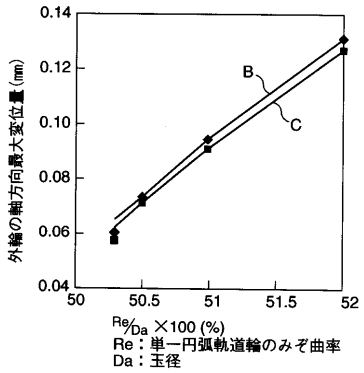
【図９】


41
34
g
35
35a
37
33
38
32
31
13
14
36
12
40
39

【図１０】


0.2
0.18
0.16
0.14
0.12
0.10
0.08
0.06
0.04
0.02
0
外輪の軸方向最大変位量 (mm)
0.17
0.125
0.1
A
51.2
51.9
53.3
50
51
52
53
54
55
Re/Da ×100 (%)
Re：単一円弧軌道輪のみぞ曲率
Da：玉径

【図１１】


0.14
0.12
0.10
0.08
0.06
0.04
外輪の軸方向最大変位量 (mm)
B
C
50
50.5
51
51.5
52
Re/Da ×100 (%)
Re：単一円弧軌道輪のみぞ曲率
Da：玉径

フロントページの続き

(72)発明者　谷口　雅人
神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目５番５０号　日本精工株式会社内
(72)発明者　荒牧　宏敏
神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目５番５０号　日本精工株式会社内
(72)発明者　中野　裕司
神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目５番５０号　日本精工株式会社内
(72)発明者　石黒　博
神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目５番５０号　日本精工株式会社内

審査官　鳥居　稔

(56)参考文献　特開２０００－１２０６６８（ＪＰ，Ａ）
特開平０３－１９９７１５（ＪＰ，Ａ）
実開昭５１－００９１４６（ＪＰ，Ｕ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
F16C 19/16
F16C 33/58