(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
2013 年 1 月 24 日(24.01.2013)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2013/011963 A1

(51) 国際特許分類:
F16C 19/36 (2006.01) *F16C 33/36* (2006.01)
B60B 35/02 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2012/068006

(22) 国際出願日: 2012 年 7 月 13 日(13.07.2012)

(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 2011-156750 2011 年 7 月 15 日(15.07.2011) JP
特願 2011-156751 2011 年 7 月 15 日(15.07.2011) JP
特願 2012-126481 2012 年 6 月 1 日(01.06.2012) JP

(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 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; および
(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 神田 裕 (KANDA Yutaka).

(74) 代理人: 濱田 百合子, 外(HAMADA Yuriko et al.); 〒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 栄光特許事務所 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, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, 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.

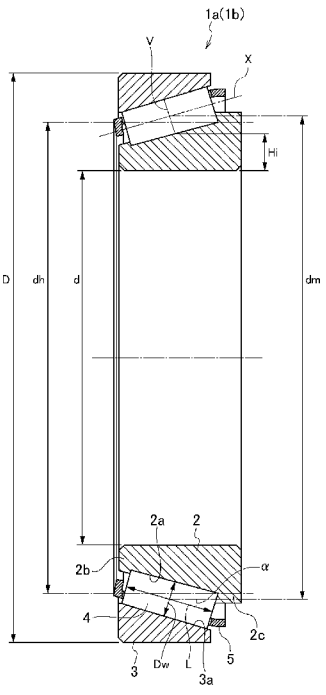
(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM,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

[続葉有]

(54) **Title**: ROLLER BEARING

(54) 発明の名称 : 転がり軸受

[図2]



(57) **Abstract**: In this conical roller bearing (1a, 1b), when the pitch circle diameter of the center of the length along the axis line (x) of each conical roller (4) is dm, the dimension in the diametral direction of an inner ring (2) at the point of intersection of an inner raceway (2a) and a perpendicular line (v) extending perpendicularly from the axial line (x) from the position of the pitch circle diameter is the inner ring thickness (Hi), the diameter of the center of the cross section of the conical roller bearing is dh, the length of the conical rollers (4) is the conical roller length (L), and 1/2 of the sum of the minor diameter dimension and the major diameter dimension of the conical rollers (4) is the conical roller diameter (Dw), all three conditions are satisfied of: (a1) the ratio (Hi/Dw) of the inner ring thickness (Hi) to the conical roller diameter (Dw) being $0.8 \leq Hi/Dw \leq 1.2$; (b1) the ratio (dm/dh) of the pitch circle diameter (dm) to the diameter of the center of the cross section of the conical roller bearing (dh) being $1.01 \leq dm/dh \leq 1.05$; and (c1) the ratio (L/D) of the conical roller length (L) to the conical roller diameter (Dw) being $2.1 \leq L/Dw \leq 3.0$.

(57) 要約: 円すいころ軸受１ａ，１ｂは、各円すいころ４の軸線ｘに沿ったころ長さの中央部におけるピッチ円直径をｄｍ、ピッチ円直径の位置から軸線ｘに対して垂直に延びる垂直線ｖが内輪軌道２ａと交差する点での、内輪２の径方向に関する寸法を内輪肉厚Ｈｉ、円すいころ軸受の断面中心径をｄｈ、円すいころ４の長さを円すいころ長さＬ、円すいころ４の大径寸法と小径寸法の和の１／２を円すいころ径Ｄｗとした場合に、（ａ１）内輪肉厚Ｈｉと円すいころ径Ｄｗとの比Ｈｉ／Ｄｗが、０．８≦Ｈｉ／Ｄｗ≦１．２、（ｂ１）ピッチ円直径ｄｍと円すいころ軸受の断面中心径ｄｈとの比ｄｍ／ｄｈが、１．０１≦ｄｍ／ｄｈ≦１．０５、（ｃ１）円すいころ長さＬと円すいころ径Ｄｗとの比Ｌ／Ｄｗが２．１≦Ｌ／Ｄｗ≦３．０、の３つの条件を総て満たす。

WO 2013/011963 A1

(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告（条約第 21 条(3)）

明　細　書

発明の名称 ： 転がり軸受

技術分野

[0001] 本発明は、転がり軸受に関し、特に、車両重量の重いダンプトラック、鉱山・建機用ダンプトラック、ホイールローダ等のホイール、一般産業機械用のプラネタリなど、外輪回転で使用される転がり軸受に関する。

背景技術

[0002] 従来、重量の重い車両の車輪を懸架装置に対して回転自在に支持する転がり軸受としては、負荷容量が大きく、剛性の高い円すいころ軸受が好適に使用されている。このような円すいころ軸受では、通常、外輪とハウジングは締め代を持って圧入されることで固定され、内輪と軸部材は極僅かなすきま、又は締め代を持って固定され、互いの相対回転が防止されているが、転動体の移動に伴う荷重変化等によってこれらが相対回転してしまう、クリープ現象が発生することがある。特に、外輪回転荷重条件で使用される転がり軸受において、Ｐ/Ｃ（Ｐ：軸受荷重、Ｃ：基本動定格荷重）が０．１３を超える重荷重条件で使用される場合は、静止輪である内輪にクリープ現象が発生することがある。このクリープ現象は、円すいころ軸受に限らず、一般産業機械用のプラネタリなど外輪回転荷重条件で使用される円筒ころ軸受、自動調心ころ軸受でも発生することがある。

[0003] 本発明者らは、このクリープ現象について研究を進める中で、クリープ現象が、重荷重を受けることにより転動体荷重が大きくなり、転動体が通過する際の内輪軌道面における局所的な伸縮が大きくなることが原因であることを見出した。

[0004] 具体的には、内輪軌道面の負荷圏１点を見た場合に、内輪軌道面上に転動体がある状態では、転動体荷重の影響により内輪は半径方向に縮む一方で円周方向に伸び、転動体が通過した後は、内輪は元の形状に戻る。このため、転動体が通過するたびに、内輪は円周方向の伸縮を繰り返すことで、軸に対

して内輪が回転するクリープ現象が発生する。このクリープ現象が生じると、軸の表面に摩耗が発生して、表面の摩耗粉が軸受内部に入り、早期はく離の原因になる。

[0005] この重荷重条件でのクリープ現象を抑制するためには、軸の締め代を大きくすることが考えられる。

[0006] また、特許文献１に記載の転がり軸受では、相手部材との嵌め合い面において、固定輪に軌道面の溝幅を超えない範囲で逃げ溝を形成している。これにより、転動体通過により軸受軌道輪が弾性変形した場合においても、固定輪を相手部材に接触させないことで、弾性変形が相手部材に伝わらないため、クリープ現象を抑制できることが記載されている。

[0007] また、特許文献２に記載の転がり軸受では、内輪及び外輪の肉厚を増加させることで、クリープ現象を防止している。

先行技術文献

特許文献

[0008] 特許文献1：日本国特開２００６－３２２５７９号公報

特許文献2：日本国特開２０１０－０２５１５５号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0009] しかしながら、軸の締め代変更については、締め代を大きくした場合、軸受組込みの際に焼きばめ等が必要となり、著しく生産性が悪くなってしまう。

[0010] また、特許文献１に記載の転がり軸受では、逃げ溝加工の工程を追加する必要があり製造コストが増加する。また、相手部材との接触範囲が極端に少なくなり、接触部の面圧が大きくなるため、相手部材に傷を付け、摩耗をさせてしまうという問題点がある。

[0011] また、特許文献２に記載の転がり軸受では、内輪及び外輪の肉厚を増加させているため、ころ径が著しく小さくなり、軸受寿命を短くし、また軸受剛

性も減少してしまうという問題があった。このため、この軸受を使用する際には、必要寿命、必要剛性を満足させるために、軸受のサイズを大きくする必要があり、装置全体の製造コストが嵩むという問題があった。

[0012] 本発明は、上述の様な事情に鑑みてなされたものであり、その目的は、特別な加工を施すことなく、また軸受剛性を低下させることなく内輪のクリープ現象を抑制することができる外輪回転で使用される転がり軸受を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0013] 本発明の上記目的は、以下の構成によって達成される。

（１）外周面にテーパ状の内輪軌道を有する内輪と、

内周面にテーパ状の外輪軌道を有する外輪と、

前記内輪軌道と前記外輪軌道との間に、転動自在に設けられる複数の円すいころと、を備えた、外輪回転で使用される転がり軸受であって、

前記各円すいころの軸線に沿ったころ長さの中央部におけるピッチ円直径をｄｍ、前記ピッチ円直径の位置から該軸線に対して垂直に延びる垂直線が前記内輪軌道と交差する点での、前記内輪の径方向に関する寸法を内輪肉厚Ｈｉ、前記転がり軸受の断面中心径をｄｈ、前記円すいころの長さを円すいころ長さＬ、前記円すいころの大径寸法と小径寸法の和の１／２を円すいころ径Ｄｗとした場合に、

（ａ１）０．８≦Ｈｉ／Ｄｗ≦１．２、

（ｂ１）１．０１≦ｄｍ／ｄｈ≦１．０５、

（ｃ１）２．１≦Ｌ／Ｄｗ≦３．０、

の３つの条件を総て満たすことを特徴とする転がり軸受。

（２）隣り合う前記円すいころ間の距離をＳとした場合に、Ｄｗ／ｄｍ≦Ｓ／ｄｍ≦０．１１なる条件をさらに満たすことを特徴とする（１）に記載の転がり軸受。

（３）少なくとも前記内輪に浸炭熱処理若しくは浸炭窒化処理が施されており、

前記内輪が、０．１から０．７ｗｔ％の炭素を含む炭素鋼からなり、軌道表面層の残留オーステナイト量が２０～４５ｖｏｌ％であることを特徴とする請求項１又は２に記載の転がり軸受。

（４）前記円すいころの長手方向を挟むように配置される一対の環状板と、

該一対の環状板を連結するための連結部材と、をさらに備え、

前記円すいころは両端面の中心に窪みを有し、

前記一対の環状板には、前記円すいころの回転を妨げずに、前記端面の窪みに嵌るピンを有することを特徴とする（１）～（３）のいずれかに記載の転がり軸受。

（５）外周面に内輪軌道を有する内輪と、

内周面に外輪軌道を有する外輪と、

前記内輪軌道と前記外輪軌道との間に、転動自在に設けられる複数の円筒ころと、を備えた、外輪回転で使用される転がり軸受であって、

前記各円筒ころのピッチ円直径をｄｍ、内輪肉厚をＨｉ、前記転がり軸受の断面中心径をｄｈ、円筒ころ径をＤｗとした場合に、

（ａ２）０．６≦Ｈｉ／Ｄｗ≦１．８、

（ｂ２）１．０１≦ｄｍ／ｄｈ≦１．１５、

の２つの条件を総て満たすことを特徴とする転がり軸受。

（６）少なくとも前記内輪に浸炭熱処理若しくは浸炭窒化処理が施されており、

前記内輪が、０．１から０．７ｗｔ％の炭素を含む炭素鋼からなり、軌道表面層の残留オーステナイト量が２０～４５ｖｏｌ％であることを特徴とする（５）に記載の転がり軸受。

（７）単一の中心を有する球状凹面である外輪軌道を、その内周面に形成した外輪と、

該外輪軌道と対向する１対の内輪軌道を、その外周面に形成した内輪と、

上記外輪軌道とこれら両内輪軌道との間に、２列に亙って転動自在に設けられた複数の球面ころとを備えた、外輪回転で使用される転がり軸受であっ

て、

前記各球面ころの軸線に沿ったころ長さの中央部におけるピッチ円直径をｄｍ、前記ピッチ円直径の位置から該軸線に対して垂直に延びる垂直線が前記内輪軌道と交差する点での、前記内輪の径方向に関する寸法を内輪肉厚をＨｉ、前記転がり軸受の断面中心径をｄｈ、前記球面ころの最大径寸法をＤｗとした場合に、

（ａ３）０．８≦Ｈｉ／Ｄｗ≦２．０、

（ｂ３）１．０１≦ｄｍ／ｄｈ≦１．１５、

の２つの条件を総て満たすことを特徴とする転がり軸受。

（８）少なくとも前記内輪に浸炭熱処理若しくは浸炭窒化処理が施されており、

前記内輪が、０．１から０．７ｗｔ％の炭素を含む炭素鋼からなり、軌道表面層の残留オーステナイト量が２０～４５ｖｏｌ％であることを特徴とする（７）に記載の転がり軸受。

発明の効果

[0014] 本発明の（１）に記載の転がり軸受によれば、内輪肉厚Ｈｉと円すいころ径Ｄｗとの比Ｈｉ／Ｄｗを０．８≦Ｈｉ／Ｄｗ≦１．２とし、ピッチ円直径ｄｍと転がり軸受の断面中心径ｄｈとの比ｄｍ／ｄｈを１．０１≦ｄｍ／ｄｈ≦１．０５とし、円すいころ長さＬと円すいころ径Ｄｗとの比Ｌ／Ｄｗを２．１≦Ｌ／Ｄｗ≦３．０とすることで、基本静定格荷重が大きくなり、且つ内輪の剛性があがることで、転動体通過に伴う内輪弾性変形を小さくし、クリープ現象を抑制することができる。

[0015] このため、内輪肉厚Ｈｉと円すいころ径Ｄｗとの比Ｈｉ／Ｄｗが、０．４≦Ｈｉ／Ｄｗ≦０．６で、ピッチ円直径ｄｍと円すいころ軸受の断面中心径ｄｈとの比ｄｍ／ｄｈが０．９７≦ｄｍ／ｄｈ≦１．０１であり、且つ、円すいころ長さＬと円すいころ径Ｄｗとの比Ｌ／Ｄｗが１．０≦Ｌ／Ｄｗ≦２．０である従来の円すいころ軸受と比べて、円すいころの基本静定格荷重が大きくなり、且つ円すいころ自体の剛性もアップすることから、内輪の変形

が抑えられ、クリープ抑制が図られる。

[0016] また、本発明の（２）に記載の転がり軸受によれば、隣り合う円すいころ間の距離Ｓとピッチ円直径ｄｍとの比Ｓ／ｄｍを、Ｄｗ／ｄｍ≦Ｓ／ｄｍ≦０．１１とすることで、円すいころの数が増加するため、各円すいころの荷重は減少し、内輪軌道面の面圧が小さくなり、内輪の弾性変形をさらに抑制することができる。

なお、転動体数を増加させ、ころ間距離を小さくすると、保持器柱幅が小さくなり保持器破損を招くおそれがあるが、本発明ではころ径を小さくし、ころ重量を減少させ保持器柱部に掛かる荷重を小さくしている。このため、保持器柱幅を従来品より小さくすることを可能とし、ころ間距離についても通常より小さくすることが可能となっている。

さらに、円すいころ同士を近接させることにより、円すいころの荷重による内輪軌道面の円周方向の伸びが打ち消し合いクリープ現象を抑制することができる。

[0017] また、本発明の（３）に記載の転がり軸受によれば、ころ径を小さくしている関係上、従来の円すいころ軸受よりも軸受寿命が短くなるが、この寿命低下分を補うことができ、軸受寿命を従来の円すいころ軸受と同等以上とすることができる。

[0018] また、本発明の（４）に記載の転がり軸受によれば、円すいころにピンの貫通用の穴を設ける必要がないため、ころ径を小さくしてもころ割れを防止することができる。

[0019] また、本発明の（５）に記載の転がり軸受によれば、内輪肉厚Ｈｉと円筒ころ径Ｄｗとの比Ｈｉ／Ｄｗを０．６≦Ｈｉ／Ｄｗ≦１．８とし、ピッチ円直径ｄｍと転がり軸受の断面中心径ｄｈとの比ｄｍ／ｄｈを１．０１≦ｄｍ／ｄｈ≦１．１５とすることで、内輪の剛性があがり、転動体通過に伴う内輪弾性変形を小さくし、クリープ現象を抑制することができる。

[0020] また、本発明の（６）に記載の転がり軸受によれば、ころ径を小さくしている関係上、従来の円筒ころ軸受よりも軸受寿命が短くなるが、この寿命低

下分を補うことができ、軸受寿命を従来の円筒ころ軸受と同等以上とすることができる。

[0021] また、本発明の（７）に記載の転がり軸受によれば、内輪肉厚Ｈｉと球面ころ径Ｄｗとの比Ｈｉ／Ｄｗを０．８≦Ｈｉ／Ｄｗ≦２．０とし、ピッチ円直径ｄｍと転がり軸受の断面中心径ｄｈとの比ｄｍ／ｄｈを１．０１≦ｄｍ／ｄｈ≦１．１５とすることで、内輪の剛性があがり、転動体通過に伴う内輪弾性変形を小さくし、クリープ現象を抑制することができる。

[0022] また、本発明の（８）に記載の転がり軸受によれば、ころ径を小さくしている関係上、従来の自動調心ころ軸受よりも軸受寿命が短くなるが、この寿命低下分を補うことができ、軸受寿命を従来の自動調心ころ軸受と同等以上とすることができる。

図面の簡単な説明

[0023] [図1]本発明の第１実施形態の円すいころ軸受が車輪支持装置に適用された場合を示す断面図である。

[図2]図１の円すいころ軸受の軸方向の断面図である。

[図3]図１の円すいころ軸受の軸直交方向の部分断面図である。

[図4A]第２実施形態の円すいころ軸受の軸方向の断面図である。

[図4B]従来の円すいころ軸受の軸方向の断面図である。

[図5]第２実施形態の円すいころ軸受に組み込まれる円すいころと端面板を端面板側から見た図である。

[図6A]本発明の第３実施形態の円筒ころ軸受の軸方向の断面図である。

[図6B]従来の円筒ころ軸受の軸方向の断面図である。

[図7A]本発明の第４実施形態の自動調心ころ軸受の軸方向の断面図である。

[図7B]従来の自動調心ころ軸受の軸方向の断面図である。

発明を実施するための形態

[0024] 以下、本発明の転がり軸受の各実施形態に係る転がり軸受について、図面を参照して詳細に説明する。

[0025] ＜第１実施形態＞

図１は、本発明の第１実施形態の円すいころ軸受が車輪支持装置に適用された場合を示す断面図であり、図２は、該円すいころ軸受の軸方向の断面図であり、図３は、該円すいころ軸受の軸直交方向の部分断面図である。

[0026] 車輪支持装置１０では、軸部材１２の外周面と、ハウジング１３の内周面との間に一対の円すいころ軸受１ａ，１ｂが配置されている。ハウジング１３には、スタッドボルト１４によって、ブレーキ装置のブレーキドラム（図示せず）や車輪のホイールディスク（図示せず）が取り付けられる。

[0027] 図１及び図２に示すように、円すいころ軸受１ａ，１ｂは、内輪２と、外輪３と、複数の円すいころ４、保持器５と、を備える。内輪２は、外周面にテーパ状の内輪軌道２ａと、内輪軌道２ａの両側に小径側鍔部２ｂ及び大径側鍔部２ｃと、を有し、外輪３は、内周面にテーパ状の外輪軌道３ａを有する。複数の円すいころ４は、内輪軌道２ａと外輪軌道３ａとの間に、保持器５によって転動自在に設けられる。なお、円すいころ４の接触角αは、公知の円すいころ軸受の範囲のものが適用される。また、円すいころ軸受１ａ，１ｂは、概略同一形状であり、本実施形態では、異なるサイズのものが使用されているが、同一サイズのものが使用されてもよい。

[0028] また、各外輪３は、ハウジング１３に外嵌されており、インボード側の円すいころ軸受１ｂの内輪２を軸部材１２の段部１２ａに突き当て、さらに、アウトボード側の円すいころ軸受１ａの内輪２をその側方に設けられた内輪押さえ部１５をナットもしくはボルトで締め上げる。これにより、各内輪２は、内輪軌道２ａと外輪軌道３ａとの距離が縮まる方向に、軸方向に押圧される事により、各円すいころ４に予圧が付与される。

[0029] 円すいころ４の材質としては、通常、浸炭鋼が使われるが、高炭素クロム軸受鋼（ＳＵＪ）を使用しても良い。また、保持器５の材質としては、通常、プレス保持器、ピンタイプ保持器が使用されるが、ポリフェニレンサルファイド樹脂（ＰＰＳ樹脂）や、直鎖状ポリフェニレンサルファイド樹脂（Ｌｗ－ＰＰＳ樹脂）を使用しても良い。特に、直鎖状ポリフェニレンサルファイド樹脂としては、溶融温度が３１０℃、剪断速度が２００/secで７００ポ

アーズ以上の高分子量からなる直鎖状ポリフェニレンサルファイド樹脂にガラス繊維を１０～２０重量％含む組成物や、直鎖状ポリフェニレンサルファイド樹脂７７．０～９７．０重量％と、ガラス繊維１．０～２０重量％と、パーフルオロアルキル基とアルキル基とを有するオリゴマー２．０～３．９重量％と、からなる組成物のものが好ましい。このような保持器５を使用することで、高温や高速回転条件、高負荷条件等の苛酷な使用条件下で長期間の使用に耐えることができる。

[0030] 図２に一例として図示した保持器５は、プレス成形された金属製保持器であって、小径側環状部と大径側環状部が周方向に所定の間隔で配置された複数の柱部によって連結されており、小径側環状部と大径側環状部と隣り合う柱部とによって形成されたポケットに円すいころ４を保持している。

[0031] ここで、図２及び図３に示すように、各円すいころ４の軸線ｘに沿ったころ長さの中央部におけるピッチ円直径をｄｍ、ピッチ円直径の位置から該軸線ｘに対して垂直に延びる垂直線ｖが内輪軌道２ａと交差する点での、内輪２の径方向に関する寸法を内輪肉厚Ｈｉ、円すいころ軸受の断面中心径をｄｈ、円すいころ４の長さを円すいころ長さＬ、円すいころの大径寸法と小径寸法の和の１／２を円すいころ径Ｄｗ、隣り合う円すいころ４間の距離をＳとする。

[0032] なお、円すいころ４のピッチ円直径とは、内輪軌道２ａと外輪軌道３ａ内に配置した複数の円すいころ４の軸線ｘに沿ったころ長さの中点を結んでできる円筒面の直径のことを称しており、円すいころ４のいずれを使用しても、ピッチ円直径は同一値を示す。また、円すいころ軸受の断面中心径ｄｈは、円すいころ軸受の内径（内輪内周径寸法）をｄと外径（外輪外周径寸法）をＤとすると、（Ｄ＋ｄ）／２で表される。

[0033] 隣り合う円すいころ４間の距離Ｓは、ピッチ円直径上における距離であり、円すいころ４の数（転動体数とも呼ぶ。）をＺとすると、以下の計算式（１）で与えられる。

$$S=(360/Z)\cdot(\pi/180)\cdot dm/2 \quad \cdots (1)$$

[0034] この場合、本実施形態の円すいころ軸受１ａ，１ｂでは、（ａ１）内輪肉厚Ｈｉと円すいころ径Ｄｗとの比Ｈｉ／Ｄｗが、０．８≦Ｈｉ／Ｄｗ≦１．２、（ｂ１）ピッチ円直径ｄｍと円すいころ軸受の断面中心径ｄｈとの比ｄｍ／ｄｈが、１．０１≦ｄｍ／ｄｈ≦１．０５、（ｃ１）円すいころ長さＬと円すいころ径Ｄｗとの比Ｌ／Ｄｗが２．１≦Ｌ／Ｄｗ≦３．０、の３つの条件を総て満たすように設定されている。

[0035] このように本実施形態の円すいころ軸受１ａ，１ｂでは、軸の締め代を大きくする代わりに、内輪２の肉厚を厚くして内輪２の剛性を上げることにより、内輪２の変形が抑えられ、クリープ抑制が図られている。

[0036] さらに、本実施形態の円すいころ軸受１ａ，１ｂでは、隣り合う円すいころ間の距離Ｓ（図３参照）とピッチ円直径ｄｍとの比Ｓ／ｄｍが、Ｄｗ／ｄｍ≦Ｓ／ｄｍ≦０．１１を満たすように設定されている。

[0037] これにより、円すいころ４の数が増加するため、各円すいころ４の荷重は減少し、内輪軌道２ａの面圧が小さくなり、内輪２の弾性変形を抑制することができる。さらに、円すいころ４同士を近接させることにより、円すいころ４の荷重による内輪軌道２ａの円周方向の伸びが打ち消し合いクリープ現象を抑制することができる。

[0038] なお、隣り合う円すいころ４間の距離を小さくすると、保持器柱幅が小さくなり保持器５の破損を招くおそれがあるが、本発明では上述したように円すいころ径Ｄｗを小さくし、円すいころ４の重量を減少させているので、保持器柱部に作用する荷重が小さくなる。従って、保持器柱幅を通常より小さくすることが可能となり、隣り合う円すいころ４間の距離を通常より小さくすることが可能となる。

[0039] なお、ころ径を小さくしている関係上、軸受寿命が短くなるが、軸受寿命を確保したい場合には、少なくとも内輪を０．１～０．７ｗｔ％の炭素を含む炭素鋼から形成し、浸炭熱処理若しくは浸炭窒化処理を施し、軌道表面層の残留オーステナイト量を２０～４５ｖｏｌ％とすることが好ましい。

[0040] ＜第２実施形態＞

上記した第１実施形態では、一例としてプレス成形により一体形成された金属性保持器を用いたが、第２実施形態では円すいころの端面形状と保持器の構成が第１実施形態の円すいころ軸受と異なっており、それ以外の構成については、第１実施形態の円すいころ軸受と同一又は同等の構成を有している。以下第２実施形態の円すいころ軸受について説明するが、第１実施形態の円すいころ軸受と同一又は同等の構成部分について同一又は同等の符号を付してその説明を省略する。

[0041] 円すいころ軸受１１は、図４Ａに示すように、内輪２と、外輪３と、複数の円すいころ４Ａと、保持器５Ａと、を備える。内輪２は、外周面にテーパ状の内輪軌道２ａと、内輪軌道２ａの両側に小径側鍔部２ｂ及び大径側鍔部２ｃと、を有し、外輪３は、内周面にテーパ状の外輪軌道３ａを有する。複数の円すいころ４Ａは、内輪軌道２ａと外輪軌道３ａとの間に、保持器５Ａによって転動自在に設けられる。

[0042] 円すいころ４Ａは、両端面の中心に窪みを有する。

[0043] 保持器５Ａは、図５にも示すように、円すいころ４Ａの長手方向を挟むように配置される一対の環状板５１と、該一対の環状板５１を連結するための連結部材としてのステー５２と、を備える。一対の環状板５１には、円すいころ４Ａの回転を妨げずに、端面の窪みに嵌るピン５３が形成される。

[0044] ステー５２は、円すいころ４Ａに比べて小径に形成され、径方向に所定の間隔をあけてピッチ円直径を挟むように上下に配置される。なお、ステー５２は、各円すいころ４Ａ間に配置せずに、強度を考慮した上で数本置きに配置してもよい。ステー５２及びピン５３は、溶接、圧入、接着等の任意の手段で環状板５１に固定される。また、円すいころ４Ａの窪み及びピン５３の接触部は粗さを極力小さくし、摩耗防止のためにリン酸マンガンなどの被膜処理を施すことが好ましい。

[0045] このように保持器５Ａを構成することで、第１実施形態の保持器５に比べて柱部を設けない分、円すいころ４Ａの数をさらに増やすことができる。また、図４Ｂに示す従来の円すいころ軸受１０１の保持１０５のように、円す

いころ１０４を貫通するピン５３により一対の環状板５１が連結されている場合、上記（ａ１）～（ｃ１）の関係式を満たすように設計しようとすると、ころ割れが発生する可能性がある。本実施形態によれば、（ａ１）～（ｃ１）の関係式を満たすことで、内輪２の肉厚を厚くして内輪２の剛性を上げることができ、それにより、内輪２の変形が抑えられ、クリープ抑制が図られる。また、隣り合う円すいころ間の距離Ｓ（図３参照）とピッチ円直径ｄｍとの比Ｓ／ｄｍが、Ｄｗ／ｄｍ≦Ｓ／ｄｍ≦０．１１を満たすように設定して円すいころ４の数を増やすことができるため、内輪２の弾性変形を抑制するとともにクリープ現象を抑制することができる。

[0046] ＜第３実施形態＞

上記した第１及び第２実施形態では、車両重量の重いダンプトラック、鉱山・建機用ダンプトラック、ホイールローダ等のホイールなど、外輪回転で使用される転がり軸受として円すいころ軸受を例示したが、一般産業機械用のプラネタリなど、外輪回転で使用される円筒ころ軸受にも適用することができる。第２実施形態では円筒ころ軸受について説明する。

[0047] 円筒ころ軸受２１は、図６Ａに示すように、内輪２２と、外輪２３と、複数の円筒ころ２４、保持器２５と、を備える。内輪２２は、外周面に内輪軌道２２ａを有し、外輪２３は、内周面に外輪軌道２３ａと、外輪軌道２３ａの両側に鍔部２３ｂ、２３ｃとを有する。複数の円筒ころ２４は、内輪軌道２２ａと外輪軌道２３ａとの間に、保持器２５によって転動自在に設けられる。

[0048] なお、本実施形態では、ＮＵ形の円筒ころ軸受を例示しているが、ＮＪ形、ＮＵ形等の鍔部の有無に関わらず本発明を適用できる。円すいころ２４、保持器２５の材質は第１実施形態と同様であり、保持器２５は、もみ抜き保持器に限らず、プレス保持器、樹脂保持器等、任意の保持器形式を採用することができるとともに、総ころタイプのように保持器を省略してもよい。また、第２実施形態で説明した保持器５Ａを用いてもよい。

[0049] ここで、図６Ａに示すように、各円筒ころ２４のピッチ円直径をｄｍ、内

輪肉厚をＨｉ、円筒ころ軸受の断面中心径をｄｈ、円筒ころ２４のころ径をＤｗとする。なお、円筒ころ２４のピッチ円直径とは、内輪軌道２２ａと外輪軌道２３ａ内に配置した複数の円筒ころ２４の中点を結んでできる円筒面の直径のことを称しており、円筒ころ２４のいずれを使用しても、ピッチ円直径は同一値を示す。また、円筒ころ軸受の断面中心径ｄｈは、円筒ころ軸受の内径（内輪内周径寸法）をｄと外径（外輪外周径寸法）をＤとすると、（Ｄ＋ｄ）／２で表される。

[0050] 本実施形態の円筒ころ軸受２１では、（ａ２）内輪肉厚Ｈｉところ径Ｄｗとの比Ｈｉ／Ｄｗが、０．６≦Ｈｉ／Ｄｗ≦１．８、（ｂ２）ピッチ円直径ｄｍと円筒ころ軸受の断面中心径ｄｈとの比ｄｍ／ｄｈが、１．０１≦ｄｍ／ｄｈ≦１．１５、の２つの条件を総て満たすように設定されている。

[0051] 内輪肉厚Ｈｉところ径Ｄｗとの比Ｈｉ／Ｄｗの比が小さいとクリープ抑制効果が小さく、また大きい場合には軸受寿命の低下率が大きくなる。このため、内輪肉厚Ｈｉところ径Ｄｗとの比Ｈｉ／Ｄｗは、０．８≦Ｈｉ／Ｄｗ≦１．５が好ましい。また、同様の理由により、ピッチ円直径ｄｍと円筒ころ軸受の断面中心径ｄｈとの比ｄｍ／ｄｈは、１．０１≦ｄｍ／ｄｈ≦１．１０が好ましい。

[0052] このように、本実施形態の円筒ころ軸受２１では、図６Ｂに示す従来の円筒ころ軸受に対しころ径を小さくし、内輪２２の肉厚を厚くすることで、内輪２２の剛性が上がることから、内輪２２の変形が抑えられクリープ抑制が図られる。さらに、ころ径を小さくすることで、ころ数を増加させ、転動体荷重を減少させることが可能となり、これにより、さらなるクリープ抑制効果を得ることができる。

[0053] なお、ころ径を小さくしている関係上、軸受寿命が短くなるが、軸受寿命を確保したい場合には、少なくとも内輪を０．１～０．７ｗｔ％の炭素を含む炭素鋼から形成し、浸炭熱処理若しくは浸炭窒化処理を施し、軌道表面層の残留オーステナイト量を２０～４５ｖｏｌ％とすることが好ましい。

[0054] ＜第４実施形態＞

続いて一般産業機械用のプラネタリなど、外輪回転で使用される自動調心ころ軸受について説明する。

[0055] 自動調心ころ軸受３１は、図７Ａに示すように、内輪３２と、外輪３３と、複数の球面ころ３４、保持器３５と、を備える。上記外輪３３の内周面には、単一の中心を有する球状凹面である、外輪軌道３３ａを形成している。又、上記内輪３２の外周面の幅方向両側には、それぞれが上記外輪軌道３３ａと対向する、１対の内輪軌道３２ａ、３２ａを形成している。又、上記複数の球面ころ３４は、その最大径部が各球面ころ３４の軸方向中間部に存在するビヤ樽型（一般的には最大径部が軸方向中央部にある対称形）で、上記外輪軌道３３ａと上記１対の内輪軌道３２ａ、３２ａとの間に、２列に亙って転動自在に配列されている。この様な各球面ころ３４は、保持器３５によって転動自在に設けられる。

[0056] なお、球面ころ３４、保持器３５の材質は第１実施形態と同様であり、保持器３５は、もみ抜き保持器に限らず、プレス保持器、樹脂保持器等、任意の保持器形式を採用することができる。

[0057] ここで、図７Ａに示すように、各球面ころ３４の軸線ｘに沿ったころ長さの中央部におけるピッチ円直径をｄｍ、ピッチ円直径の位置から該軸線ｘに対して垂直に延びる垂直線ｖが内輪軌道３２ａと交差する点での、内輪３２の径方向に関する寸法を内輪肉厚Ｈｉ、自動調心ころ軸受の断面中心径をｄｈ、球面ころ３４の最大径寸法をころ径Ｄｗとする。

[0058] なお、球面ころ３４のピッチ円直径とは、内輪軌道３２ａと外輪軌道３３ａ内に配置した複数の球面ころ３４の軸線ｘに沿ったころ長さの中点を結んでできる円筒面の直径のことを称しており、球面ころ３４のいずれを使用しても、ピッチ円直径は同一値を示す。また、自動調心ころ軸受の断面中心径ｄｈは、自動調心ころ軸受の内径（内輪内周径寸法）をｄと外径（外輪外周径寸法）をＤとすると、（Ｄ＋ｄ）／２で表される。

[0059] 本実施形態の自動調心ころ軸受３１では、（ａ３）内輪肉厚Ｈｉところ径Ｄｗとの比Ｈｉ／Ｄｗが、０．８≦Ｈｉ／Ｄｗ≦２．０、（ｂ３）ピッチ円

直径ｄｍと円筒ころ軸受の断面中心径ｄｈとの比ｄｍ／ｄｈが、１．０１≦ｄｍ／ｄｈ≦１．１５、の２つの条件を総て満たすように設定されている。

[0060] 内輪肉厚Ｈｉところ径Ｄｗとの比Ｈｉ／Ｄｗの比が小さいとクリープ抑制効果が小さく、また大きい場合には軸受寿命の低下率が大きくなる。このため、内輪肉厚Ｈｉところ径Ｄｗとの比Ｈｉ／Ｄｗは、１．０～１．８が好ましい。また、同様の理由により、ピッチ円直径ｄｍと円筒ころ軸受の断面中心径ｄｈとの比ｄｍ／ｄｈは、１．０５～１．１５が好ましい。

[0061] このように、本実施形態の自動調心ころ軸受３１では、図７Ｂに示す従来の自動調心ころ軸受に対しころ径を小さくし、内輪３２の肉厚を厚くすることで、内輪３２の剛性が上がることから、内輪３２の変形が抑えられクリープ抑制が図られる。さらに、ころ径を小さくすることで、ころ数を増加させ、転動体荷重を減少させることが可能となり、これにより、さらなるクリープ抑制効果を得ることができる。

[0062] なお、ころ径を小さくしている関係上、軸受寿命が短くなるが、軸受寿命を確保したい場合には、少なくとも内輪を０．１～０．７ｗｔ％の炭素を含む炭素鋼から形成し、浸炭熱処理若しくは浸炭窒化処理を施し、軌道表面層の残留オーステナイト量を２０～４５ｖｏｌ％とすることが好ましい。

実施例

[0063] 以下、本発明の実施例及び比較例を挙げて本発明の効果について説明する。

＜円すいころ軸受＞

内径φ２６０ｍｍ、外径φ４００ｍｍ、幅８７ｍｍの外観形状を有する３種類の円すいころ軸受を用意した。1つ目は、比較例１としてのＩＳＯ規格（ＩＳＯ３５５－１９７７）に準じた標準品（例えば日本精工型番：ＨＲ３２０５２ＸＪ、以下、従来標準軸受Ａと呼ぶ。）、２つ目は、比較例２としての特許文献２に記載の円すいころ軸受（従来標準軸受Ａの内輪及び外輪の肉厚を増加させたもの）、３つ目は、本発明の実施例１としての円すいころ軸受（従来標準軸受Ａの内輪の肉厚を増加させたもの）である。そして、これ

らの円すいころ軸受の軸受剛性（基本静定格荷重Ｃｏｒ）、耐クリープ性能、軸受寿命を測定した。

[0064] 比較例１としての従来標準軸受Ａは、内輪肉厚Ｈｉが１８．９ｍｍ、円すいころ径Ｄｗが３４．２ｍｍ、ピッチ円直径ｄｍが３３１ｍｍ、断面中心径ｄｈが３３０ｍｍ、円すいころ長さＬが６４ｍｍ、円すいころ数Ｚが２７、隣り合う円すいころ間の距離Ｓが３８．５ｍｍであり、内輪肉厚Ｈｉと円すいころ径Ｄｗとの比Ｈｉ／Ｄｗが０．６、ピッチ円直径ｄｍと円すいころ軸受の断面中心径ｄｈとの比ｄｍ／ｄｈが１．００、円すいころ長さＬと円すいころ径Ｄｗとの比Ｌ／Ｄｗが１．９、且つ、隣り合う円すいころ間の距離Ｓとピッチ円直径ｄｍとの比Ｓ／ｄｍが０．１２であった。

[0065] 比較例２としての特許文献２に記載の円すいころ軸受は、内輪肉厚Ｈｉが２８．０ｍｍ、円すいころ径Ｄｗが１７．５ｍｍ、ピッチ円直径ｄｍが３３３．５ｍｍ、断面中心径ｄｈが３３０ｍｍ、円すいころ長さＬが５２．５ｍｍ、円すいころ数Ｚが５３、隣り合う円すいころ間の距離Ｓが１９．８ｍｍであり、内輪肉厚Ｈｉと円すいころ径Ｄｗとの比Ｈｉ／Ｄｗが１．６、ピッチ円直径ｄｍと円すいころ軸受の断面中心径ｄｈとの比ｄｍ／ｄｈが１．０１、円すいころ長さＬと円すいころ径Ｄｗとの比Ｌ／Ｄｗが３．０、且つ、隣り合う円すいころ間の距離Ｓとピッチ円直径ｄｍとの比Ｓ／ｄｍが０．０６であった。

[0066] 実施例１としての円すいころ軸受は、内輪肉厚Ｈｉが２６．８ｍｍ、円すいころ径Ｄｗが２５．６ｍｍ、ピッチ円直径ｄｍが３３９ｍｍ、断面中心径ｄｈが３３０ｍｍ、円すいころ長さＬが６４ｍｍ、円すいころ数Ｚが３８、隣り合う円すいころ間の距離Ｓが２８．０ｍｍであり、内輪肉厚Ｈｉと円すいころ径Ｄｗとの比Ｈｉ／Ｄｗが１．０、ピッチ円直径ｄｍと円すいころ軸受の断面中心径ｄｈとの比ｄｍ／ｄｈが１．０３、円すいころ長さＬと円すいころ径Ｄｗとの比Ｌ／Ｄｗが２．５、且つ、隣り合う円すいころ間の距離Ｓとピッチ円直径ｄｍとの比Ｓ／ｄｍが０．０８であった。

[0067] 上記３種の円すいころ軸受の外観形状をまとめると以下の表１の通りである

。

[表1]

	比較例１（従来標準軸受Ａ）	比較例２（特許文献２）	実施例１（本発明）
内輪肉厚Ｈｉ（ｍｍ）	１８．９	２８．０	２６．８
円すいころ径Ｄｗ（ｍｍ）	３４．２	１７．５	２５．６
ピッチ円直径ｄｍ（ｍｍ）	３３１	３３３．５	３３９
断面中心径ｄｈ（ｍｍ）	３３０	３３０	３３０
円すいころ長さＬ（ｍｍ）	６４	５２．５	６４
円すいころ数Ｚ（個）	２７	５３	３８
ころ間の距離Ｓ（ｍｍ）	３８．５	１９．８	２８．０
Ｈｉ／Ｄｗ	０．６	１．６	１．０
ｄｍ／ｄｈ	１．００	１．０１	１．０３
Ｌ／Ｄｗ	１．９	３．０	２．５
Ｓ／ｄｍ	０．１２	０．０６	０．０８

[0068] 上記３種の円すいころ軸受について、軸受剛性（基本静定格荷重Ｃｏｒ）を以下の計算式（２）で求めた。

$$Cor = fo \cdot i \cdot Z \cdot Dw \cdot L \cdot \cos\alpha \quad \cdots (2)$$

ここで、ｆｏは係数、ｉは転動体列数、Ｚは転動体数、Ｄｗは円すいころ径、Ｌは円すいころ長さ、αは外輪接触角である。

[0069] 軸受剛性（基本静定格荷重Ｃｏｒ）についてその評価とともに表２に示す。軸受剛性の評価は、基準となる軸受（本実施例では比較例１の従来標準軸受Ａ）と比べて大きければ要求を満たし（○）、小さければ要求を満たさないもの（×）とした（以下、表５、７についてもそれぞれの比較例と比べて同様の基準で判断した。）

[0070] [表2]

	比較例１（従来標準軸受Ａ）	比較例２（特許文献２）	実施例１（本発明）
軸受剛性（基本静定格荷重Ｃｏｒ）	１	０．８５	１．１
軸受剛性の評価	－	×	○

[0071] 上記条件で基本静定格荷重Ｃｏｒを計算した場合、比較例１の従来標準軸

受Ａの円すいころ軸受の基本静定格荷重Ｃｏｒを１とすると、実施例１の円すいころ軸受の基本静定格荷重Ｃｏｒが約１．１となり、剛性が上がっていることが確認できる。また、比較例２の特許文献２に記載の円すいころ軸受では、基本静定格荷重Ｃｏｒが０．８５となり、実施例１の円すいころ軸受は比較例２の特許文献２に記載の円すいころ軸受に比べても、基本静定格荷重Ｃｏｒが大きいことが分かる。

[0072] 実施例１の円すいころ軸受では、比較例１の従来標準軸受Ａに対し内輪の肉厚を厚くすることで内輪の剛性があがった。また、比較例２の特許文献２に記載の円すいころ軸受では、比較例１の従来標準軸受Ａに対し内輪及び外輪の肉厚を厚くすることでころ径が極端に小さくなり、これにともないころ長さが短くなるため、比較例１の従来標準軸受Ａよりも基本静定格荷重Ｃｏｒが小さくなっている。従って、実施例１の円すいころ軸受では、ＩＳＯ規格に則った比較例１の従来標準軸受Ａ及び比較例２の特許文献２に記載の円すいころ軸受に比べて基本静定格荷重Ｃｏｒが大きくなっている。

[0073] 次に、耐クリープ性能について説明する。耐クリープ性能は、内輪にクリープが発生するクリープ発生荷重から評価した。

実施例１の円すいころ軸受では、内輪の耐クリープ性能は比較例１の従来標準軸受Ａに比べて８倍以上となり、比較例２の特許文献２に記載の円すいころ軸受では、耐クリープ性能は比較例１の従来標準軸受Ａに比べて３倍となった。実施例１の円すいころ軸受は比較例２の特許文献２に記載の円すいころ軸受に比べても、耐クリープ性能が高いことが分かる。

[0074] 実施例１の円すいころ軸受では、基本静定格荷重が大きくなり、且つ内輪の剛性も上がることから、内輪の変形が抑えられ、クリープ現象が抑制されている。また、比較例１の従来標準軸受Ａに比べて、転動体数を増加させ、ころ間距離を小さくしているので、各円すいころの荷重は減少する。これにより、内輪軌道面の面圧が小さくなり、内輪の弾性変形を抑制することで、さらにクリープ現象が抑制されている。さらに、ころ間距離を小さくすることにより、転動体荷重による内輪軌道面の円周方向の伸びが打消し合いクリ

ープ現象を抑制することが可能となる。

[0075] なお、比較例２の特許文献２に記載の円すいころ軸受は、ころ径及びころ長さが極端に小さいため、内輪軌道面の面圧が大きくなり、本発明の実施例１の円すいころ軸受に比べて耐クリープ性能が劣る結果となった。

[0076] 次に、軸受寿命とその評価について表３に示す。この表は、比較例１の従来標準軸受Ａの値を１とした場合の比で表している。軸受寿命の評価は、基準となる軸受（本実施例では比較例１の従来標準軸受Ａ）の０．５以上であれば要求を満たし（○）、０．５未満であれば要求を満たさないもの（×）とした（以下、表５、７についてもそれぞれの比較例と比べて同様の基準で判断した。）

[0077] [表3]

	比較例１ （従来標準軸受Ａ）	比較例２ （特許文献２）	実施例１ （本発明）
軸受寿命	１	０．２	０．７
軸受寿命の評価	－	×	○

[0078] 実施例１の円すいころ軸受では、軸受寿命は比較例１の従来標準軸受Ａに比べて０．７となり、比較例２の特許文献２に記載の円すいころ軸受では、軸受寿命は比較例１の従来標準軸受Ａに比べて０．２となった。実施例１の円すいころ軸受は比較例２の特許文献２に記載の円すいころ軸受に比べて、軸受寿命が長いが、ころ径を小さくしている関係上、比較例１の従来標準軸受Ａよりも軸受寿命が短くなっているが、寿命低下率は比較例１の従来標準軸受Ａの約３０％に抑えている。

[0079] この寿命低下分に関しては、０．１～０．７ｗｔ％の炭素を含む炭素鋼からなる内輪に浸炭熱処理若しくは浸炭窒化処理を施し、軌道表面層の残留オーステナイト量を２０～４５ｖｏｌ％とすることで、軸受寿命を１．４とすることができた。

[0080] 外輪回転荷重にて使用される場合、内輪軌道面の面圧が高く、転動体通過に伴う応力繰返し数が多い内輪にはく離が発生することが分かっている。ま

た、特に鉱山ダンプトラックにおいては、外部から異物が侵入する。この異物が転がり軸受の軌道面に損傷を与え転がり軸受の寿命を低下させている。このため、少なくとも内輪を０．１～０．７ｗｔ％の炭素を含む炭素鋼から形成し、浸炭熱処理若しくは浸炭窒化処理を施し、軌道表面層の残留オーステナイト量を２０～４５ｖｏｌ％とすることで、従来標準軸受Ａと同等以上の軸受寿命とすることが可能となる。なお、表面残留オーステナイト量が４５％を超えると、表面硬さを低下させることなり、逆に耐疲労性が低下してしまう。

[0081] 以上説明したように、本発明の場合、比較例１の従来標準軸受Ａと比べて、外輪の肉厚を厚くしないで内輪の肉厚のみを厚くすることが、比較例２の特許文献２に記載の円すいころ軸受と大きく異なっている。トラックや鉱山・建機ダンプトラック、ホイールローダのホイール等、外輪回転荷重条件で使用されるころがり軸受においては、通常外輪のはめあいはタイトフィットで使用されるため、外輪のクリープ現象は内輪よりも軽微である。このため、本発明者は、外輪の肉厚を増加せずに、内輪の肉厚を増加させることで内輪のクリープ現象を防止することが可能であることを見出した。さらに、転動体数を増加させ、転動体荷重を下げることにより外輪軌道面の面圧が低下し、さらに転動体同士を接近させ、転動体荷重による外輪軌道面の円周方向の伸びを打消すことで、外輪のクリープ現象を防止することが可能であることを見出した。また、外輪の肉厚を増加させない分、ころ径を大きくできるため、軸受寿命の低下を最小限にすることが可能になるとともに、軸受剛性を比較例１の従来標準軸受Ａよりも大きくすることが可能となった。

[0082] ＜円筒ころ軸受＞

内径φ１００ｍｍ、外径φ２１５ｍｍ、幅７３ｍｍの外観形状を有する２種類の円筒ころ軸受を用意した。

比較例３としての従来標準軸受Ｂ（ＪＩＳ　Ｂ１５３３－１９９３に準じた標準品）は、内輪肉厚Ｈｉが１３．８ｍｍ、ころ径Ｄｗが３２．０ｍｍ、ピッチ円直径ｄｍが１５９．５ｍｍ、断面中心径ｄｈが１５７．５ｍｍ、こ

ろ長さＬが５２ｍｍ、ころ数Ｚが１３であり、内輪肉厚Ｈｉところ径Ｄｗとの比Ｈｉ／Ｄｗが０．４３、ピッチ円直径ｄｍと円筒ころ軸受の断面中心径ｄｈとの比ｄｍ／ｄｈが１．０１であった。

[0083] 本発明の実施例２の円筒ころ軸受は、内輪肉厚Ｈｉが２５．８ｍｍ、ころ径Ｄｗが２０．０ｍｍ、ピッチ円直径ｄｍが１７１．５ｍｍ、断面中心径ｄｈが１５７．５ｍｍ、ころ長さＬが５２ｍｍ、ころ数Ｚが２２であり、内輪肉厚Ｈｉところ径Ｄｗとの比Ｈｉ／Ｄｗが１．２９、ピッチ円直径ｄｍと円筒ころ軸受の断面中心径ｄｈとの比ｄｍ／ｄｈが１．０９であった。

[0084] 上記２種の円筒ころ軸受の外観形状をまとめると以下の表４の通りである。

[表4]

	比較例３ （従来標準軸受Ｂ）	実施例２ （本発明）
内輪肉厚Ｈｉ（ｍｍ）	１３．８	２５．８
ころ径Ｄｗ（ｍｍ）	３２．０	２０．０
ピッチ円直径ｄｍ（ｍｍ）	１５９．５	１７１．５
断面中心径ｄｈ（ｍｍ）	１５７．５	１５７．５
ころ長さＬ（ｍｍ）	５２	５２
ころ数Ｚ（個）	１３	２２
Ｈｉ／Ｄｗ	０．４３	１．２９
ｄｍ／ｄｈ	１．０１	１．０９

[0085] 上記２種の円筒ころ軸受について、基本静定格荷重Ｃｏｒを上記の計算式（２）で求めた。また、軸受寿命についても測定した。

結果を評価と合わせて表５に示す。

[0086]

[表5]

	比較例３ （従来標準軸受Ｂ）	実施例２ （本発明）
軸受剛性 （基本静定格荷重Ｃｏｒ）	1	１．２
軸受剛性の評価	－	○
軸受寿命	1	０．６
軸受寿命の評価	－	○

[0087] 上記条件で基本静定格荷重Ｃｏｒを計算した場合、比較例３の従来標準軸受Ｂの円筒ころ軸受の基本静定格荷重Ｃｏｒを１とすると、実施例２の円筒ころ軸受の基本静定格荷重Ｃｏｒが約１．２となり、剛性が増加していることが確認できる。また、実施例２の円筒ころ軸受では、軸受寿命は比較例３の従来標準軸受Ｂに比べて０．６となった。この寿命低下分に関しては、０．１～０．７ｗｔ％の炭素を含む炭素鋼からなる内輪に浸炭熱処理若しくは浸炭窒化処理を施し、軌道表面層の残留オーステナイト量を２０～４５ｖｏｌ％とすることで、軸受寿命を１．２とすることができた。

[0088] 以上説明したように、本実施形態の場合も、外輪の肉厚を増加せずに、内輪の肉厚を増加させることで内輪のクリープ現象を防止することができ、さらに、転動体数を増加させ、転動体荷重を下げるとともに、転動体同士を接近させ、転動体荷重による内輪軌道面の円周方向の伸びを打消すことで、より確実に内輪のクリープ現象を防止することができる。

[0089] ＜自動調心ころ軸受＞

内径φ１００ｍｍ、外径φ２１５ｍｍ、幅７３ｍｍの外観形状を有する２種類の自動調心ころ軸受を用意した。

比較例４としての従来標準軸受Ｃ（ＪＩＳ　Ｂ１５３５－１９９３に準じた標準品）は、内輪肉厚Ｈｉが１７．２ｍｍ、ころ径Ｄｗが２９．０ｍｍ、ピッチ円直径ｄｍが１６２．５ｍｍ、断面中心径ｄｈが１５７．５ｍｍ、ころ長さＬが２７．３ｍｍ、ころ数Ｚが１５であり、内輪肉厚Ｈｉところ径Ｄ

ｗとの比Ｈｉ／Ｄｗが０．６０、ピッチ円直径ｄｍと自動調心ころ軸受の断面中心径ｄｈとの比ｄｍ／ｄｈが１．０３であった。

[0090] 本発明の実施例３として自動調心ころ軸受は、内輪肉厚Ｈｉが２８．７ｍｍ、ころ径Ｄｗが１７．０ｍｍ、ピッチ円直径ｄｍが１７３．９ｍｍ、断面中心径ｄｈが１５７．５ｍｍ、ころ長さＬが２７．３ｍｍ、ころ数Ｚが２７であり、内輪肉厚Ｈｉところ径Ｄｗとの比Ｈｉ／Ｄｗが１．６８、ピッチ円直径ｄｍと自動調心ころ軸受の断面中心径ｄｈとの比ｄｍ／ｄｈが１．１０であった。

[0091] 上記２種の自動調心ころ軸受の外観形状をまとめると以下の表６の通りである。

[表6]

	比較例４（従来標準軸受Ｃ）	実施例３（本発明）
内輪肉厚Ｈｉ（ｍｍ）	１７．２	２８．７
ころ径Ｄｗ（ｍｍ）	２９．０	１７．０
ピッチ円直径ｄｍ（ｍｍ）	１６２．５	１７３．９
断面中心径ｄｈ（ｍｍ）	１５７．５	１５７．５
ころ長さＬ（ｍｍ）	２７．３	２７．３
ころ数Ｚ（個）	１５	２７
Ｈｉ／Ｄｗ	０．６０	１．６８
ｄｍ／ｄｈ	１．０３	１．１０

[0092] 上記２種の自動調心ころ軸受について、基本静定格荷重Ｃｏｒを上記の計算式（２）で求めた。また、軸受寿命についても測定した。

結果を評価と合わせて表７に示す。

[0093] [表7]

	比較例４（従来標準軸受Ｃ）	実施例３（本発明）
軸受剛性（基本静定格荷重Ｃｏｒ）	1	１．２
軸受剛性の評価	－	○
軸受寿命	1	０．６
軸受寿命の評価	－	○

[0094] 上記条件で基本静定格荷重Ｃｏｒを計算した場合、比較例４の従来標準軸受Ｃの自動調心ころ軸受の基本静定格荷重Ｃｏｒを１とすると、実施例３の自動調心ころ軸受の基本静定格荷重Ｃｏｒが約１．２となり、剛性が増加していることが確認できる。また、実施例３の自動調心ころ軸受では、軸受寿命は比較例４の従来標準軸受Ｃに比べて０．６となった。この寿命低下分に関しては、０．１～０．７ｗｔ％の炭素を含む炭素鋼からなる内輪に浸炭熱処理若しくは浸炭窒化処理を施し、軌道表面層の残留オーステナイト量を２０～４５ｖｏｌ％とすることで、軸受寿命を１．２とすることができた。

[0095] 以上説明したように、本実施形態の場合も、外輪の肉厚を増加せずに、内輪の肉厚を増加させることで内輪のクリープ現象を防止することができ、さらに、転動体数を増加させ、転動体荷重を下げるとともに、転動体同士を接近させ、転動体荷重による内輪軌道面の円周方向の伸びを打消すことで、より確実に内輪のクリープ現象を防止することができる。

[0096] さらに、内輪２、２２、３２の内周面や、外輪３、２３、３３の外周面は、表面粗さを粗くし摩擦係数を増加させることで、クリープ現象を確実に抑制するようにしてもよい。或いは、内輪２、２２、３３の内周面に、マイクロショット等によって固体潤滑膜や撥油膜をコーティングしてもよい。

[0097] なお、本発明は、上述した実施形態に限定されるものでなく、適宜、変更、改良等が可能である。

[0098] なお、本出願は、２０１１年７月１５日出願の日本特許出願（特願２０１１－１５６７５０）及び日本特許出願（特願２０１１－１５６７５１）、及び２０１２年６月１日付出願の日本特許出願（特願２０１２－１２６４８１）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

[0099] １　円すいころ軸受

２　内輪

２ａ　内輪軌道

３　外輪

３ａ　外輪軌道

４　円すいころ

請求の範囲

[請求項1] 外周面にテーパ状の内輪軌道を有する内輪と、

内周面にテーパ状の外輪軌道を有する外輪と、

前記内輪軌道と前記外輪軌道との間に、転動自在に設けられる複数の円すいころと、を備えた、外輪回転で使用される転がり軸受であって、

前記各円すいころの軸線に沿ったころ長さの中央部におけるピッチ円直径をｄｍ、前記ピッチ円直径の位置から該軸線に対して垂直に延びる垂直線が前記内輪軌道と交差する点での、前記内輪の径方向に関する寸法を内輪肉厚Ｈｉ、前記転がり軸受の断面中心径をｄｈ、前記円すいころの長さを円すいころ長さＬ、前記円すいころの大径寸法と小径寸法の和の１／２を円すいころ径Ｄｗとした場合に、

（ａ１）０．８≦Ｈｉ／Ｄｗ≦１．２、

（ｂ１）１．０１≦ｄｍ／ｄｈ≦１．０５、

（ｃ１）２．１≦Ｌ／Ｄｗ≦３．０、

の３つの条件を総て満たすことを特徴とする転がり軸受。

[請求項2] 隣り合う前記円すいころ間の距離をＳとした場合に、Ｄｗ／ｄｍ≦Ｓ／ｄｍ≦０．１１なる条件をさらに満たすことを特徴とする請求項１に記載の転がり軸受。

[請求項3] 少なくとも前記内輪に浸炭熱処理若しくは浸炭窒化処理が施されており、

前記内輪が、０．１から０．７ｗｔ％の炭素を含む炭素鋼からなり、軌道表面層の残留オーステナイト量が２０～４５ｖｏｌ％であることを特徴とする請求項１又は２に記載の転がり軸受。

[請求項4] 前記円すいころの長手方向を挟むように配置される一対の環状板と、

該一対の環状板を連結するための連結部材と、をさらに備え、

前記円すいころは両端面の中心に窪みを有し、

前記一対の環状板には、前記円すいころの回転を妨げずに、前記端面の窪みに嵌るピンを有することを特徴とする請求項１～３のいずれか１項に記載の転がり軸受。

[請求項5] 外周面に内輪軌道を有する内輪と、

内周面に外輪軌道を有する外輪と、

前記内輪軌道と前記外輪軌道との間に、転動自在に設けられる複数の円筒ころと、を備えた、外輪回転で使用される転がり軸受であって、

前記各円筒ころのピッチ円直径をｄｍ、内輪肉厚をＨｉ、前記転がり軸受の断面中心径をｄｈ、円筒ころ径をＤｗとした場合に、

（ａ２）０．６≦Ｈｉ／Ｄｗ≦１．８、

（ｂ２）１．０１≦ｄｍ／ｄｈ≦１．１５、

の２つの条件を総て満たすことを特徴とする転がり軸受。

[請求項6] 少なくとも前記内輪に浸炭熱処理若しくは浸炭窒化処理が施されており、

前記内輪が、０．１から０．７ｗｔ％の炭素を含む炭素鋼からなり、軌道表面層の残留オーステナイト量が２０～４５ｖｏｌ％であることを特徴とする請求項５に記載の転がり軸受。

[請求項7] 単一の中心を有する球状凹面である外輪軌道を、その内周面に形成した外輪と、

該外輪軌道と対向する１対の内輪軌道を、その外周面に形成した内輪と、

上記外輪軌道とこれら両内輪軌道との間に、２列に亙って転動自在に設けられた複数の球面ころとを備えた、外輪回転で使用される転がり軸受であって、

前記各球面ころの軸線に沿ったころ長さの中央部におけるピッチ円直径をｄｍ、前記ピッチ円直径の位置から該軸線に対して垂直に延びる垂直線が前記内輪軌道と交差する点での、前記内輪の径方向に関す

る寸法を内輪肉厚をＨｉ、前記転がり軸受の断面中心径をｄｈ、前記球面ころの最大径寸法をＤｗとした場合に、

（ａ３）０．８≦Ｈｉ／Ｄｗ≦２．０、

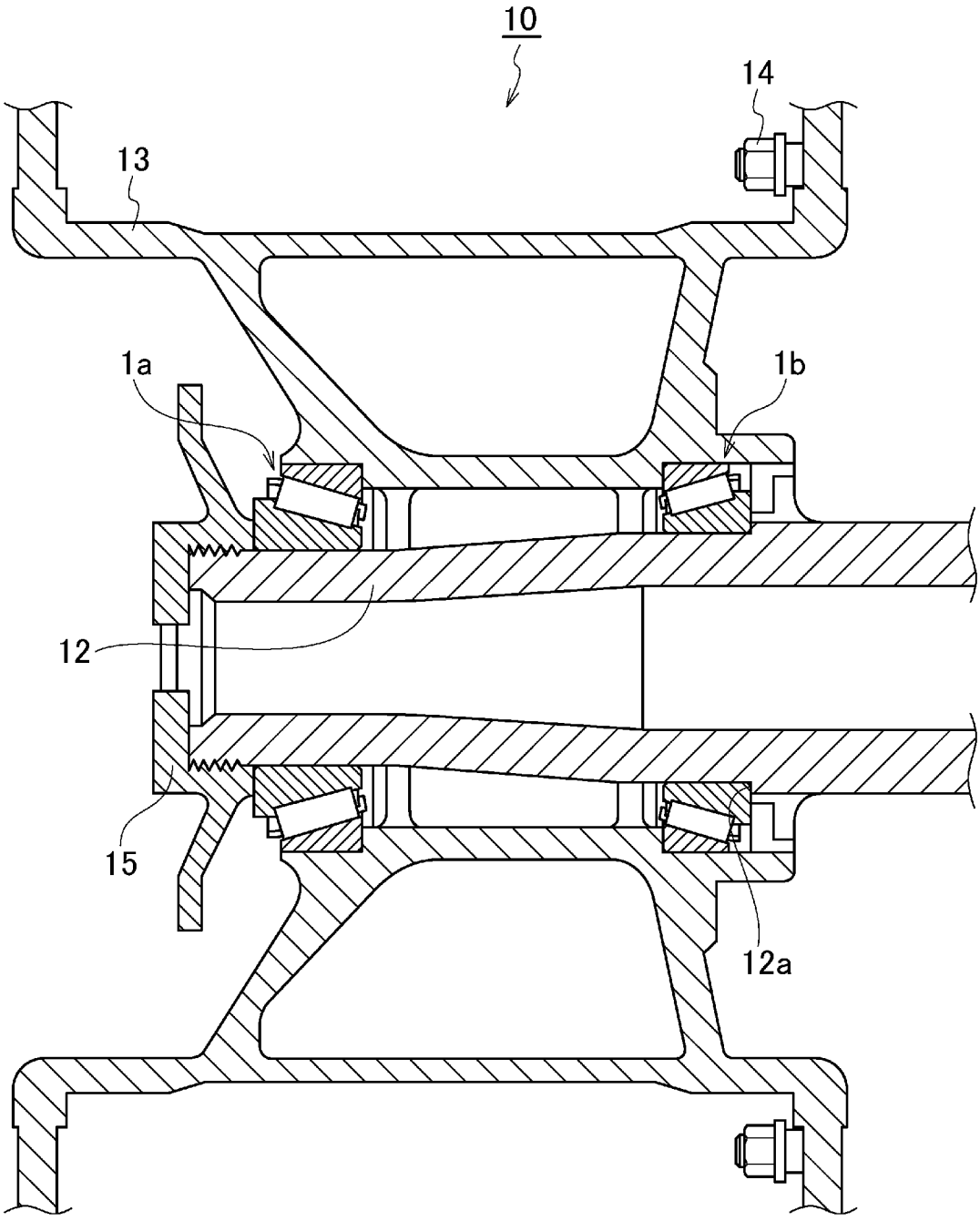
（ｂ３）１．０１≦ｄｍ／ｄｈ≦１．１５、

の２つの条件を総て満たすことを特徴とする転がり軸受。

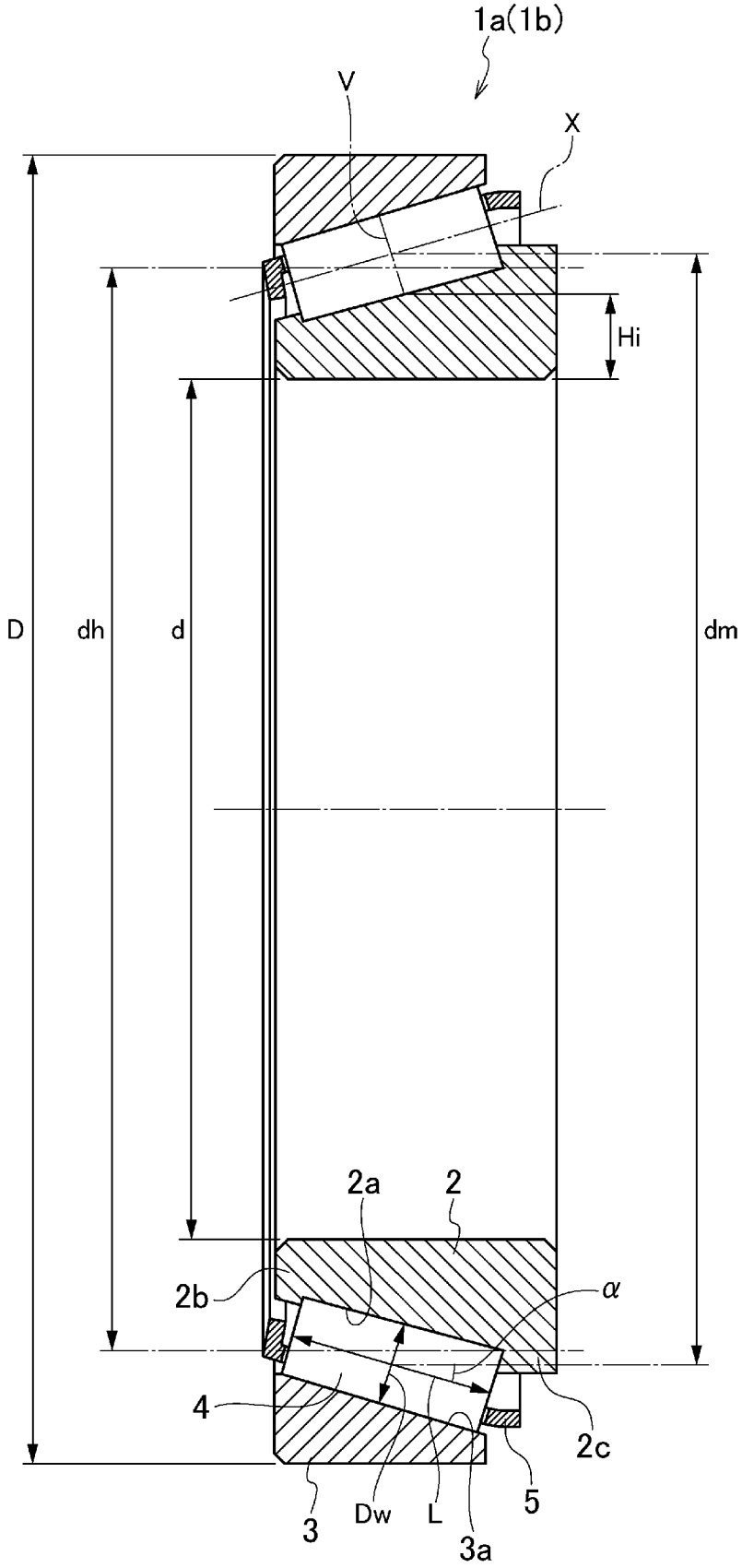
［請求項8］ 少なくとも前記内輪に浸炭熱処理若しくは浸炭窒化処理が施されており、

前記内輪が、０．１から０．７ｗｔ％の炭素を含む炭素鋼からなり、軌道表面層の残留オーステナイト量が２０～４５ｖｏｌ％であることを特徴とする請求項７に記載の転がり軸受。

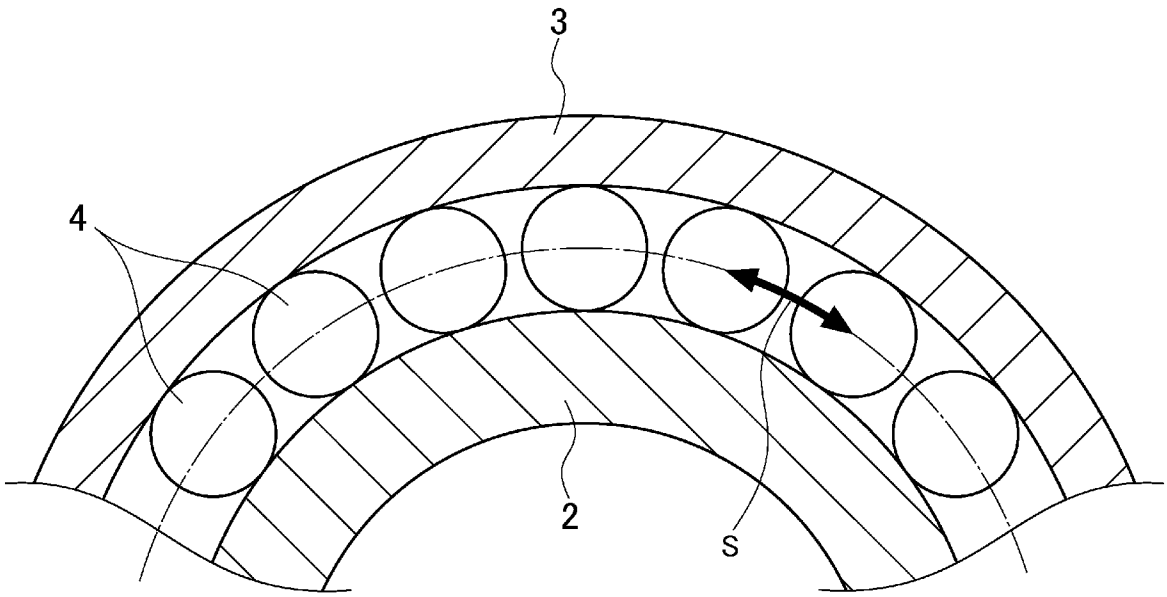
[図1]



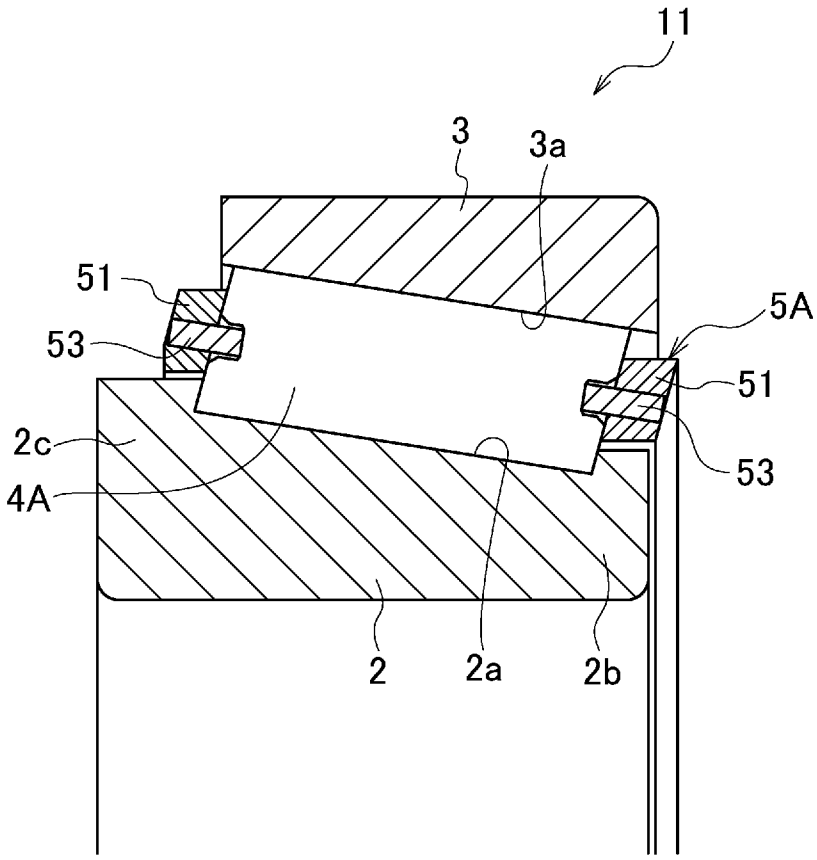
[図2]



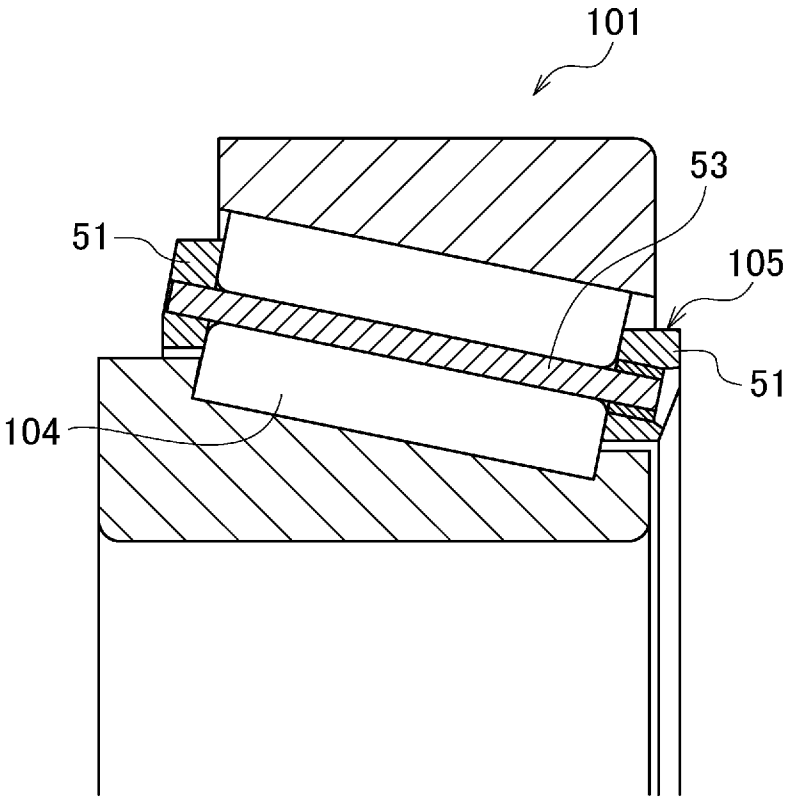
[図3]



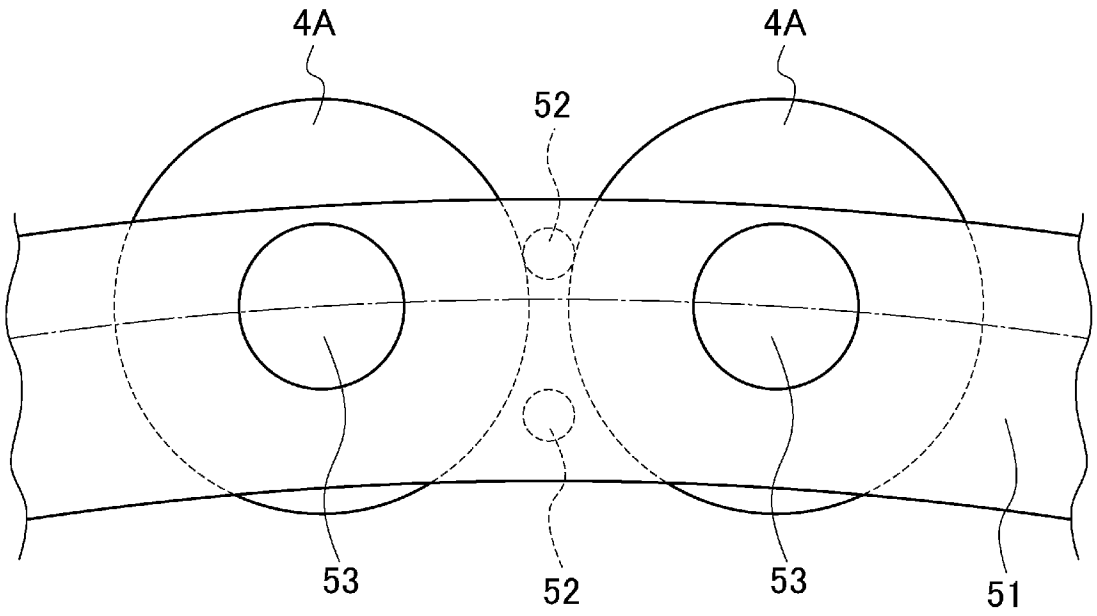
[図4A]



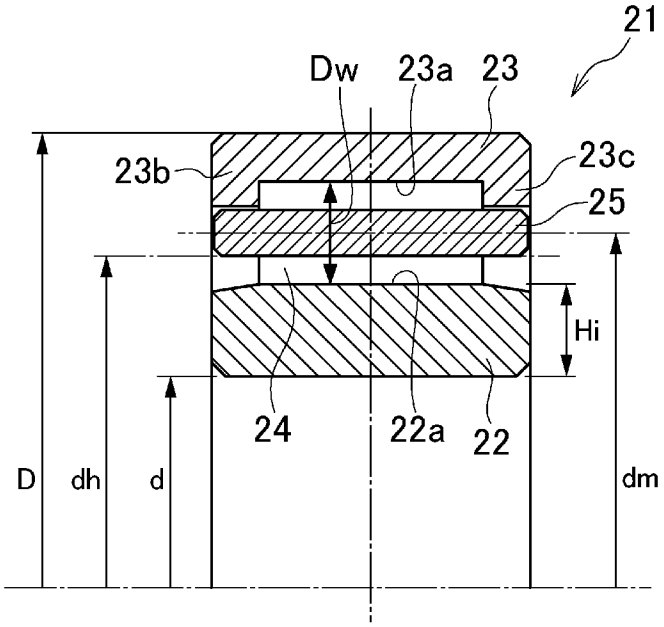
[図4B]



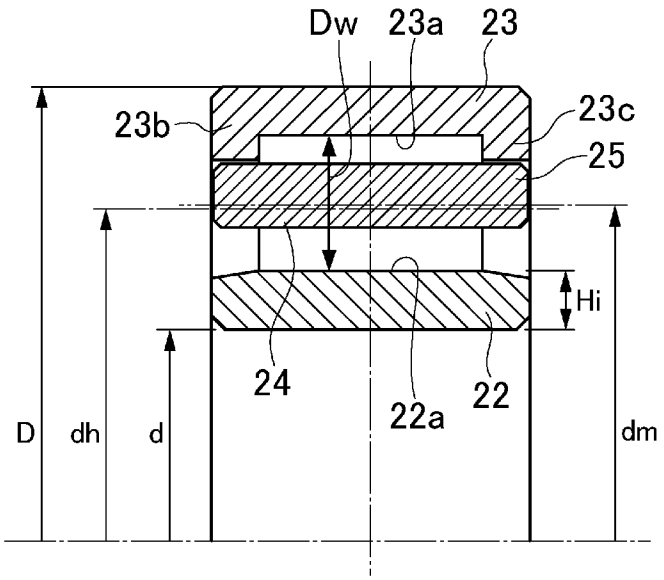
[図5]



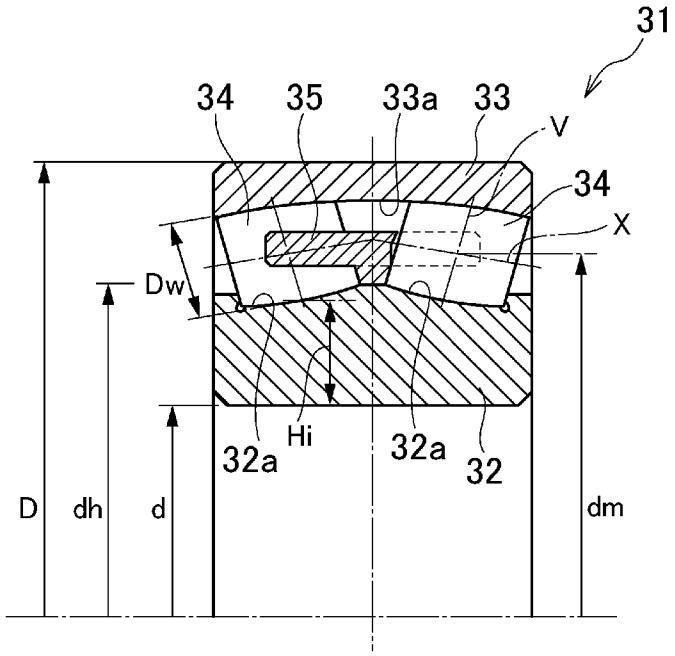
[図6A]


21
Dw
23a
23
23b
23c
25
Hi
24
22a
22
D
dh
d
dm

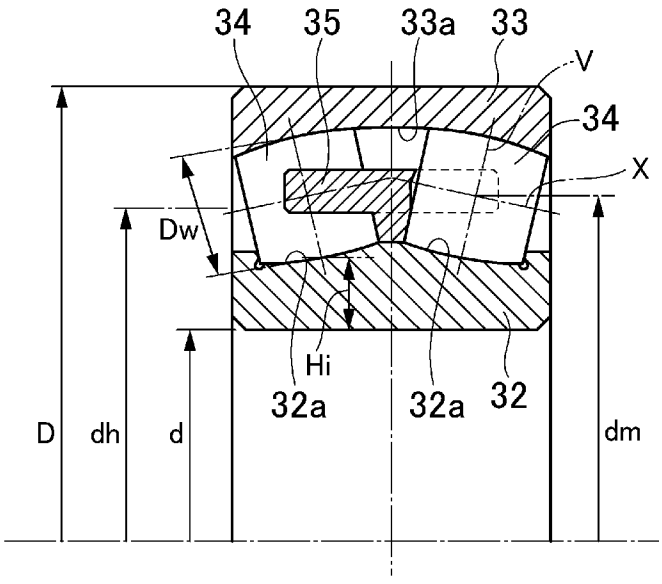
[図6B]


Dw
23a
23
23b
23c
25
Hi
24
22a
22
D
dh
d
dm

[図7A]


31
34
35
33a
33
V
34
X
Dw
Hi
32a
32a
32
D
dh
d
dm

[図7B]


34
35
33a
33
V
34
X
Dw
Hi
32a
32a
32
D
dh
d
dm

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2012/068006

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F16C19/36(2006.01)i, *B60B35/02*(2006.01)i, *F16C33/36*(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)
F16C19/36, B60B35/02, F16C33/36

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	1996-2012
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2012	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2012

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.
A	JP 2002-048146 A (NSK Ltd.), 15 February 2002 (15.02.2002), paragraphs [0007] to [0047]; fig. 1 to 15 & US 2002/0051594 A1 & EP 1158192 A2	1-8
A	JP 2002-188649 A (NTN Corp.), 05 July 2002 (05.07.2002), paragraphs [0025] to [0044]; fig. 1 to 5 & US 2002/0086754 A1 & EP 1217258 A2	1-8
A	JP 2008-002608 A (NTN Corp.), 10 January 2008 (10.01.2008), paragraphs [0017] to [0039]; fig. 1 to 3 & US 2009/0116779 A1 & WO 2007/138740 A1 & CN 101454587 A	1-8

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

* Special categories of cited documents:
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
"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)
"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
"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
"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
"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
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
15 August, 2012 (15.08.12)	28 August, 2012 (28.08.12)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office Facsimile No.	Authorized officer Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2012/068006

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 2002-349582 A (Koyo Seiko Co., Ltd.), 04 December 2002 (04.12.2002), paragraphs [0017] to [0041]; fig. 1 to 5 (Family: none)	1-8
A	JP 2005-195152 A (NSK Ltd., Anest Iwata Corp.), 21 July 2005 (21.07.2005), paragraphs [0014] to [0032]; fig. 1 to 4 (Family: none)	1-8

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１２／０６８００６

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F16C19/36(2006.01)i, B60B35/02(2006.01)i, F16C33/36(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.　F16C19/36, B60B35/02, F16C33/36

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	１９７１－２０１２年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１２年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１２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
A	JP 2002-048146 A（日本精工株式会社）2002.02.15, 段落【０００７】－【００４７】,【図１】－【図１５】 & US 2002/0051594 A1 & EP 1158192 A2	１－８
A	JP 2002-188649 A（エヌティエヌ株式会社）2002.07.05, 段落【００２５】－【００４４】,【図１】－【図５】 & US 2002/0086754 A1 & EP 1217258 A2	１－８

☑　Ｃ欄の続きにも文献が列挙されている。　　☐　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の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 １５．０８．２０１２	国際調査報告の発送日 ２８．０８．２０１２
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	特許庁審査官（権限のある職員）　３Ｊ　４１３３ 上谷　公治 電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３２８

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	関連する請求項の番号
Ａ	JP 2008-002608 A（ＮＴＮ株式会社）2008.01.10, 段落【００１７】－【００３９】,【図１】－【図３】 & US 2009/0116779 A1 & WO 2007/138740 A1 & CN 101454587 A	１－８
Ａ	JP 2002-349582 A（光洋精工株式会社）2002.12.04, 段落【００１７】－【００４１】,【図１】－【図５】 （ファミリーなし）	１－８
Ａ	JP 2005-195152 A（日本精工株式会社，アネスト岩田株式会社）2005.07.21, 段落【００１４】－【００３２】,【図１】－【図４】 （ファミリーなし）	１－８