

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2018年2月1日(01.02.2018)



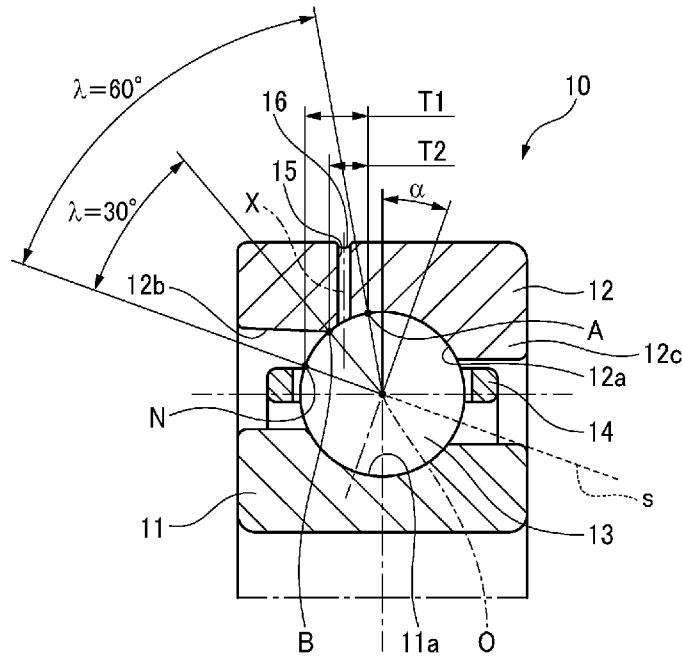
(10) 国際公開番号

WO 2018/021434 A1

- (51) 国際特許分類:
F16C 33/66 (2006.01) F16C 33/58 (2006.01)
F16C 19/16 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2017/027105
- (22) 国際出願日: 2017年7月26日(26.07.2017)
- (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 2016-150501 2016年7月29日(29.07.2016) JP
- (71) 出願人: 日本精工株式会社 (NSK LTD.) [JP/JP]; 〒1418560 東京都品川区大崎一丁目6番3号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: 松永 恭平 (MATSUNAGA Kyohei); 〒2518501 神奈川県藤沢市鵜沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP).
勝野 美昭 (KATSUNO Yoshiaki); 〒2518501 神奈川県藤沢市鵜沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP).
- (74) 代理人: 特許業務法人栄光特許事務所 (EIKOH PATENT FIRM, P.C.); 〒1050003 東京都港区西新橋一丁目7番13号 虎ノ門イーストビルディング10階 Tokyo (JP).
- (81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT,

(54) Title: BALL BEARING

(54) 発明の名称: 玉軸受



(57) Abstract: An angular contact ball bearing (10) is configured such that: the outer ring (12) thereof has at least one radial hole (15) extending radially through the outer ring (12) from the outer peripheral surface of the outer ring (12) to the inner peripheral surface thereof; and, if the inferior angle formed relative to the axis (s) of rotation of a ball (13) by the straight line which connects the center (O) of the ball (13) and the point of intersection between the centerline (X) of the radial hole (15) and the surface of the ball (13) is defined as λ , the axial position of the centerline (X) of the radial hole (15) is set to satisfy the relationship of $0^\circ < \lambda \leq 60^\circ$.



WO 2018/021434 A1

HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, KE, KG, KH,
KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY,
MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ,
NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT,
QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL,
SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA,
UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

- (84) 指定国(表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類 :

- 一 国際調査報告 (条約第21条(3))

(57) 要約: アンギュラ玉軸受 (10) では、外輪 (12) は、その外周面から内周面まで径方向に亘って貫通する少なくとも1つの径方向孔 (15) を有し、該径方向孔 (15) の中心線 (X) の軸方向位置は、玉 (13) の自転軸 (s) に対して、径方向孔 (15) の中心線 (X) と玉 (13) の表面との交点から玉 (13) の中心 (O) までを結んだ直線がなす劣角を λ としたとき、 $0^\circ < \lambda \leq 60^\circ$ となるように設定される。

明 細 書

発明の名称：玉軸受

技術分野

[0001] 本発明は、玉軸受に関し、より詳細には、外輪給油型の玉軸受に関する。

背景技術

[0002] 近年、工作機械用主軸は切削効率の向上を目指して、高速化の要求が高まっている。また、該主軸には、最近、生産の高効率化のため複雑形状の被加工物を複数の工作機械を使用せず、かつ、段替えなしで加工することが可能な5軸加工機への対応ニーズも出てきている。5軸加工機では、主軸やテーブルが回転するため、回転半径の短縮化による省スペース化、あるいは、回転時のイナーシャ軽減や軽量化による省電力志向等の要求から、スピンドルの軸方向長さの短縮が求められている。

[0003] 工作機械主軸用として多く採用されている転がり軸受の潤滑方法としては、グリース潤滑、オイルエア潤滑、オイルミスト潤滑などが挙げられる。一般的に、高速回転（ dmn 80万以上）の領域ではオイルエア潤滑が採用される。従来のオイルエア潤滑としては、図8（a）に示す軸受100の側方に配置された給油用ノズルこま101、又は、図8（b）に示す軸受100の側方に配置された外輪間座102の径方向貫通孔102aに挿入された給油用ノズルこま101を用いて、軸受側面から軸受内部に高圧エア及び微細な油粒を供給する方式が知られている。

[0004] この方式では、ノズルこま101等の給油用部品が別に必要であり、スピンドルの部品点数が多くなるため、スピンドル全体のコストアップや管理の手間が増えることにつながる。また、ノズルこま101を使用するため外輪間座の形状やハウジングの構造が複雑になり、スピンドルの設計・加工の手間が増える。さらに、軸受の軸方向側面側にノズルこま101を設置するため、ある程度の間座長さが必要になり、スピンドルの軸方向長さが長くなる。これによって、工作機械自体の大きさが大きくなったり、軸方向長さが増

えた分スピンドル重量が重くなり、スピンドルの危険速度（危険速度とは、スピンドルが有する固有振動数から算出した回転速度であり、この危険速度域でスピンドルを回転させると、振動大となってしまう。）が低くなったりする。また、高速回転化に伴い発生するエアカーテン（エアカーテンとは、空気と高速回転する内輪外径表面との摩擦によって発生する円周方向の高速空気流の壁のことである）によって、給油用ノズルからの油粒の供給が阻害され、その結果、軸受内部へ確実に潤滑油が供給されにくい。このように従来のオイルエア潤滑は、高速回転下における潤滑性ではグリース潤滑に勝るものの、高速化が進むにつれて、その対応が重要になってきている。

[0005] また、他のオイルエア潤滑方式としては、図9に示すように、外輪111の外周面の周方向に油溝112を形成し、かつ、その油溝112と同じ軸方向位置に、径方向に向いた油孔113が形成された外輪給油型軸受110を用いることが知られている（例えば、特許文献1参照）。このような外輪給油型軸受では、軸受が高速回転で使用される場合でも、油粒の供給がエアカーテンによって阻害されることがない。そのため、高速回転でも安定したスピンドルの使用が可能となる。

[0006] 図10は、ノズルこま101を用いたオイルエア潤滑と外輪給油仕様のオイルエア潤滑それぞれの場合における主軸の概略図を示す。図10の上半分が外輪給油仕様のオイルエア潤滑のスピンドル120、下半分がノズルこま101を用いたオイルエア潤滑のスピンドル120Aである。なお、図10中、符号121は、回転軸であり、符号122は、回転軸121に嵌合するモータのロータである。このように、ノズルこま101を用いたオイルエア潤滑の場合には、軸受100の側面から潤滑油を供給するために一定以上の軸方向長さの間座が必要になる。それに対して、外輪給油仕様の場合には、給油用の間座が必要ないため、ノズルこまの削減や間座の構造を簡単にすることができ、間座123の軸方向長さをノズルコマを用いる仕様に比べて、短くすることができる。これにより、外輪給油仕様では、主軸・給油用の部品の設計・加工や部品の管理が簡単になり、工作機械の設計・製造・管理にお

いて全体的なコストダウンが可能となる。加えて、軸方向長さを短くできることで、工作機械サイズの小型化やスピンドル危険速度の向上にもつながる。このように、外輪給油型軸受には、従来の側面給油型軸受と比較して多くの利点を有している。

先行技術文献

特許文献

[0007] 特許文献1：日本国特開2013-79711号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0008] ところで、外輪給油型軸受では、転動体と内外輪との接触部近傍に直接潤滑油を供給するため、その供給位置によっては、軸受に機能上の問題が発生する場合がある。例えば、外輪径方向孔の軌道面側開口位置が、外輪溝と玉との間の接触部の接触楕円とオーバーラップした場合、その開口部淵近傍で、外輪溝と玉との間の接触面圧が高まり、軸受に早期焼付きなどの損傷が発生しやすくなる。また、外輪に設けた径方向孔の軌道面側開口部と、外輪溝と玉との間の接触楕円がオーバーラップしていなくても、その接触楕円近傍に一度に潤滑油が供給されてしまうと、軸受発熱大による損傷が発生する可能性がある。

[0009] 本発明は、前述した課題に鑑みてなされたものであり、その目的は、外輪給油型軸受の外輪に設けられた、径方向孔の軸方向位置を、軸受の使用用途によって適切に設定することで、より良い潤滑性能や回転性能を得ることができる玉軸受を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0010] 本発明の上記目的は、下記の構成により達成される。

(1) 外周面に内輪軌道溝を有する内輪と、内周面に外輪軌道溝を有する外輪と、前記内輪軌道溝と前記外輪軌道溝との間に転動自在に配置される複数の玉と、を備え、潤滑油によって潤滑される玉軸受であって、

前記外輪は、その外周面から内周面まで径方向に亘って貫通する少なくとも1つの径方向孔を有し、

該径方向孔の中心線の軸方向位置は、前記玉の自転軸に対して、前記径方向孔の中心線と前記玉の表面との交点から前記玉の中心までを結んだ直線がなす劣角を λ としたとき、 $0^\circ < \lambda \leq 60^\circ$ となるように設定される、玉軸受。

(2) 前記外輪の内周面は、軸方向端面から前記外輪軌道溝に向かって徐々に縮径する傾斜部と、該傾斜部と前記外輪軌道溝までを結ぶ、前記玉軸受の回転軸中心線と平行なストレート部とを有するカウンターボアを有し、

前記径方向孔の内径側開口部全ては、前記傾斜部内に位置する、(1)に記載の玉軸受。

(3) 前記外輪の内周面は、軸方向端面から前記外輪軌道溝に向かって徐々に縮径する傾斜部と、該傾斜部と前記外輪軌道溝までを結ぶ、前記玉軸受の回転軸中心線と平行なストレート部とを有するカウンターボアを有し、

前記径方向孔の内径側開口部は、前記傾斜部と前記ストレート部に跨るように位置する、(1)に記載の玉軸受。

(4) 前記外輪の内周面は、軸方向端面から前記外輪軌道溝に向かって徐々に縮径する傾斜部と、該傾斜部と前記外輪軌道溝までを結ぶ、前記玉軸受の回転軸中心線と平行なストレート部とを有するカウンターボアを有し、

前記径方向孔の内径側開口部全ては、前記ストレート部に位置する、(1)に記載の玉軸受。

(5) 前記外輪の内周面は、軸方向端面から前記外輪軌道溝に向かって徐々に縮径する傾斜部と、該傾斜部と前記外輪軌道溝までを結ぶ、前記玉軸受の回転軸中心線と平行なストレート部とを有するカウンターボアを有し、

前記径方向孔の内径側開口部は、前記ストレート部と前記外輪軌道溝に跨るように位置する、(1)に記載の玉軸受。

(6) 前記外輪の内周面は、軸方向端面から前記外輪軌道溝に向かって徐々に縮径する傾斜部と、該傾斜部と前記外輪軌道溝までを結ぶ、前記玉軸受

の回転軸中心線と平行なストレート部とを有するカウンターボアを有し、

前記径方向孔の内径側開口部全ては、前記外輪軌道溝に位置する、(1)に記載の玉軸受。

(7) 前記外輪の内周面は、軸方向端面から前記外輪軌道溝まで徐々に縮径する傾斜部を備えたカウンターボアを有し、

前記径方向孔の内径側開口部全てが、前記カウンターボアに位置する、(1)に記載の玉軸受。

(8) 前記外輪の内周面は、軸方向端面から前記外輪軌道溝まで徐々に縮径する傾斜部を備えたカウンターボアを有し、

前記径方向孔の内径側開口部は、前記カウンターボアと前記外輪軌道溝に跨るように位置する、(1)に記載の玉軸受。

(9) 前記外輪の内周面は、軸方向端面から前記外輪軌道溝まで徐々に縮径する傾斜部を備えたカウンターボアを有し、

前記径方向孔の内径側開口部全てが、前記外輪軌道溝に位置する、(1)に記載の玉軸受。

(10) 該径方向孔の中心線の軸方向位置は、 $30^\circ \leq \lambda \leq 60^\circ$ となるように設定される、(1)～(9)のいずれかに記載の玉軸受。

(11) 前記外輪の外周面には、前記径方向孔と連通する凹状溝が周方向に沿って形成されている、(1)～(10)のいずれかに記載の玉軸受。

(12) 前記外輪の外周面には、上記凹状溝を挟む軸方向両側に環状溝が周方向に沿って形成され、前記各環状溝には、それぞれ環状のシール部材が配置される、(11)に記載の玉軸受。

(13) 前記径方向孔の直径が0.5～1.5mmである、(1)～(12)のいずれかに記載の玉軸受。

(14) 工作機械主軸用軸受であることを特徴とする(1)～(13)のいずれかに記載の玉軸受。

発明の効果

[0011] 本発明の玉軸受によれば、外輪は、その外周面から内周面まで径方向に亘

って貫通する少なくとも1つの径方向孔を有し、該径方向孔の中心線の軸方向位置は、玉の自転軸に対して、径方向孔の中心線と玉の表面との交点から玉の中心までを結んだ直線がなす劣角を λ としたとき、 $0^\circ < \lambda \leq 60^\circ$ となるように設定されるので、高速用途において、より安定した潤滑性能や回転性能を得ることができる。

図面の簡単な説明

[0012] [図1]本発明の第1実施形態に係る玉軸受の断面図である。

[図2] (a) は、径方向孔の軌道溝側開口部の軸方向位置が、点Nにある玉軸受の断面図であり、(b) は、径方向孔の軌道溝側開口部の軸方向位置が、点Cにある玉軸受の断面図であり、(c) は、径方向孔の軌道溝側開口部の軸方向位置が、点Dにある玉軸受の断面図である。

[図3] (a) は、径方向孔の軌道溝側開口部の軸方向位置が、 $\lambda = 1^\circ$ である玉軸受の断面図であり、(b) は、該軸方向位置が、 $\lambda = 31^\circ$ である玉軸受の断面図であり、(c) は、該軸方向位置が、 $\lambda = 60^\circ$ である玉軸受の断面図である。

[図4]第1実施形態の変形例に係る玉軸受の断面図である。

[図5]本発明の第2実施形態に係る玉軸受の断面図である。

[図6] (a) は、径方向孔の内径側開口部全てが、傾斜部内に位置する場合の玉軸受の断面図であり、(b) は、径方向孔の内径側開口部が、傾斜部とストレート部に跨るように位置する場合の玉軸受の断面図であり、(c) は、径方向孔の内径側開口部全てが、ストレート部に位置する場合の玉軸受の断面図である。

[図7] (a) は、径方向孔の内径側開口部は、ストレート部と外輪軌道溝に跨るように位置する場合の玉軸受の断面図であり、(b) は、径方向孔の内径側開口部全てが、外輪軌道溝に位置する場合の玉軸受の断面図である。

[図8] (a) 及び (b) は、ノズルこまを用いた従来のオイルエア潤滑を示す断面図である。

[図9]外輪給油仕様のオイルエア潤滑の玉軸受の断面図である。

[図10]上半分が外輪給油仕様のオイルエア潤滑のスピンデル、及び下半分がノズルこまを用いたオイルエア潤滑のスピンデルの各断面図である。

発明を実施するための形態

[0013] 以下、本発明の各実施形態に係る玉軸受について、図面に基づいて詳細に説明する。

[0014] (第1実施形態)

図1に示すように、本実施形態に係る玉軸受10は、高速の工作機械主軸用に適用され、外周面に円弧状の内輪軌道溝11aを有する内輪11と、内周面に円弧状の外輪軌道溝12aを有する外輪12と、保持器14に保持され、所定の接触角 α をもって内輪軌道溝11aと外輪軌道溝12aとの間に転動自在に配置された複数の玉13と、を備える。外輪12の軸方向一方側の内周面には、軸方向端面から外輪軌道溝12aまで徐々に縮径する傾斜部を備えたカウンターポア12bが設けられている一方、軸方向他方側の内周面には、溝肩12cが形成されている。

なお、高速の工作機械主軸で使用される用途では、接触角 α は、 $15 \sim 30^\circ$ に設定されている。また、軸受回転時の遠心力による回転側リングの膨張や内外輪温度差による内部ラジアル隙間減少の悪影響を抑制するため、接触角 α は、 $18^\circ < \alpha \leq 25^\circ$ に設定されることがより好ましい。

[0015] この玉軸受10は、外輪給油型軸受であり、外輪12は、その外周面から内周面まで径方向に亘って貫通する径方向孔15を有する。また、外輪12の外周面には、径方向孔15と連通する凹状溝16が周方向に沿って形成される。これにより、アンギュラ玉軸受10では、図示しないハウジングの給油路から供給された油粒及び潤滑エアが、外輪12の凹状溝16及び径方向孔15を介して、直接、玉13に供給され、オイルエア潤滑が行われる。

なお、周状の凹状溝は、外輪12に設ける代わりに、ハウジングの内周面において、径方向孔15と連通する給油路開口の位置に形成されてもよい。

[0016] また、本実施形態では、径方向孔15の中心線Xの軸方向位置は、以下のように設定される。

ここで、図1中、自転軸sとは、軸受回転中に、玉13が外輪軌道溝12aや内輪軌道溝11a上を転がり運動する際の回転軸であり、接触角 α を表す直線に対してほぼ 90° の角度を有する。また、Nで表されている点は、玉13の自転運動の極となる点である。さらに、図中の点A、点Bはそれぞれ、玉13の自転軸sとなす角度 λ が 60° 、 30° の直線と玉13の表面との交点である。この角度 λ は、玉13の自転軸sに対して、径方向孔15の中心線Xと玉13の表面との交点から玉13の中心までを結んだ直線がなす時計方向の角度を、正の角度として定義したものであり、自転軸sと該直線との劣角である。なお、本明細書では、径方向孔15の中心線Xとは、その延長線を含むものとする。

[0017] 即ち、本実施形態では、径方向孔15の中心線Xの軸方向位置は、 $0^\circ < \lambda \leq 60^\circ$ （図1中、T1で表される範囲）、より好ましくは $30^\circ \leq \lambda \leq 60^\circ$ （図1中、T2で表される範囲）となるように設定される。

つまり、径方向孔15の中心線Xの軌道溝側開口部の軸方向位置は、 λ が 0° を越える、即ち、径方向孔15の中心線Xの軸方向位置を図1の点Nよりも外輪溝底側に設定することによって、潤滑油を給油した際に玉13の表面に付着した潤滑油が、玉13の公転による遠心力および玉13の自転による遠心力によって、外輪軌道溝12a内や内輪軌道溝11a内に運ばれる。特に、軸受回転中の玉13の自転による遠心力と、潤滑油の玉13の表面への付着力によって、玉13の表面の、図1の点Nよりも溝底側に付着した潤滑油が、赤道側（図1中の接触角 α を表す直線側）、すなわち、外輪軌道溝12a内や内輪軌道溝11a内に運ばれていく。

[0018] 図2は、玉13の表面における潤滑油付着性の考え方の模式図を示す。図2(b)の点C、図2(c)の点Dは、それぞれ、玉13の表面における点Nよりも反溝底側、溝底側のある任意の点を表す。また、L1、L2、L3はそれぞれ、玉13の表面を表す円における、点N、点C、点Dを通る接線である。接線L1、L2、L3と径方向（径方向断面と平行）に延びる直線（外輪12に設けた径方向孔15の中心線Xに相当）とがなす角度をそれぞれ

れ、 $\theta 1$ 、 $\theta 2$ 、 $\theta 3$ とする。

[0019] 径方向孔15の中心線Xが点Nを越えて反溝底側へ行くと、図2(b)中の θ の値が大きくなり、 θ の値が小さい場合に比べて、潤滑油の玉13への付着性が低下する。つまり、 θ が大きくなる程、供給された潤滑油が玉13の表面をかするように接触してしまい、周囲に発散してしまう。さらに、潤滑油が保持器14などの玉13以外のところに付着する可能性も高まるため、径方向孔15から供給した潤滑油が、玉13と、内輪11や外輪12との接触部に運ばれにくくなるため、潤滑の信頼性が低下する懸念がある。また、径方向孔15の中心線Xが点Nと交わる位置に径方向孔15を設けた場合、径方向孔15から供給した潤滑油が点Nに付着し、上述の玉13の自転に伴い発生する遠心力による潤滑油運搬効果が小さくなってしまい、潤滑性の低下へつながる懸念がある。したがって、外輪12に設けられた径方向孔15の中心線Xが図1および図2の点Nよりも溝底側にくるように径方向孔15を設けることによって、より安定した潤滑性や回転性能を得ることができる。

[0020] 一方、径方向孔15の中心線Xが図1の $\lambda > 60^\circ$ の範囲にくると、もしくは溝底を越えて接触角側へくると、玉13と外輪12との接触部に近い領域に潤滑油が供給されることになる。玉13と内外輪11、12との接触部や接触部近傍に、潤滑油が、通常のオイルミスト潤滑による供給量程度でも一気に供給されると、その潤滑油と玉13との間の抵抗が大きくなり、大きな発熱を引き起こす可能性がある。この発熱大により、玉13と外輪12との接触部および接触部近傍の軸受部品および潤滑油温度が上昇し、潤滑油の油膜形成性能が低下することによって、焼付きなどの損傷が発生する懸念がある。

[0021] この課題発生を抑制するためには、玉13と内外輪11、12との接触部および接触部近傍に微量の潤滑油を少しずつ供給することが望ましく、図1の $0^\circ < \lambda \leq 60^\circ$ 、より好ましくは $30^\circ \leq \lambda \leq 60^\circ$ の範囲に、径方向孔15の中心線Xがくるように径方向孔15を設けることで、上述の玉13

の自転に伴い発生する遠心力による潤滑油運搬効果によって、それを達成することができる。 $30^\circ \leq \lambda \leq 60^\circ$ の範囲がより好ましい理由としては、点Nやその近傍 ($0^\circ < \lambda < 30^\circ$) では、玉13の表面の周速が小さく、上述の潤滑油運搬効果も小さくなることが挙げられる。 λ を 30° (図1のB点) 以上とすることで、潤滑油が付着する部分、すなわち自転軸sにおける回転半径が玉径の $1/2$ 以上となり、適切な潤滑油運搬効果が得られる。より大きな潤滑油運搬効果を得るためには、 $30^\circ \leq \lambda \leq 60^\circ$ 範囲に径方向孔15の中心線Xがくることが望ましい。

[0022] また、径方向孔15の中心線Xが図1の $\lambda > 60^\circ$ の範囲に来てしまうと、 $0^\circ < \lambda \leq 60^\circ$ 内の場合と比較して、供給された潤滑油が付着する玉13の表面の自転周速度が大きくなりすぎてしまう。自転周速度が大きい部分に潤滑油が供給されてしまうと、自転周速度が小さい部分に供給される場合と比較すると、潤滑油が玉13の表面に付着した際の、玉13と潤滑油の間の抵抗が大きくなってしまう。そのため、 $\lambda > 60^\circ$ の範囲に潤滑油が供給されてしまうと、 $0^\circ < \lambda \leq 60^\circ$ 内に潤滑油が供給された場合と比較して、軸受発熱が大きくなってしまう。したがって、径方向孔15の中心線Xが図1の $0^\circ < \lambda \leq 60^\circ$ 内、より好ましくは $30^\circ \leq \lambda \leq 60^\circ$ 内にくるように径方向孔15を設けることで、より安定した回転性能を得ることができる。

[0023] 特に、高速の工作機械主軸で使用される軸受 (接触角 $\alpha = 15 \sim 30^\circ$) の軸受は接触角が小さく、玉13と外輪12との接触部が外輪溝底に近くなってしまうので、接触角 30° を上限として設定しつつ、上述の $\lambda > 60^\circ$ の範囲に油穴の中心線Xがくると、径方向孔15と、外輪12と玉13間の接触楕円がオーバーラップし、径方向孔15の淵部近傍と玉13との間の接触面圧大を引き起こす可能性がある。したがって、本実施形態の玉軸受10が主に使用される高速用途においては、 $0^\circ < \lambda \leq 60^\circ$ 内、より好ましくは $30^\circ \leq \lambda \leq 60^\circ$ 内に径方向孔15の中心線Xがくるように、径方向孔15を設けることで、より安定した回転性能を得ることができる。

なお、本実施形態では、接触角 α が $15 \sim 30^\circ$ に設定されているので、径方向孔15の中心線Xの軌道溝側開口部の軸方向位置は、外輪溝底よりも反接触角側（カウンタボア側）の範囲内に形成される。

[0024] なお、接触角 α が 30° 以下に設定される理由は以下の通りである。

本実施形態のようにオイルエア潤滑などが採用される高速の工作機械用主軸用途などでは、接触角 α として 30° を超えるような設定がなされると、内外輪11, 12の回転軸と玉13の自転軸との乖離が大きくなり、玉13と内輪軌道溝11a及び玉13と外輪軌道溝12aの各接触部のスピン滑り、ジャイロ滑りなどの滑りが顕著になるとともに、玉13の公転による遠心力も非常に大きくなる。

このため、軸受の内部荷重（＝軸受運転中の予圧荷重）が増加し、上記接触部の面圧も増大する。その結果、軸受の高速回転時における焼付限界の主因となる指標である限界PV値を超えてしまう。

従って、本用途においては、接触角 α を 30° 以下とすることで、上述のような不具合を回避することが出来る。

[0025] ここで、表1に示す、高速の工作機械主軸で要求される主軸運転条件において、接触角の異なる複数の仕様の軸受について解析を行った。その結果を表2に示す。

[0026] [表1]

選定軸受	アングュラ玉軸受
dmn値	130万
回転数	$14,600\text{min}^{-1}$
軸受内径	$\phi 70$
転動体(材質)	窒化ケイ素 (Si_3N_4)
組合せ	DBB(4列背面組合せ)
潤滑	オイルエア潤滑
駆動	ビルトイン(主軸内モータ内蔵)

[0027]

[表2]

接触角(deg)	主軸組込後予圧荷重(N)…(1)	焼付きリスク	運転中の振動発生有無
20	640	◎;安定回転可	◎;極めて良好
25	540	◎;安定回転可	◎;極めて良好
30	260	○;ほぼ安定回転可	○;良好
33	0;予圧設定不可	×;異常昇温→焼付	×;振動大
35	0;予圧設定不可	×;異常昇温→焼付	×;振動大

[0028] 主軸運転条件は、 $d m n$ 値（ $d m n$ 値は、転動体のピッチ円直径（mm）と軸受の回転数（ $m i n^{-1}$ ）との積）が130万以上（最近の高速主軸の標準的な使用条件）であり、回転による遠心力が非常に高く、加えて、上述のように接触角が大きくなるにつれて軸受の内部滑り（スピン滑り・ジャイロ滑りなど）が大きくなる。

したがって、高速回転時における運転中の内部予圧を下げ、かつ、転がり接触部のPV値を下げるためには、接触角を大きく設定するに従い、軸受の主軸組込み後の予圧荷重（静止時＝回転数0の状態）をより小さくする必要がある（表中（1））。

[0029] つまり、仕様検討の結果、表2に示すように、接触角が 30° 以下では、主軸組込後予圧荷重を付加しても主軸としての機能は満足できる設定となるが、接触角が 30° を越えると、予圧荷重を付加することはできず、主軸組込後、内部すきまが0よりプラスすきま（いわゆるガタの状態）の設定とならざるを得ない。したがって、運転中の主軸の剛性が確保できず、振動が発生し易くなると共に、工作機械主軸の場合、回転精度も悪化し加工精度不良が生じる。

[0030] また、予圧が与えられていない軸受の状態にあっては、軸受にガタがあるため、主軸の急加速運転や急減速運転時に、転がり接触部における公転滑り（スキッピング；回転輪から転動体に駆動力が伝達されず、両者間の接触部で極めて大きな滑りが生じる現象）が発生しやすくなり、本現象による異常昇温から摩耗や焼付きに至る可能性がある。

以上の試算結果からもわかるように、軸受の接触角は 30° 以下とならざるを得ず、本条件下とした場合、 $0^{\circ} < \lambda \leq 60^{\circ}$ の効果が有効に発揮でき

る。

[0031] 図3は、本実施形態の径方向孔15の中心線Xの軸方向位置が、 $0^\circ < \lambda \leq 60^\circ$ の範囲となるように設定される例を示しており、図3(a)は、 $\lambda = 1^\circ$ のとき、図3(b)は、 $\lambda = 31^\circ$ のとき、図3(c)は、 $\lambda = 60^\circ$ のとき、のそれぞれの径方向孔15を示している。

[0032] 図3(a)は、径方向孔15の外輪内径側開口部全てが、カウンターボア12bに位置し、外輪軌道溝12aの外側にあるため、軌道溝加工時に油孔開口部に配慮する必要が無く（油孔開口部と軌道溝との交差部のバリなど）、加工性が良い。さらには、玉13と油孔開口部との接触、または、玉13と外輪軌道溝12aとの接触楕円と油孔開口部が重なることがないため、組立作業性や取扱性が良い。

即ち、油孔開口部が外輪軌道溝12aの外側にあるため、玉表面にキズが入る可能性や、その玉表面のキズによって、軸受の音響性能低下や早期損傷などが発生する可能性がない。

[0033] 図3(b)は、径方向孔15の外輪内径側開口部が、カウンターボア12bと軌道溝12a内に跨って形成されている。通常の組立作業や軸受使用方法では、玉13と外輪軌道溝12a内のカウンターボア近傍部は接触することが無いため、上記と同様の理由で、組立作業性や取扱性が良い。また、油孔開口部の一部が軌道溝12a内にあり、玉13と内・外輪11、12との接触部に近いため、油の供給性が良い。

[0034] 図3(c)は、径方向孔15の外輪内径側開口部全てが、外輪軌道溝12a内にあり、かつ軌道溝内のカウンターボア側（溝底に対して接触角と反対側）にある。そのため、軸受回転時に油孔開口部と玉13と外輪軌道溝12aとの接触楕円がオーバーラップすることはなく、オーバーラップすることによって発生する接触面圧過大などが発生せず、軸受の早期損傷などが発生する可能性は低い。また、油の供給性もよく、軸受の良好な回転性能を実現することができる。

なお、図3(c)のように、油孔開口部が外輪軌道溝12a内にある場合

には、軸受組立時や軸受を主軸に組み込む際の作業方法を留意することで、上述した、油孔開口部と軌道溝との交差部のバリや、玉表面にキズが入る可能性が解消できる。

[0035] なお、本実施形態では、径方向孔15の直径は、潤滑油の供給性を考慮して、0.5～1.5mmに設定されている。また、本実施形態では、径方向孔15は、径方向に亘って一様な直径を有している。

[0036] したがって、本実施形態の玉軸受10によれば、外輪12の径方向孔15の中心線Xの軸方向位置は、玉13の自転軸sに対して、径方向孔15の中心線Xと玉13の表面との交点から玉13の中心Oまでを結んだ直線がなす劣角を λ としたとき、 $0^\circ < \lambda \leq 60^\circ$ となるように設定されるので、高速用途で使用される玉軸受において、より安定した潤滑性や回転性能を得ることができる。

[0037] また、本実施形態では、図4に示す変形例のように、玉軸受10の外輪12の外周面において、凹状溝16を挟む軸方向両側に、環状溝19を周方向に沿って形成し、各環状溝19に、例えばOリングなどの環状の弾性部材である、シール部材20を配置してもよい。これにより、潤滑油供給時に、外輪12の外周面と外輪12が内嵌するハウジングの内周面との間で発生する可能性のある潤滑油漏れを防止することができる。

[0038] (第2実施形態)

次に、本発明の第2実施形態に係る玉軸受について、図5～図7を参照して詳細に説明する。なお、第1実施形態と同一または同等部分については、同一符号を付して説明を省略或いは簡略化する。

[0039] 本実施形態のアンギュラ玉軸受10aは、外輪12の内周面のカウンターボア側の形状において、第1実施形態のものと異なる。即ち、本実施形態では、カウンターボア12bは、軸方向端面から軌道溝12a側に向かって徐々に縮径する傾斜部(円錐面)12b1と、傾斜部12b1と軌道溝12aまでを結ぶ、玉軸受の回転軸中心線L(図10参照)と平行なストレート部(円筒面)12b2と、を有している。

[0040] アンギュラ玉軸受10aは、組込後に軸受が分解するのを防ぐために、外輪12または内輪11に、図5に示すかかり代 Δr という部分を設けている。そのため、アンギュラ玉軸受10aを組み立てる際は、外輪12を加熱し、かかり代 Δr の分だけ外輪12を膨張させて組立てを行う。この組立時の外輪加熱温度や時間を一定にし、組立製造ラインの管理をしやすいように、また、組立て後の軸受分解を防止するために、このかかり代 Δr の寸法は、最終仕上研削加工により、数十 μm オーダーで管理することが望ましい。

[0041] このように、かかり代 Δr を規定するストレート部12b2を設ける本実施形態の場合、カウンターボア12bが傾斜部のみからなり、カウンターボア12bと外輪軌道溝12aとの間にエッジが設けられる場合と比べて、かかり代 Δr の寸法管理の容易化（研削加工時、寸法精度が得やすく、かつ、ストレート部が存在するので、かかり代径寸法Dが測定しやすい）や軸受組立時の玉キズ発生の抑制が可能となる。

[0042] この実施形態においても、外輪12の径方向孔15の中心線Xの軸方向位置は、玉13の自転軸sに対して、径方向孔15の中心線Xと玉13の表面との交点Nから玉13の中心Oまでを結んだ直線がなす劣角を λ としたとき、 $0^\circ < \lambda \leq 60^\circ$ 、好ましくは $30^\circ \leq \lambda \leq 60^\circ$ となるように設定されればよい。これにより、高速用途で使用される玉軸受において、より安定した潤滑性や回転性能を得ることができる。

具体的には、本実施形態では、径方向孔15の中心線Xの軸方向位置は、図6(a)～図7(b)に示すいずれかの位置に設計されればよい。

[0043] 図6(a)は、径方向孔15の外輪内径側開口部全てが、カウンターボア12bの傾斜部12b1内に位置している。

[0044] このような位置に径方向孔15を設けることで、軌道溝加工時に油孔開口部のバリ等を考慮しなくてよく、外輪軌道溝12aの加工性が良い。また、軸受を主軸へ組み込む際や使用時に、玉13と外輪軌道溝12aとの接触楕円と油孔開口部がオーバーラップすることがないため、玉キズの発生や、接触面圧の異常な増大を抑制することができる。

- [0045] 図6 (b) は、径方向孔15の外輪内径側開口部が、傾斜部12b1とストレート部12b2に跨るように位置している。これにより、図6 (a) の玉軸受の効果に加えて、より軸受内部側へ油を供給できるため、軸受のより良い回転性能が得られる。
- [0046] 図6 (c) は、径方向孔15の外輪内径側開口部全てが、ストレート部12b2に位置している。これにより、図6 (a) 及び (b) の玉軸受の効果に加えて、開口部の一部が傾斜していないので、供給した油の直進性が確保でき、より確実に油を供給できる。
- [0047] 詳しくは、図6 (a) 及び (b) の玉軸受では、径方向孔15の外輪内径側開口部がカウンターボアの傾斜部12b1に沿って形成され、油の供給方向(玉軸受の回転軸中心線Lと直交する方向)に対して、開口部の径方向から見た断面が傾いている。このような場合、開口部の軸方向端面側の方がストレート部側よりも空間が広いため、軸方向端面側での圧力が弱まり、カウンターボアの傾斜部側に油と共に供給されるエアが流れ、それに伴い、油も傾斜部側へ流れてしまう可能性がある。これに対し、図6 (c) に示す玉軸受では、径方向孔15の外輪内径側開口部全てをストレート部12b2に設けることで、開口部の径方向から見た断面が油の供給方向に対して平行であるため、上述した油の直進性が確保できる。
- [0048] 図7 (a) は、径方向孔15の外輪内径側開口部が、ストレート部12b2と外輪軌道溝12aに跨るように位置する。このような径方向孔15を設けることによって、径方向孔15の開口部の一部が外輪軌道溝12aとオーバーラップしているため、油の供給性が向上する。
- [0049] 図7 (b) は、径方向孔15の外輪内径側開口部全てが、外輪軌道溝12aに位置する。このように径方向孔15を設けることによって、玉13と外輪軌道溝12aとの間の狭いすきまに油が直接供給される。そのため、特に潤滑油量がより多く必要とされる高速運転時の油膜切れを抑制することができるため、安定した高速性を得ることができる。
- [0050] 尚、本発明は、前述した実施形態に限定されるものではなく、適宜、変形

、改良、等が可能である。

[0051] 例えば、径方向孔は、外輪の外周面から内周面まで径方向に亘って貫通するものであればよく、本実施形態の半径方向（径方向断平面と平行）に沿って形成されるもの以外に、周方向に傾斜させても構わない。

[0052] また、上記実施形態では、外輪12は、1本の径方向孔を有するとしているが、これに限らず、複数本の径方向孔を有してもよい。

[0053] なお、外輪の径方向孔への潤滑油の補給方法は、オイルエア潤滑以外にオイルミスト潤滑を採用してもよい。場合によってはオイルジェット潤滑も可能である。しかしながら、グリースを軸受の周辺部や主軸外部の潤滑剤補給装置を用いて外輪12の径方向孔15から給脂するグリース補給法の場合、径方向孔15が外輪軌道溝12a内、カウンターボア12bと外輪軌道溝12aとの交点部、或いは、カウンターボア12b内の外輪軌道溝近傍側に開口するように形成されると、増ちょう剤が含まれる半固体であるグリースが外輪軌道溝12a内に供給されてしまう。

この場合、グリースが外輪軌道溝12a内に噛み込まれるので、攪拌抵抗により、トルクの増大や異常発熱等の問題が生じる。特に、これらの問題は、本実施形態のような高速回転において生じ易い。従って、増ちょう剤を含まない潤滑油を供給する油潤滑方法が本発明において望ましい。

[0054] 更に、本発明の玉軸受は、工作機械用主軸装置に適用されるものに限定されるものでなく、一般産業機械や、モータなどの高速回転する装置の玉軸受としても適用することができる。

[0055] 本出願は、2016年7月29日出願の日本特許出願2016-150501に基づくものであり、その内容はここに参照として取り込まれる。

符号の説明

- [0056] 10 アンギュラ玉軸受（玉軸受）
11 内輪
11a 内輪軌道溝
12 外輪

- 1 2 a 外輪軌道溝
- 1 2 b カウンターボア
- 1 2 c 溝肩
- 1 3 玉
- 1 4 保持器
- 1 5 径方向孔
- 1 6 凹状溝

請求の範囲

- [請求項1] 外周面に内輪軌道溝を有する内輪と、内周面に外輪軌道溝を有する外輪と、前記内輪軌道溝と前記外輪軌道溝との間に転動自在に配置される複数の玉と、を備え、潤滑油によって潤滑される玉軸受であって、
- 前記外輪は、その外周面から内周面まで径方向に亘って貫通する少なくとも1つの径方向孔を有し、
- 該径方向孔の中心線の軸方向位置は、前記玉の自転軸に対して、前記径方向孔の中心線と前記玉の表面との交点から前記玉の中心までを結んだ直線がなす劣角を λ としたとき、 $0^\circ < \lambda \leq 60^\circ$ となるように設定される、玉軸受。
- [請求項2] 前記外輪の内周面は、軸方向端面から前記外輪軌道溝に向かって徐々に縮径する傾斜部と、該傾斜部と前記外輪軌道溝までを結ぶ、前記玉軸受の回転軸中心線と平行なストレート部とを有するカウンターポアを有し、
- 前記径方向孔の内径側開口部全ては、前記傾斜部内に位置する、請求項1に記載の玉軸受。
- [請求項3] 前記外輪の内周面は、軸方向端面から前記外輪軌道溝に向かって徐々に縮径する傾斜部と、該傾斜部と前記外輪軌道溝までを結ぶ、前記玉軸受の回転軸中心線と平行なストレート部とを有するカウンターポアを有し、
- 前記径方向孔の内径側開口部は、前記傾斜部と前記ストレート部に跨るように位置する、請求項1に記載の玉軸受。
- [請求項4] 前記外輪の内周面は、軸方向端面から前記外輪軌道溝に向かって徐々に縮径する傾斜部と、該傾斜部と前記外輪軌道溝までを結ぶ、前記玉軸受の回転軸中心線と平行なストレート部とを有するカウンターポアを有し、
- 前記径方向孔の内径側開口部全ては、前記ストレート部に位置する

、請求項 1 に記載の玉軸受。

[請求項5] 前記外輪の内周面は、軸方向端面から前記外輪軌道溝に向かって徐々に縮径する傾斜部と、該傾斜部と前記外輪軌道溝までを結ぶ、前記玉軸受の回転軸中心線と平行なストレート部とを有するカウンターボアを有し、

前記径方向孔の内径側開口部は、前記ストレート部と前記外輪軌道溝に跨るように位置する、請求項 1 に記載の玉軸受。

[請求項6] 前記外輪の内周面は、軸方向端面から前記外輪軌道溝に向かって徐々に縮径する傾斜部と、該傾斜部と前記外輪軌道溝までを結ぶ、前記玉軸受の回転軸中心線と平行なストレート部とを有するカウンターボアを有し、

前記径方向孔の内径側開口部全ては、前記外輪軌道溝に位置する、請求項 1 に記載の玉軸受。

[請求項7] 前記外輪の内周面は、軸方向端面から前記外輪軌道溝まで徐々に縮径する傾斜部を備えたカウンターボアを有し、

前記径方向孔の内径側開口部全てが、前記カウンターボアに位置する、請求項 1 に記載の玉軸受。

[請求項8] 前記外輪の内周面は、軸方向端面から前記外輪軌道溝まで徐々に縮径する傾斜部を備えたカウンターボアを有し、

前記径方向孔の内径側開口部は、前記カウンターボアと前記外輪軌道溝に跨るように位置する、請求項 1 に記載の玉軸受。

[請求項9] 前記外輪の内周面は、軸方向端面から前記外輪軌道溝まで徐々に縮径する傾斜部を備えたカウンターボアを有し、

前記径方向孔の内径側開口部全てが、前記外輪軌道溝に位置する、請求項 1 に記載の玉軸受。

[請求項10] 該径方向孔の中心線の軸方向位置は、 $30^\circ \leq \lambda \leq 60^\circ$ となるように設定される、請求項 1 ～ 9 のいずれか 1 項に記載の玉軸受。

[請求項11] 前記外輪の外周面には、前記径方向孔と連通する凹状溝が周方向に

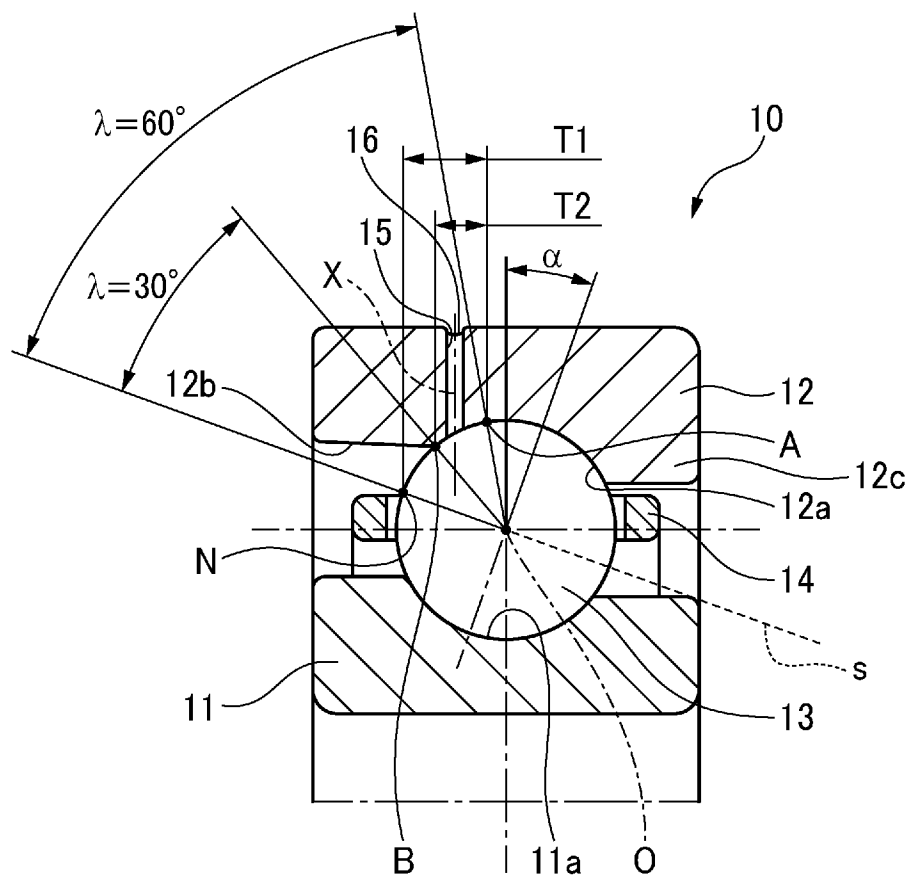
沿って形成されている、請求項 1～10 のいずれか 1 項に記載の玉軸受。

[請求項12] 前記外輪の外周面には、上記凹状溝を挟む軸方向両側に環状溝が周方向に沿って形成され、前記各環状溝には、それぞれ環状のシール部材が配置される、請求項 11 に記載の玉軸受。

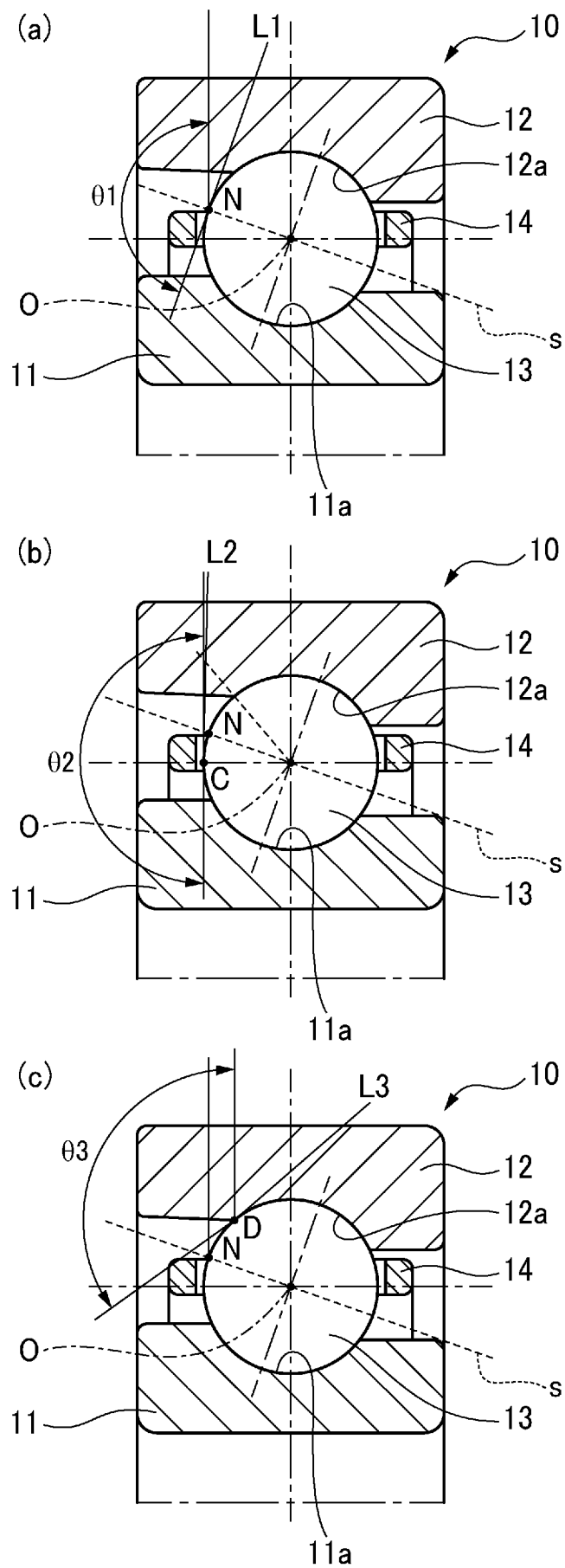
[請求項13] 前記径方向孔の直径が 0.5～1.5 mm である、請求項 1～12 のいずれか 1 項に記載の玉軸受。

[請求項14] 工作機械主軸用軸受であることを特徴とする請求項 1～13 のいずれか 1 項に記載の玉軸受。

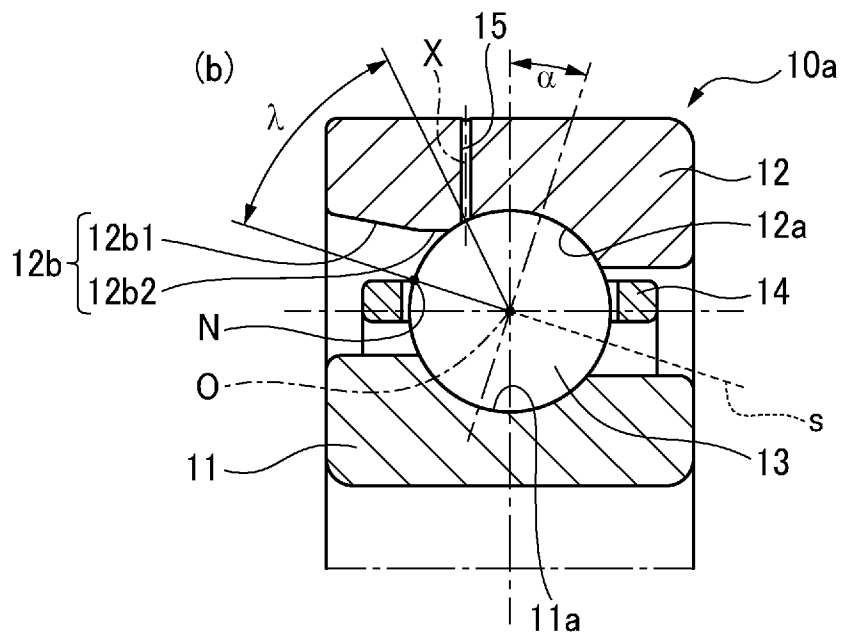
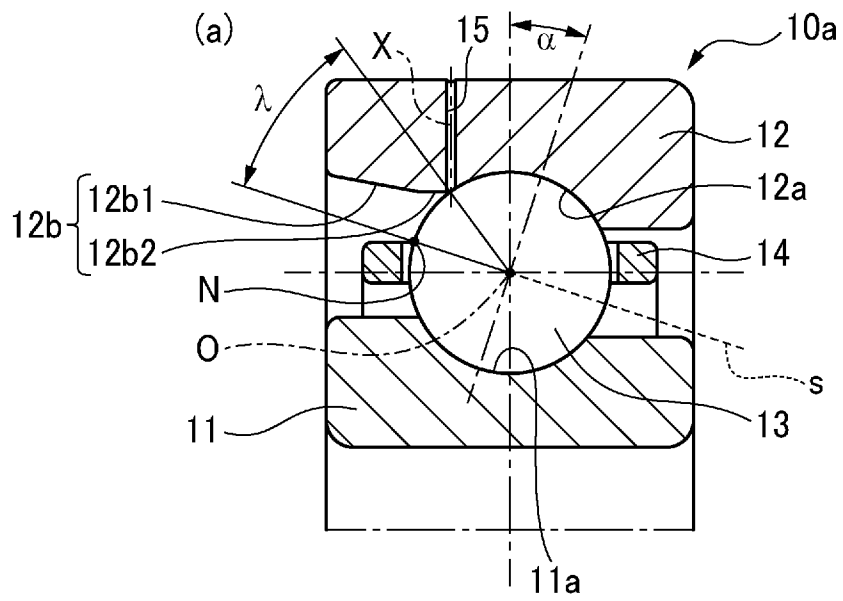
[図1]



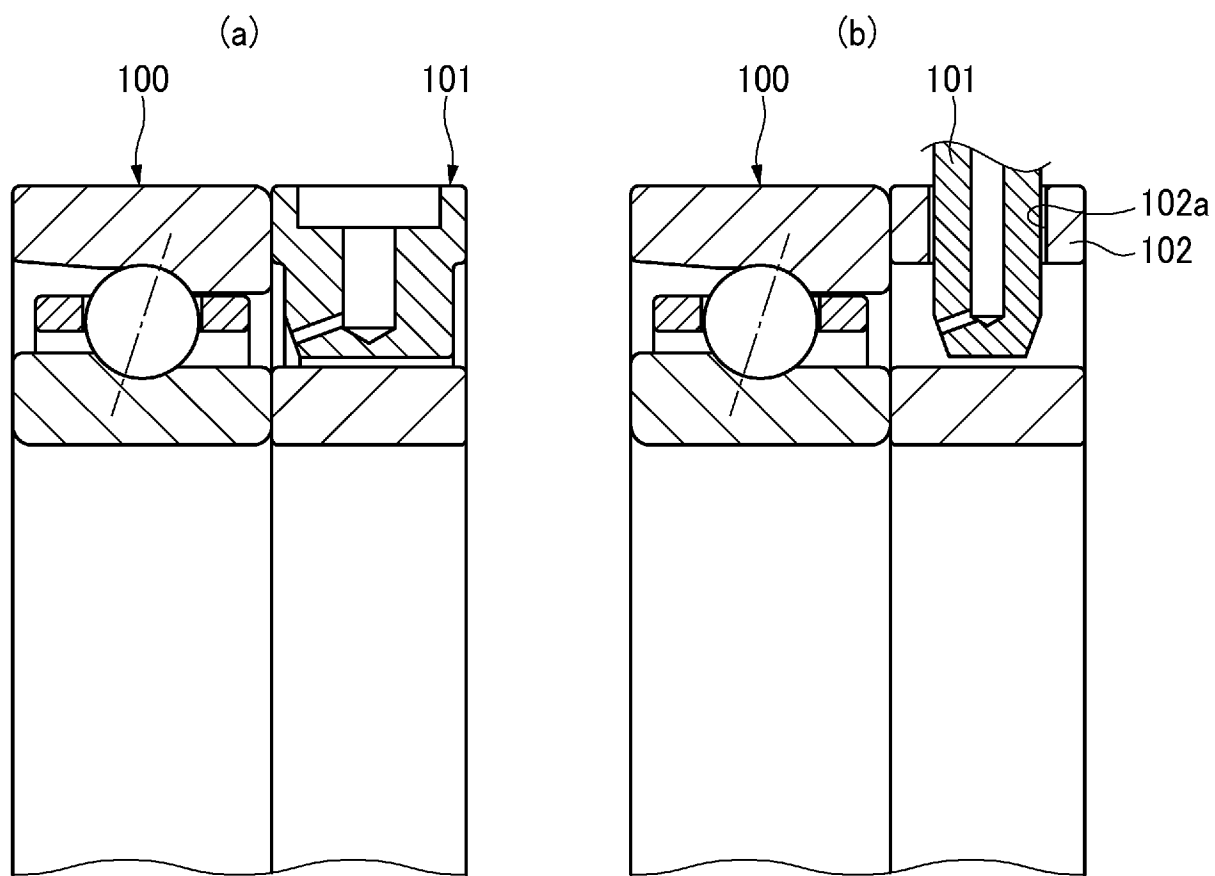
[図2]



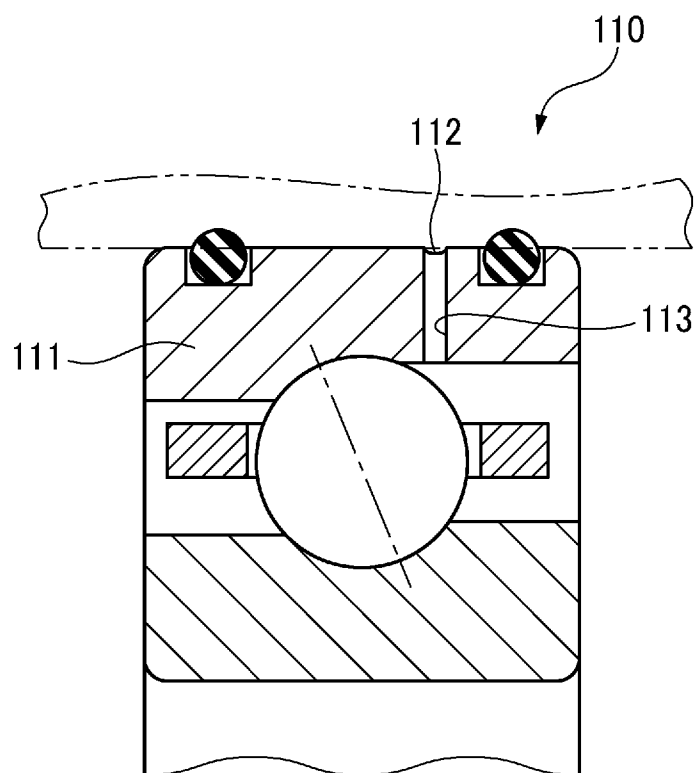
[図7]



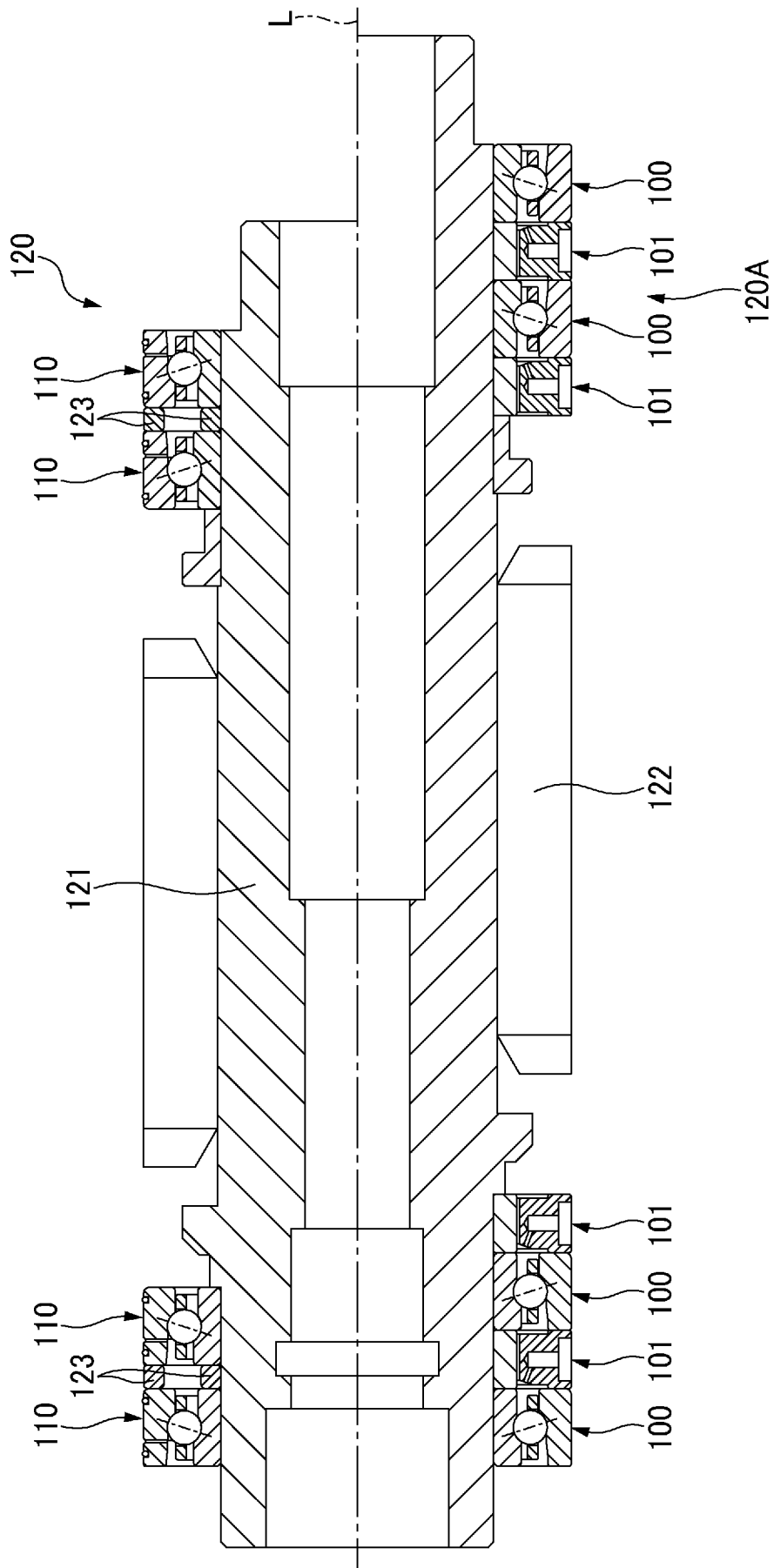
[図8]



[図9]



[図10]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2017/027105

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F16C33/66(2006.01)i, F16C19/16(2006.01)i, F16C33/58(2006.01)i

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)
 F16C33/66, F16C19/16, F16C33/58

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

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2017
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2017	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2017

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 Y	JP 2016-516969 A (Schaeffler Technologies AG & Co. KG), 09 June 2016 (09.06.2016), paragraphs [0004] to [0014], [0017] to [0028]; fig. 1 to 5 & WO 2014/180473 A1 & DE 102013208518 A1	1, 5-14 2-4
Y	JP 2003-232366 A (NSK Ltd.), 22 August 2003 (22.08.2003), paragraphs [0013] to [0015]; fig. 2 (Family: none)	2-4

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 application or patent 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 22 August 2017 (22.08.17)	Date of mailing of the international search report 05 September 2017 (05.09.17)
--	--

Name and mailing address of the ISA/ Japan Patent Office 3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915, Japan	Authorized officer Telephone No.
--	---

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/027105

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2013-079711 A (NTN Corp.), 02 May 2013 (02.05.2013), entire text; all drawings & US 8956050 B2 entire text; all drawings & WO 2012/053410 A1 & CN 103180627 A	1-14

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC)) Int.Cl. F16C33/66(2006.01)i, F16C19/16(2006.01)i, F16C33/58(2006.01)i		
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. F16C33/66, F16C19/16, F16C33/58		
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 1922-1996年 日本国公開実用新案公報 1971-2017年 日本国実用新案登録公報 1996-2017年 日本国登録実用新案公報 1994-2017年		
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)		
C. 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 請求項の番号
X Y	JP 2016-516969 A (シェフラー テクノロジーズ アー・ゲー ウント コー. カー・ゲー) 2016.06.09, 段落【0004】 - 【0014】, 【0017】 - 【0028】, 【図1】 - 【図5】 & WO 2014/180473 A1 & DE 102013208518 A1	1, 5-14 2-4
<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。		
* 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 「&」 同一パテントファミリー文献		
国際調査を完了した日 22.08.2017	国際調査報告の発送日 05.09.2017	
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁 (ISA/J P) 郵便番号100-8915 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号	特許庁審査官 (権限のある職員) 上谷 公治 電話番号 03-3581-1101 内線 3328	3J 4133

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリ*	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 請求項の番号
Y	JP 2003-232366 A (日本精工株式会社) 2003.08.22, 段落【0013】－【0015】、【図2】 (ファミリーなし)	2－4
A	JP 2013-079711 A (NTN株式会社) 2013.05.02, 全文, 全図 & US 8956050 B2 全文, 全図 & WO 2012/053410 A1 & CN 103180627 A	1－14