(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5月17日(17.05.2018)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2018/088414 A1

(51) 国際特許分類:
*F16C 37/00* (2006.01) *F16C 41/00* (2006.01)
*F16C 19/18* (2006.01)

(21) 国際出願番号： PCT/JP2017/040200

(22) 国際出願日： 2017年11月8日(08.11.2017)

(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 2016-219512 2016年11月10日(10.11.2016) JP

(71) 出願人：ＮＴＮ株式会社(**NTN CORPORATION**) [JP/JP]；〒5500003 大阪府大阪市西区京町堀１丁目３番１７号 Osaka (JP).

(72) 発明者：那須 恵介(**NASU, Keisuke**)；〒5118678 三重県桑名市大字東方字尾弓田３０６６番地ＮＴＮ株式会社内 Mie (JP).

(74) 代理人：杉本 修司，外 (**SUGIMOTO, Shuji** et al.)；〒5500002 大阪府大阪市西区江戸堀１丁目１０番２号 肥後橋ニッタイビル Osaka (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, 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,

WO 2018/088414 A1

(54) **Title:** COOLING STRUCTURE OF BEARING DEVICE

(54) 発明の名称： 軸受装置の冷却構造

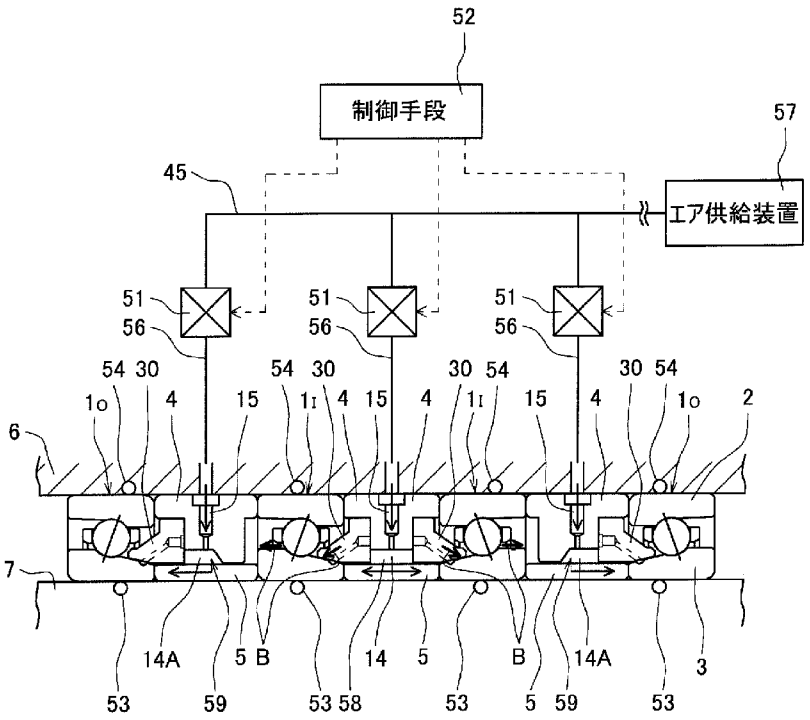



Fig. 1
52 Control means
57 Air supply device

(57) **Abstract:** This cooling structure of a bearing device has air nozzles (15) which are disposed in a plurality of outer ring spacers (4) and which discharge compressed air to an opposite inner ring spacer (5), valves (51) which adjust the compressed air discharged from the air nozzles (15), a control means (52), and temperature measurement means (53, 54) which measure the temperature of rolling bearings (1). The control means (52) uses measured values of the temperature measured by the temperature measurement means (53, 54) and controls the valves (51) such that compressed air is dis-

[続葉有]

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:

— 国際調査報告(条約第21条(3))

charged from an air nozzle (15) selected in accordance with a defined rule.

(57) 要約: 本発明の軸受装置の冷却構造は、複数の外輪間座(4)に、対向する内輪間座(5)へ圧縮エアを吐出するエアノズル(15)と、これらエアノズル(15)のそれぞれから吐出される圧縮エアを調整するバルブ(51)と、制御手段(52)と、各転がり軸受(1)の温度を計測する温度計測手段(53, 54)とを有する。制御手段(52)は、温度計測手段(53, 54)で計測された温度の計測値を用い、定められた規則に従って選んだエアノズル(15)から圧縮エアが吐出されるように、バルブ(51)を制御する。

# 明　細　書

## 発明の名称 ： 軸受装置の冷却構造

## 関連出願

[0001] 本出願は、２０１６年１１月１０日出願の特願２０１６－２１９５１２の優先権を主張するものであり、それらの全体を参照により本願の一部をなすものとして引用する。

## 技術分野

[0002] この発明は、軸受装置の冷却構造に関し、例えば、工作機械の主軸および主軸に組み込まれる軸受の冷却構造に関する。

## 背景技術

[0003] 工作機械の主軸装置では、加工精度を確保するために、装置の温度上昇は小さく抑える必要がある。しかしながら最近の工作機械では、加工能率を向上させるため高速化の傾向にあり、主軸を支持する軸受からの発熱も高速化と共に大きくなってきている。また、装置内部に駆動用のモータを組込んだいわゆるモータビルトインタイプが多くなってきており、装置の発熱要因ともなってきている。

[0004] 発熱による軸受の温度上昇は、予圧の増加をもたらす結果となり、主軸の高速化、高精度化を考えると極力抑えたい。主軸装置の温度上昇を抑える方法として、冷却用の圧縮エアを軸受に送り、軸と軸受の冷却を行う方法がある（例えば、特許文献１）。なお、特許文献１では、２つの軸受間の空間に冷風を、回転方向に角度を付けて噴射して旋回流とすることで、軸と軸受の冷却を行っている。

[0005] また、外輪間座の内輪間座と対向する周面に環状の凹み部を設け、この凹み部に出口を開口させてエアノズルを設け、冷却用の圧縮エアを内輪間座の周面に向けて吐出する冷却構造が提案されている（特許文献２）。前記外輪間座には、潤滑用のエアオイルを供給する潤滑用流体吐出手段が、両側の転がり軸受に対して設けられている。

この構成によると、狭いノズル孔から前記凹み部で形成される空間へ圧縮エアが一気に吐出されることにより、圧縮エアが断熱膨張する。そのため、圧縮エアの流速が増し、また温度が下がる。そのため、回転側間座が効率良く冷却される。

## 先行技術文献

## 特許文献

[0006] 特許文献1：特開２０００－１６１３７５号公報

特許文献2：特開２０１５－１８３７３８号公報

## 発明の概要

## 発明が解決しようとする課題

[0007] 特許文献２に記載のような冷却構造を持つ、転がり軸受が３列以上の軸受装置を具現化し、各転がり軸受の温度をモニタリングしたところ、複数並ぶ軸受の間で温度差があった。この温度差は、駆動方式や軸受配列によって違っている。そのため、限られた圧縮エアを効率良く使用するには、軸受温度が高い箇所を重点的に冷却する必要がある。

そこで、実施化する軸受装置の冷却構造の各軸受温度を試験により観測し、またはシミュレーションし、軸受温度が高い箇所を重点的に冷却するように個々のエアノズルの流量を調整することを考えた。

しかし、軸受装置の運転条件の違いによって、温度が高くなる転がり軸受が異なる。特に工作機械では、同じ機械であっても、加工の種類による負荷の相違等から、温度が高くなる転がり軸受が相違する。そのため、試験またはシミュレーションによって求めた各軸受温度に応じて個々のエアノズルの流量を調整しても、適切な冷却が十分に行えない懸念がある。

[0008] この発明の目的は、３列以上並ぶ転がり軸受を空冷で冷却するにつき、運転条件が種々変化しても、軸受温度が高い箇所を重点的に冷却することができて、限られた圧縮エアを効率良く使用することができる軸受装置の冷却構造を提供することである。

## 課題を解決するための手段

[0009] この発明の軸受装置の冷却構造は、軸方向に３列以上に並ぶ転がり軸受の配列における隣合う転がり軸受の外輪間および内輪間に外輪間座および内輪間座がそれぞれ介在し、前記外輪および前記外輪間座がハウジングの内周に設置され、前記内輪および前記内輪間座が回転軸の外周に嵌合する軸受装置の冷却構造であって、

いずれか複数の前記外輪間座に、対向する内輪間座へ圧縮エアを吐出するエアノズルと、これらエアノズルのそれぞれから吐出される圧縮エアを調整するバルブと、これらバルブを制御する制御手段と、前記３列以上の転がり軸受の温度を計測する複数の温度計測手段とを有し、

前記制御手段は、前記複数の温度計測手段で計測された温度の計測値を用い、定められた規則に従って選んだエアノズルから圧縮エアが吐出されるように前記バルブを制御する。

[0010] この構成によると、各部の転がり軸受の温度計測手段で計測された温度の計測値を用い、定められたエアノズルから圧縮エアが吐出されるようにバルブを制御する。そのため、運転条件が種々変化しても、軸受温度が高い箇所を重点的に冷却することができて、限られた圧縮エアを効率良く使用することができる。

なお、この明細書において、前記「バルブ」は、圧縮エアの供給経路の開閉、切替え、または流量調整を行う手段の総称である。

[0011] この発明において、前記制御手段は、前記複数の温度計測手段で計測された温度の計測値を用い、温度が最も高い転がり軸受に隣合う前記内輪間座に対向する前記エアノズルから圧縮エアが吐出されるように前記バルブを制御するようにしても良い。

この構成の場合、温度が最も高い転がり軸受近傍の内輪間座へ圧縮エアを吐出させていて、運転中に、温度が最も高い転がり軸受が他の転がり軸受に変わった場合、その転がり軸受近傍の内輪間座へ圧縮エアを吐出させることになる。このように、常に、温度が最も高い転がり軸受近傍の内輪間座へ圧

縮エアを吐出させるため、簡単な制御で効果的に各転がり軸受を冷却することができる。

[0012] この発明において、いずれかの前記外輪間座とこれに対応する前記内輪間座との間に、前記エアノズルから吐出された圧縮エアを当該外輪間座に隣合う両側の転がり軸受に向けて排出する両側排気経路を有し、他のいずれかの前記外輪間座とこれに対応する前記内輪間座との間に、前記エアノズルから吐出された圧縮エアを当該外輪間座に隣合う片側の転がり軸受に向けて排出する片側排気経路を有するようにしても良い。

前記外輪間座は、潤滑用流体を隣接する転がり軸受へ供給する潤滑用流体吐出手段を有する場合がある。外輪間座に隣合う両側の転がり軸受へエアノズルから吐出された圧縮エアと潤滑用流体が同一方向に流れる場合、圧縮エアの両側排気経路によって、潤滑用流体は圧縮エアに助長され、転がり軸受内の潤滑用流体の貫通性と排気性が良くなり、潤滑信頼性が向上する。一方、外輪間座に隣合う片側の転がり軸受への圧縮エアと同転がり軸受への他の外輪間座からの潤滑用流体が対向する場合、潤滑用流体は圧縮エアと混流し、転がり軸受内を貫通しづらくなり、排気性も落ちるため、潤滑信頼性が低下する。このような場合、片側排気経路を有することで、混流を回避でき、潤滑信頼性を確保することができる。

[0013] この構成の場合に、前記片側排気経路は、前記外輪間座と内輪間座との間の隙間と、前記外輪間座と内輪間座との間に形成されて前記隙間よりも径方向寸法が大きい環状空間とを有し、前記エアノズルが前記環状空間に開口し、前記環状空間における、前記エアノズルの中心軸に対する一方の部分が、他方の部分よりも大きな容積を持つようにしても良い。

前記エアノズルから前記環状空間に吐出された圧縮エアは、前記環状空間におけるエアノズルの中心軸に対する両側部分のうち、容積の大きな方の空間部分に流れやすくなる。そのため、エアノズルから吐出された圧縮エアを隣合う片側の転がり軸受に向けて積極的に排出する片側排気経路が実現できる。

[0014] この発明において、前記エアノズルを有する前記外輪間座が、エアおよび潤滑油を含む潤滑用流体を隣接する転がり軸受へ供給する潤滑用流体吐出手段を有していても良い。

この構成の場合、転がり軸受の冷却と潤滑との両方を、前記外輪間座に設けられた手段で行える。その場合にも、前述と同様に、運転条件が種々変化しても、軸受温度が高い箇所を重点的に冷却することができる。

なお、この構成の場合に前記片側排気経路を前記環状空間のエアノズルの中心軸に対する両側部分の容積の違いによって実現した場合、転がり軸受内に吐出された圧縮エアと、同転がり軸受内に他方から吐出された潤滑用流体とが混流することを回避できる。

[0015] 請求の範囲および／または明細書および／または図面に開示された少なくとも２つの構成のどのような組合せも、本発明に含まれる。特に、請求の範囲の各請求項の２つ以上のどのような組合せも、本発明に含まれる。

## 図面の簡単な説明

[0016] この発明は、添付の図面を参考にした以下の好適な実施形態の説明からより明瞭に理解されるであろう。しかしながら、実施形態および図面は単なる図示および説明のためのものであり、この発明の範囲を定めるために利用されるべきでない。この発明の範囲は添付の請求の範囲によって定まる。添付図面において、複数の図面における同一の部品番号は、同一部分を示す。

[図1]この発明の第１の実施形態に係る軸受装置の冷却構造の概念構成を示す説明図である。

[図2]同軸受装置の冷却構造における制御手段の処理例を示す流れ図である。

[図3A]軸受装置における温度勾配例の説明図である。

[図3B]軸受装置における別の温度勾配例の説明図である。

[図3C]軸受装置におけるさらに別の温度勾配例の説明図である。

[図4A]軸受装置の冷却構造における圧縮エア無しの場合の軸受温度と軸受の位置との関係を示すシミュレーション例である。

[図4B]軸受装置の冷却構造における圧縮エア有りの場合の軸受温度と軸受の

位置との関係を示すシミュレーション例である。

[図5]図１の実施形態に係る軸受装置の冷却構造を具体化して適用した工作機械の主軸装置における軸受装置部分の断面図である。

[図6]同軸受装置の中央２列の転がり軸受における冷却構造の部分拡大断面図である。

[図7]同軸受装置の間座部分の横断面図である。

[図8]同軸受装置の端部の転がり軸受における冷却構造の部分拡大断面図である。

[図9]この発明の第２の実施形態に係る軸受装置の冷却構造の部分断面図である。

[図10]同軸受装置の冷却構造の部分拡大断面図である。

[図11]前記各実施形態に係る軸受装置の冷却構造を適用する工作機械の主軸装置の一例を示す概略断面図である。

[図12]前記各実施形態に係る軸受装置の冷却構造を適用する工作機械の主軸装置の他の例を示す概略断面図である。

## 発明を実施するための形態

[0017] この発明の第１の実施形態を図１ないし図８と共に説明する。図１に示すように、この軸受装置Ｊの冷却構造は、軸方向に３列以上（図示の例では４列）に並ぶ転がり軸受１の配列における隣合う転がり軸受１，１の外輪２，２間および内輪３，３間に外輪間座４および内輪間座５がそれぞれ介在する。外輪２および外輪間座４がハウジング６の内周に設置され、内輪３および内輪間座５が回転軸である主軸７の外周に嵌合する。

[0018] 前記外輪間座４に、対向する内輪間座５へ圧縮エアを吐出するエアノズル１５が設けられ、これらエアノズル１５のそれぞれから吐出される圧縮エアを調整するバルブ５１と、これらバルブ５１を制御する制御手段５２と、前記３列以上の転がり軸受１の温度を計測する複数の温度計測手段５３，５４とが設けられている。

[0019] 各エアノズル１５は、圧縮エア導入経路４５および分岐エア供給経路５６

を介して、圧縮エアを吐出するエア供給装置５７に接続されている。各バルブ５１は、電磁開閉弁等の電磁弁からなり、前記制御手段５２が出力する制御信号に応答して開閉可能である。なお、バルブ５１は、これらをまとめて、流路を切り替える一つまたは複数の切り替え弁としても良い。前記温度計測手段５３，５４はサーミスタまたは熱電対からなり、個々の転がり軸受１の内輪３および外輪２にそれぞれ接して、主軸７およびハウジング６に設置されている。これら温度計測手段５３，５４は、前記制御手段５２に接続される。主軸７に設置された温度計測手段５３の信号線（図示せず）は、スリップリング（図示せず）等を介して主軸端で静止側に取り出されるか、または信号線の代わりに無線が用いられる。

[0020] 前記制御手段５２は、前記複数の温度計測手段５３，５４で計測された転がり軸受１の温度の計測値、例えば内輪温度と外輪温度との差を用い、定められた規則に従って選んだエアノズル１５から圧縮エアが吐出されるように前記バルブ５１を制御する。前記制御手段５２は、マイクロコンピュータ等の電子回路またはリレー回路等で構成される。前記定められた規則は、任意に設計された内容で良いが、例えば、温度が最も高い転がり軸受１に隣合う内輪間座５に対向するエアノズル１５から圧縮エアが吐出されるように前記バルブ５１を制御する。図２のフローチャートは、その具体例を示し、後に説明する。

[0021] 前記外輪間座４のうちのいずれか、具体的には配列の中央の外輪間座４とこれに対応する内輪間座５との間に、エアノズル１５から吐出された圧縮エアを当該外輪間座４に隣合う両側の転がり軸受１，１に向けて排出する両側排気経路５８を有する。他のいずれか、具体的には両端の外輪間座４とこれに対応する前記内輪間座５との間に、エアノズル１５から吐出された圧縮エアを当該外輪間座４に隣合う片側の転がり軸受１に向けて排出する片側排気経路５９を有する。また、前記エアノズル１５を有する外輪間座４は、エアおよび潤滑油を含む潤滑用流体を、隣接する転がり軸受１へ供給する潤滑用流体吐出手段３０を有する。これら両側排気経路５８、片側排気経路５９、

および潤滑用流体吐出手段３０は、後に図６，図８等と共に具体的に説明する。

[0022] この構成によると、制御手段５２は、各部の転がり軸受１の温度計測手段５３，５４で計測された温度計測値を用い、定められたエアノズル１５から圧縮エアが吐出されるようにバルブ５１を制御する。そのため、運転条件が種々変化しても、常に、軸受温度が高い箇所を重点的に冷却することができて、限られた圧縮エアを効率良く使用することができる。

[0023] 制御手段５２の具体的処理例を図２と共に説明する。各転がり軸受１の内輪と外輪の温度を温度測定手段５３，５４で測定し（ステップＳ１）、何列目の転がり軸受１の温度が一番高いかを判定する（ステップＳ２，Ｓ５，Ｓ８，…）。具体的には、まずＮ列目（Ｎは自然数）の軸受温度Ｔが一番高いか否かを判定する（ステップＳ２）。軸受温度Ｔは、この例では内輪温度と外輪温度との差とする。内輪温度のみであっても運転に影響する軸受温度の判定は可能であるが、前記差を用いることで、正確な判定を行うことができる。Ｎ列目の軸受温度Ｔが一番高い場合は、Ｎ列目の対応する外輪間座４のエアノズル１５にバルブ５１を切り替え（ステップＳ３）、Ｎ列目の対応する外輪間座４のエアノズル１５から圧縮エアを吐出させる（ステップＳ４）。

[0024] ステップＳ２でＮ列目の軸受温度Ｔが一番高いという条件が非充足の場合は、Ｎ＋１列目の軸受温度Ｔ１が一番高いか否かを判定し（ステップＳ５）、一番高い場合は、Ｎ＋１列目の対応する外輪間座４のエアノズル１５にバルブ５１を切り替え（ステップＳ６）、Ｎ列目の対応する外輪間座４のエアノズル１５から圧縮エアを吐出させる（ステップＳ７）。

[0025] ＮおよびＮ＋１列目の軸受温度Ｔ，Ｔ１のいずれもが一番高くない場合は、Ｎ＋２列目の軸受温度Ｔ２が一番高いか否かを判定し（ステップＳ８）、軸受温度が一番高いという条件が充足するまで判定を続け、条件が充足した列についてバルブの切り替えおよび圧縮エアの吐出を行うと、ステップ１へ戻る。なお、列の一端であるＮ＋ｎ列目まで判定を行って軸受温度Ｔｎ

が一番高いという条件が非充足の場合は、列の他端である１列目に戻って判定を続ける。

[0026] このように、常に、温度が最も高い転がり軸受１の近傍の内輪間座５へ圧縮エアを吐出させるようにすると、簡単な制御で効率的に圧縮エアを使用して各転がり軸受１を冷却することができる。

[0027] また、外輪間座に隣合う両側の転がり軸受へエアノズルから吐出された圧縮エアと潤滑用流体が同一方向に流れる場合、圧縮エアの両側排気経路５８によって、潤滑用流体は圧縮エアに助長され、転がり軸受１内の潤滑用流体の貫通性と排気性が良くなり、潤滑信頼性が向上する（図１の中央の外輪間座参照）。一方、外輪間座に隣合う片側の転がり軸受への圧縮エアと同転がり軸受への他の外輪間座からの潤滑用流体が対向する場合、潤滑用流体は圧縮エアと混流し、転がり軸受内を貫通しづらくなり、排気性も落ちるため、潤滑信頼性が低下する。本実施形態の場合、片側排気経路５９を有することで、混流を回避でき、潤滑信頼性を確保することができる。

[0028] 図３Ａ，３Ｂは、冷却を行わない場合の、４列構成の軸受装置Ｊで生じる転がり軸受１間の温度勾配の各種の例を示す。同図の符号Ａ～Ｄは、転がり軸受１の列を示す。一般的には、図３Ａのように、中央２列Ｂ，Ｃの温軸受度が相対的に高く、両端の列Ａ，Ｄの軸受温度は相対的に低くなる。モータ６３，６３Ａ（後に図１１，図１２に示す）の影響が大きい場合は、図３Ｂのように、モータ６３，６３Ａ側の列Ｃ，Ｄの軸受温度が相対的に高くなる。上記実施形態の軸受装置の冷却構造を採用すると、図３Ｃのように列Ａ～Ｄの軸受温度を同程度とすることができる。

[0029] 図４Ａは、主軸後端にビルトインモータ６３Ａが設けられた軸受装置Ｊにおける、圧縮エアの供給無しの場合の軸受温度（内輪と外輪の温度差）と軸受の位置との関係を示すシミュレーション例である。同図のように、圧縮エアの供給無しの場合は、モータ側の列のＣ，Ｄの軸受温度が高温になる。

図１の実施形態の冷却構造等を適用し、Ｃ列，Ｄ列間に圧縮エアを供給した場合は、図４Ｂのように、列Ａ～Ｄの軸受温度はある程度均一化される。

[0030] 次に、図１に示す軸受装置の冷却構造の具体的内容につき、図５以降と共に説明する。

この例の軸受装置の冷却構造は、工作機械の主軸装置におけるフロント側の軸受装置に適用されている。ただし、工作機械の主軸装置だけに限定されるものではない。

[0031] 図５は、図の左側が主軸のフロント側、右側がリア側である。同図に示すように、軸受装置Ｊは、軸方向に並ぶ３つ以上、図示の例では４つの転がり軸受１を備え、隣合う転がり軸受１，１の外輪２，２間および内輪３，３間に、外輪間座４および内輪間座５がそれぞれ介在している。なお、中央２列の転がり軸受１については、添字「Ｉ」を、端部の転がり軸受１については添字「Ｏ」を付しているが、特に区別を要しない場合は、単に「転がり軸受１」と称す。外輪２および外輪間座４がハウジング６に設置され、内輪３および内輪間座５が主軸７に嵌合している。転がり軸受１はアンギュラ玉軸受であり、内輪３と外輪２の軌道面間に複数の転動体８が介在している。各転動体８は、保持器９により円周方向に等間隔で保持される。中央２つの転がり軸受$１_{I}$，$１_{I}$は背面組合せで配置されており、両端の二つの転がり軸受$１_{O}$，$１_{O}$のそれぞれは、その隣の転がり軸受$１_{I}$と同じ向きに配置されている。外輪間座４と内輪間座５とは幅寸法に差が設けられ、これにより各転がり軸受１の初期予圧が設定されて使用される。

[0032] 外輪２および外輪間座４は、例えばハウジング６に対してすきま嵌めとされ、ハウジング６の段部６ａと端面蓋４０とにより軸方向の位置決めがされる。また、転がり軸受１の内輪３および内輪間座５は、例えば主軸７に対して締まり嵌めとされ、両側の位置決め間座４１，４２により軸方向の位置決めがされる。なお、図の左側の位置決め間座４２は、主軸７に螺着されたナット４３により固定される。各転がり軸受１は内輪回転となる。

[0033] 冷却構造について説明する。

図５の中央２列の転がり軸受$１_{I}$，$１_{I}$間の部分拡大図を図６に示す。外輪間座４は、外輪間座本体１１と、この外輪間座本体１１とは別部材からなる

リング状の鍔部１２，１２とを有する。鍔部１２は、後述の潤滑用流体吐出手段３０を構成する。外輪間座本体１１は断面略Ｔ字形状に形成され、この外輪間座本体１１の軸方向両側に鍔部１２，１２が対称配置で固定されている。外輪間座本体１１の内径寸法は、鍔部１２，１２の内径寸法よりも大きい。これにより、外輪間座４の内周面に、外輪間座本体１１の内周面と、この内周面に続く鍔部１２，１２の側面とで構成される凹み部１３が形成されている。この凹み部１３は、断面長方形の環状溝である。前記凹み部１３によって、外輪２と内輪３との間に環状空間１４が構成されている。外輪間座４の凹み部１３以外の内周面、すなわち鍔部１２，１２の内周面と、内輪間座５の外周面とは、微小な径方向すきまδａを介して対向している。これにより、前記凹み部１３と内輪間座５の外周面との間に、他よりも径方向幅の広い環状空間１４が形成されている。前記環状空間１４とその両側の前記径方向すきまδａとで、両側排気経路５８が構成される。

[0034] 前記外輪間座本体１１には、内輪間座５の外周面に向けて冷却用の圧縮エアＡを吐出するエアノズル１５が設けられている。エアノズル１５の出口１５ａは、外輪間座４の内周面の前記凹み部１３に開口している。この例では、複数個（例えば３個）のエアノズル１５が、円周方向に等間隔で配置されている（図７参照）。

[0035] 図７に示すように、各エアノズル１５は、内輪間座５の回転方向の前方へ傾斜させてある。つまり、外輪間座４の軸心に垂直な断面における任意の半径方向の直線Ｌから、この直線Ｌと直交する方向にオフセットした位置にある。エアノズル１５をオフセットさせる理由は、圧縮エアＡを内輪間座５の回転方向に旋回流として作用させて、冷却効果を向上させるためである。なお、図５、図６では、外輪間座４を、エアノズル１５の中心線を通る断面で表示している。

[0036] 外輪間座本体１１の外周面には、軸受外部から各エアノズル１５に圧縮エアＡを導入するための導入溝１６が形成されている。この導入溝１６は、外輪間座４の外周面における軸方向中間部に設けられ、各エアノズル１５に連

通する円弧状に形成されている。導入溝１６は、外輪間座本体１１の外周面において、後述のエアオイル供給経路（図示せず）が設けられる円周方向位置を除く円周方向の大部分を示す角度範囲αにわたって設けられている。図５のように、ハウジング６に圧縮エア導入経路４５が設けられ、この圧縮エア導入経路４５に分岐経路５６を介して導入溝１６が連通するように構成されている。ハウジング５の外部には、圧縮エア導入孔４５に圧縮エアＡを供給するエア供給装置５７（図１）が設けられている。

[0037] 図５の右側の端部の転がり軸受１$_{o}$およびその隣の間座の拡大図を図８に示す。図５の左側の端部の転がり軸受１$_{o}$およびその隣の間座については、左右対称である点を除いて図８と同様であるため、説明を省略する。また、端部の転がり軸受１$_{o}$およびその隣の間座は、特に説明する事項を除き、中央２列の転がり軸受１$_{i}$，１$_{i}$およびその間の間座と同じである。

[0038] 図８において、端部の転がり軸受１$_{o}$の外輪間座４は、前記潤滑用流体供給手段３０の鍔部１２が、主な冷却目的となる端部の転がり軸受１$_{o}$の存在する一方だけに設けられている。外輪間座４の内周面における前記鍔部１２と反対側の部分は、鍔部１２と同様に外輪間座５の外周面に近接する小径部２ａとなる。この小径部２ａの側面と、鍔部１２の側面と、外輪間座４の幅方向中央部分の内周面とで、環状の凹み部１３Ａが形成され、この凹み部１３Ａにより外輪間座４の内周面と外輪間座５の外周面との間の環状空間１４Ａが構成される。前記小径部２ａの環状空間１４Ａ側の側面は、内径側が間座幅方向の端部に近づく傾斜面となっている。前記環状空間１４Ａとその片側の径方向すきまδａとで、片側排気経路５９が構成される。

[0039] 前記環状空間１４Ａは、エアノズル１５の中心軸Ｏ$_{15}$に対する、冷却の主目的となる端部の転がり軸受１$_{o}$側の部分１４Ａ１が、中央の転がり軸受１$_{i}$側の部分１４Ａ２よりも大きな容積を持つように、軸方向に非対称形状に形成されている。具体的には、前記環状空間１４Ａの前記部分１４Ａ１の軸方向長さが、前記部分１４Ａ２の軸方向長さよりも長くなっている。前記環状空間１４Ａの前記両部分１４Ａ１，１４Ａ２の容積の割合は、例えば６：４

、７：３等、適宜に設計され、小さい方の部分１４Ａ２は、エアノズル１５の開口縁から中心軸$O_{15}$までの範囲としても良いが、中心軸$O_{15}$～転がり軸受$1_1$側方向に外輪間座幅の1/5までの範囲が好ましく、より好ましくは中心軸$O_{15}$～転がり軸受$1_1$側方向に外輪間座幅の1/10までの範囲である。

[0040] 潤滑構造について説明する。

図５に示すように、各外輪間座４は、潤滑用流体吐出手段３０を構成する手段として、前記鍔部１２（図６、図８）を有する。各鍔部１２は、軸受内に突出して内輪３の外周面との間でエアオイル通過用の環状すきまδｂを介して対向する。鍔部１２は、内輪３の外周面に被さるように軸受内に進入して配置される。また、鍔部１２の先端部は、保持器９の内周面よりも半径方向の内方に配置されている。

[0041] 図６に示す外輪間座４に２つ設けられる鍔部１２、および図８に示す外輪間座４に１つ設けられる鍔部１２のいずれも、この鍔部１２と内輪３の外周面間の前記環状すきまδｂに開口して潤滑用流体となる例えばエアオイルを供給する潤滑用ノズル３１が設けられている。この潤滑用ノズル３１は、軸受側に向かうに従い内径側に至るように傾斜し、鍔部１２における内輪３と対向する内周面部分に出口が開口している。潤滑用ノズル３１には、ハウジング６および外輪間座本体１１に設けられた潤滑用流体供給経路（図示せず）を通ってエアオイルが供給される。内輪３の外周面における潤滑用ノズル３１の延長線上の箇所には、環状凹み部３ａが設けられている。

鍔部１２の潤滑用ノズル３１から吐出されたエアオイルの油が前記環状凹み部３ａに溜り、この油が、内輪３の回転に伴う遠心力により、傾斜面である内輪３の外周面に沿って軸受中心側へと導かれる。

[0042] 排気構造について説明する。

図５に示すように、この軸受装置Ｊには、冷却用の圧縮エアおよび潤滑用の潤滑用流体であるエアオイルを排気する排気経路４６が設けられている。排気経路４６は、外輪間座本体１１における円周方向の一部に設けられた排気溝４７と、ハウジング６に設けられ前記排気溝４７に連通する径方向排気

孔４８および軸方向排気孔４９とを有する。前記外輪間座本体１１の排気溝４７は、潤滑用流体供給経路が設けられる位置とは対角の円周方向位置にわたって形成されている。

[0043] 上記構成からなる軸受装置の冷却構造の作用について説明する。

この軸受装置の冷却構造は、図５に示すように、４列の転がり軸受２からなり、中央２つの転がり軸受$1_I$，$1_I$については、１つのエアノズル１５から圧縮エアが分岐して吐出されるが、両端の転がり軸受$1_O$，$1_O$については、個別にエアノズル１５，１５から圧縮エアが吐出される。そのため、各転がり軸受１の冷却機能を、これら転がり軸受１の配置場所に応じて調整することができる。また、個々の転がり軸受１の冷却について、次のように効率良く冷却することができる。

[0044] 図６および図８に示す各外輪間座４のエアノズル１５より、冷却用の圧縮エアＡが内輪間座５の外周面に向けて吹き付けられる。このとき、圧縮エアＡが狭いエアノズル１５内から広い環状空間１４，１４Ａに吐出されることで、圧縮エアＡが断熱膨張する。エアノズル１５内における圧縮エアの体積をＶ１、温度をＴ１とし、環状空間１４，１４Ａでの圧縮エアの体積をＶ２、温度をＴ２とした場合、気体の状態方程式、熱力学の第１法則より、Ｖ１＜Ｖ２、Ｔ１＞Ｔ２となる。すなわち、環状空間１４，１４Ａでは、圧縮エアＡの温度が下がると共に、体積が増加する。体積が増加することで、圧縮エアＡの流速が増大する。このように、低温で高速の圧縮エアＡを内輪間座５に吹き付けることで、内輪間座５を効率良く冷却する。

[0045] また、エアノズル１５が内輪間座５の回転方向の前方へ傾斜しているため、エアノズル１５から吐出された圧縮エアＡは、内輪間座５の外周面に沿って旋回しながら軸方向に流れて、前記排気経路４６を通って軸受外部へ排出される。圧縮エアＡが旋回するため、軸方向にまっすぐ流れる場合と比べて、圧縮エアＡが内輪間座５の外周面と接している時間が長く、内輪間座５をより一層効率良く冷却することができる。

[0046] このように、内輪間座５が効率良く冷却されることで、この内輪間座５を

介して転がり軸受１の内輪３および主軸７を効果的に冷却することができる。この冷却構造は、外輪間座４の内周面に環状の凹み部１３，１３Ａを設け、かつエアノズル１５を傾斜させるという構造的な工夫を施すだけで冷却効率を向上させることができるため、圧縮エアＡを供給するエア供給装置の出力を大きくしなくてもよく、消費電力を抑えることができる。

[0047] 加えて、外輪間座４の内周面に凹み部１３，１３Ａが設けられていると、次のような効果もある。すなわち、凹み部１３，１３Ａと内輪間座５の間の環状空間１４，１４Ａに吐出された圧縮エアＡは、外輪間座４と内輪間座５の間の径方向すきまδａを通って軸受外部へ排出される。その際、少なくとも一部の圧縮エアＡは軸受内へ流入する。環状空間１４，１４Ａよりも径方向すきまδａが狭まっているため、径方向すきまδａを流れる圧縮エアＡの周方向の各部での流速が均一化され、軸受内に流入する圧縮エアＡの流速が均一になる。それにより、圧縮エアＡと回転中の転動体９との衝突音を小さくすることができる。

[0048] 次に、一方の転がり軸受１への重点的な圧縮エアの供給およびその反対側の転がり軸受１における潤滑用流体と圧縮エアとの混流の防止につき説明する。図１に、圧縮エアの流れを外形線太さの矢印で、潤滑用流体の流れを太線の矢印で示すように、端部の転がり軸受$1_O$に隣接する外輪間座４のエアノズル１５から吐出された圧縮エアは、外輪間座４と内輪間座５との間の隙間を通って、その隣の中央側の転がり軸受$1_I$に内に進入し、潤滑用流体の流れに混流する。

[0049] しかし、この実施形態では、前述のように、端部の転がり軸受$1_O$に隣接する外輪間座４の環状空間１４Ａは、エアノズル１５の中心軸$O_{15}$に対する端部の転がり軸受$1_O$側の部分１４Ａ１が、中央の転がり軸受$1_I$側の部分１４Ａ２よりも大きな容積を持つように、軸方向に非対称形状に形成されている。

すなわち、前記環状空間１４Ａは、エアノズル１５の中心軸$O_{15}$に対し、潤滑用流体の供給側（潤滑用流体吐出手段が設けられた側）の部分１４Ａ１

が非供給側（潤滑用流体吐出手段が設けられていない側）の部分１４Ａ２よりも大きな容積を持つ。前記環状空間１４Ａ内に吐出された圧縮エアは、容積の大きい空間部分１４Ａ１側へ流れやすいため、前記潤滑用流体の供給側となる端部の転がり軸受１$_o$へ流れやすい。そのため、この転がり軸受１$_o$を効果的に冷却することができる。また反対側の転がり軸受１$_i$への圧縮エアの流入量が減るため、反対側の転がり軸受１$_i$内での、他の外輪間座４から供給された潤滑用流体と圧縮エアとの混流が緩和される。

[0050] 図９，１０は、この発明の第２の実施形態を示す。この実施形態において、特に説明する事項の他は、図１～図８と共に説明した第１の実施形態と同様である。この実施形態では、端部の転がり軸受１$_o$に隣接する外輪間座４と内輪間座５との間に形成される環状空間１４Ｂが、前記外輪間座４の内周面に形成された前記凹み部１３ａと、前記内輪間座５の外周面に形成された前記凹み部１３ｂとで形成されている。

図８の例のように、前記環状空間１４Ａが、外輪間座４の内周面に形成された凹み部１３Ａのみで構成される場合は、内輪間座５の形状が単純な凹凸のない形状で良く、製造が簡単である。しかし、外輪間座４の径方向寸法の制限から、環状空間１４Ａの容積を十分に得ることが難しい場合がある。しかし、図９，１０に示す第２の実施形態のように、環状空間１４Ｂが、外輪間座４に形成された凹み部１３ａと内輪間座５に形成された凹み部１３ｂとで形成されている場合は、環状空間１４Ｂの容積を大きく得て、エアノズル１５から吐出される圧縮エアの断熱膨張を十分に行わせ、冷却効果を高めることができる。

[0051] 図１１は、前記各実施形態が適用される工作機械の主軸装置の全体の概略を示す断面図である。主軸７は、前記いずれかの実施形態の軸受装置Ｊでフロント部が支持され、リア部が他の転がり軸受６１で支持されている。ハウジング６の外周には、外筒冷却型の液冷装置６２が設けられている。主軸７の後端は、ハウジング６の外部の電動モータ６３に連結されている。

[0052] 図１２は、前記軸受装置が適用される工作機械の主軸装置の他の例を示し

、ビルトインモータ型とされている。ハウジング６内におけるフロント側の軸受装置Ｊとリア側の軸受６１と間に、電動モータ６３Ａが設けられている。この電動モータ６３Ａは、ハウジング６の内周に設けられたステータ６４と、主軸７の外周に設けられたロータ６５とでなるビルトインモータである。

これら図１１、図１２の各例に示すように、外部モータ型およびビルトインモータ型のいずれの主軸装置においても、この発明の軸受装置の冷却構造を効果的に適用することができる。

[0053] 以上のとおり、図面を参照しながら好適な実施例を説明したが、当業者であれば、本件明細書を見て、自明な範囲内で種々の変更および修正を容易に想定するであろう。したがって、そのような変更および修正は、添付の請求の範囲から定まるこの発明の範囲内のものと解釈される。

## 符号の説明

[0054] １，１$_{o}$，１$_{i}$…転がり軸受

２…外輪

３…内輪

４…外輪間座

５…内輪間座

６…ハウジング

７…主軸

８…転動体

１１…外輪間座本体

１２…鍔部

１３，１３Ａ，１３ａ，１３ｂ…凹み部

１４，１４Ａ，１４Ｂ…環状空間

１４Ａ１，１４Ａ２……環状空間の部分

１５…エアノズル

３０…潤滑用流体吐出手段

３１…潤滑用ノズル

４５…圧縮エア導入経路

４６…排気経路

５１…バルブ

５２…制御手段

５６…分岐エア供給経路

５７…エア供給装置

５８…両側排気経路

５９…片側排気経路

Ａ…圧縮エア

$O_{15}$…中心軸

# 請求の範囲

[請求項1] 軸方向に３列以上に並ぶ転がり軸受の配列における隣合う転がり軸受の外輪間および内輪間に外輪間座および内輪間座がそれぞれ介在し、前記外輪および前記外輪間座がハウジングの内周に設置され、前記内輪および前記内輪間座が回転軸の外周に嵌合する軸受装置の冷却構造であって、

いずれか複数の前記外輪間座に、対向する内輪間座へ圧縮エアを吐出するエアノズルと、これらエアノズルのそれぞれから吐出される圧縮エアを調整するバルブと、これらバルブを制御する制御手段と、前記３列以上の転がり軸受の温度を計測する複数の温度計測手段とを有し、

前記制御手段は、前記複数の温度計測手段で計測された温度の計測値を用い、定められた規則に従って選んだエアノズルから圧縮エアが吐出されるように前記バルブを制御する軸受装置の冷却構造。

[請求項2] 請求項１に記載の軸受装置の冷却構造において、前記制御手段は、前記複数の温度計測手段で計測された温度の計測値を用い、温度が最も高い転がり軸受に隣合う前記内輪間座に対向する前記エアノズルから圧縮エアが吐出されるように前記バルブを制御する軸受装置の冷却構造。

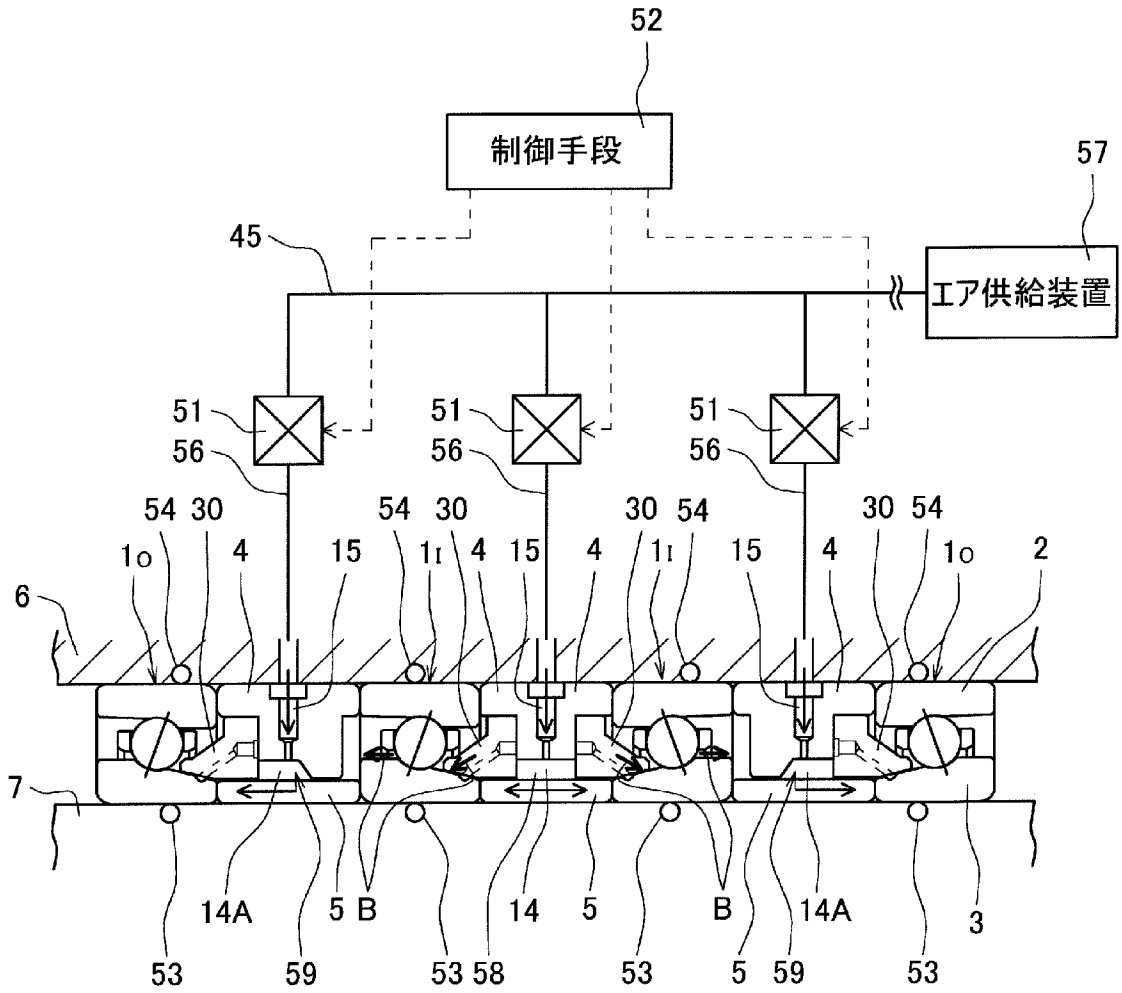
[請求項3] 請求項１または請求項２に記載の軸受装置の冷却構造において、いずれかの前記外輪間座とこれに対応する前記内輪間座との間に、前記エアノズルから吐出された圧縮エアを当該外輪間座に隣合う両側の転がり軸受に向けて排出する両側排気経路を有し、他のいずれかの前記外輪間座とこれに対応する前記内輪間座との間に、前記エアノズルから吐出された圧縮エアを当該外輪間座に隣合う片側の転がり軸受に向けて排出する片側排気経路を有する軸受装置の冷却構造。

[請求項4] 請求項３に記載の軸受装置の冷却構造において、前記片側排気経路は、前記外輪間座と内輪間座との間の隙間と、前記外輪間座と内輪間

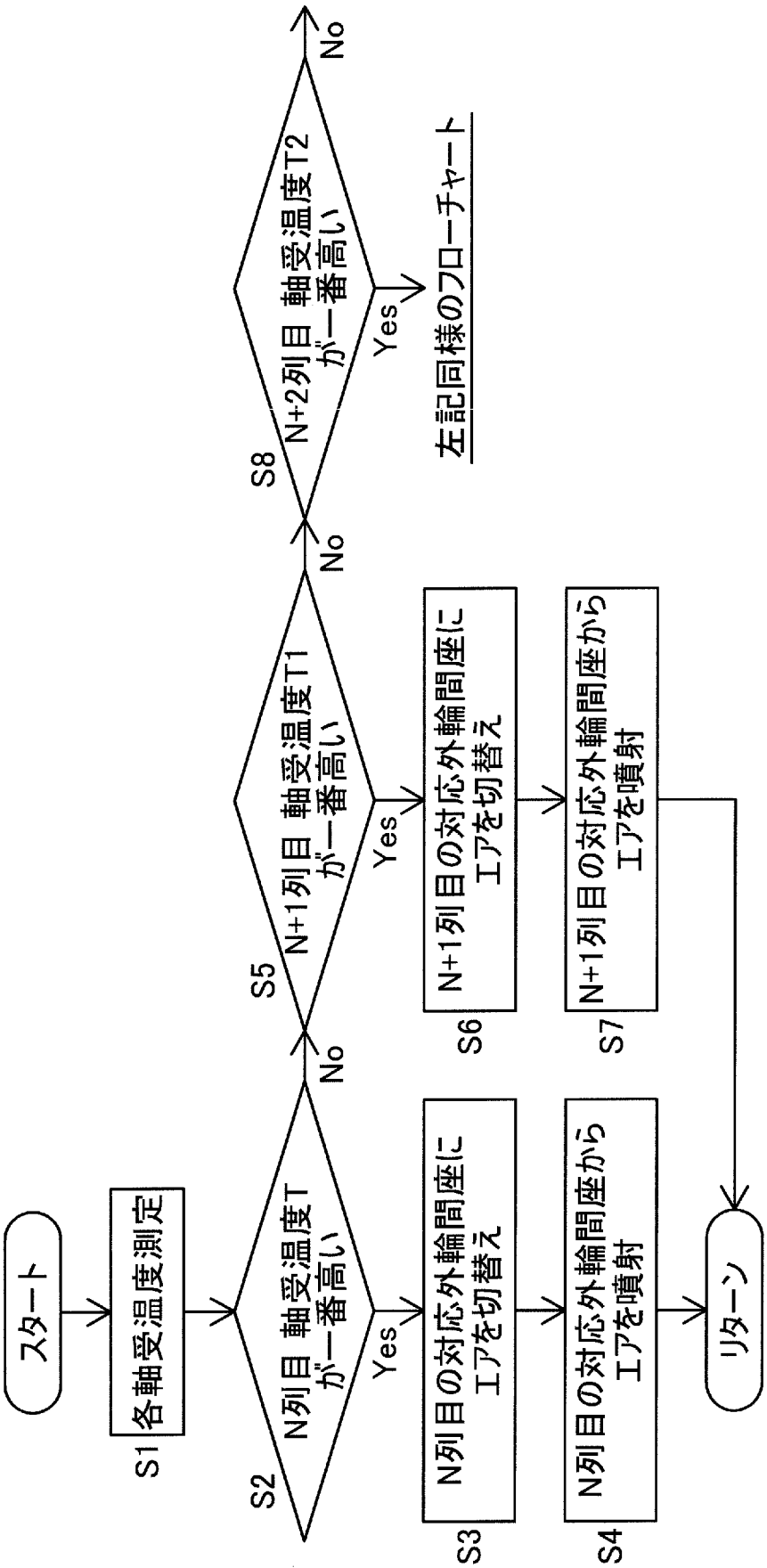
座との間に形成されて前記隙間よりも径方向寸法が大きい環状空間とを有し、前記エアノズルが前記環状空間に開口し、前記環状空間における、前記エアノズルの中心軸に対する一方の部分が、他方の部分よりも大きな容積を持つ軸受装置の冷却構造。

[請求項5] 請求項１ないし請求項４のいずれか１項に記載の軸受装置の冷却構造において、前記エアノズルを有する前記外輪間座が、エアおよび潤滑油を含む潤滑用流体を隣接する転がり軸受へ供給する潤滑用流体吐出手段を有する軸受装置の冷却構造。

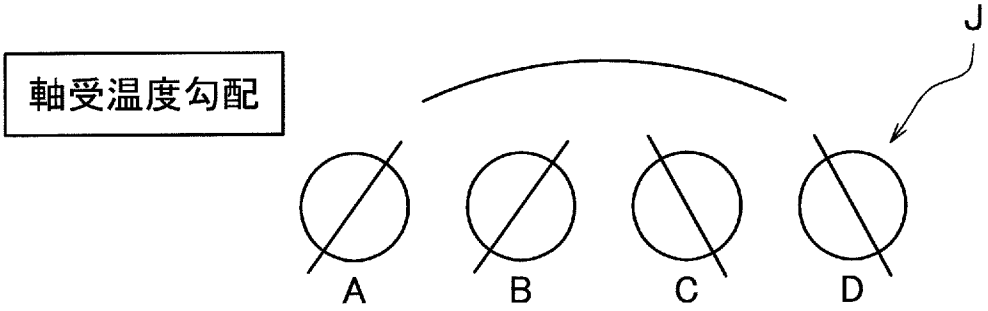
[図1]



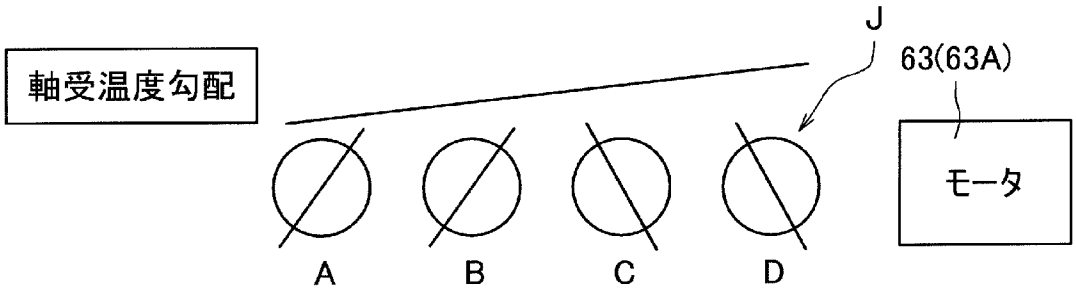
[図2]


スタート
S1
各軸受温度測定
S2
N列目 軸受温度T が一番高い
Yes
No
S3
N列目の対応外輪間座に エアを切替え
S4
N列目の対応外輪間座から エアを噴射
S5
N+1列目 軸受温度T1 が一番高い
Yes
No
S6
N+1列目の対応外輪間座に エアを切替え
S7
N+1列目の対応外輪間座から エアを噴射
S8
N+2列目 軸受温度T2 が一番高い
Yes
No
左記同様のフローチャート
リターン

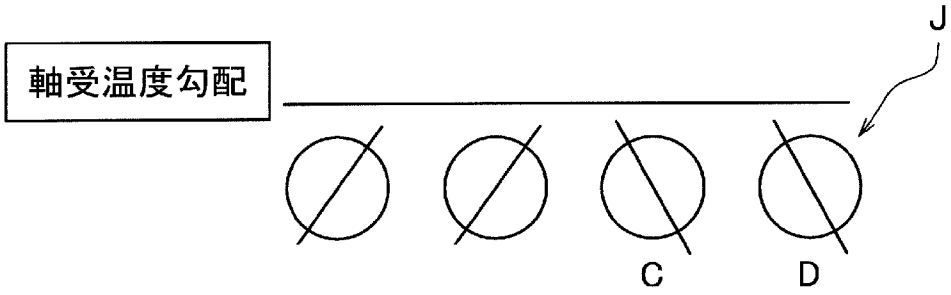
[図3A]



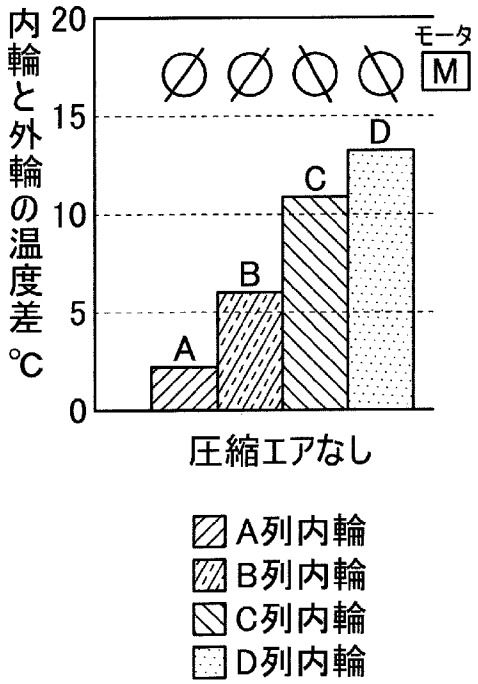

[図3B]



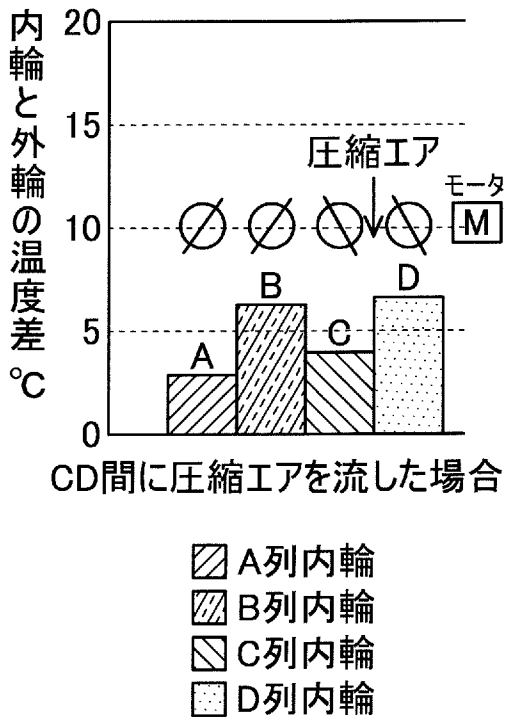

[図3C]



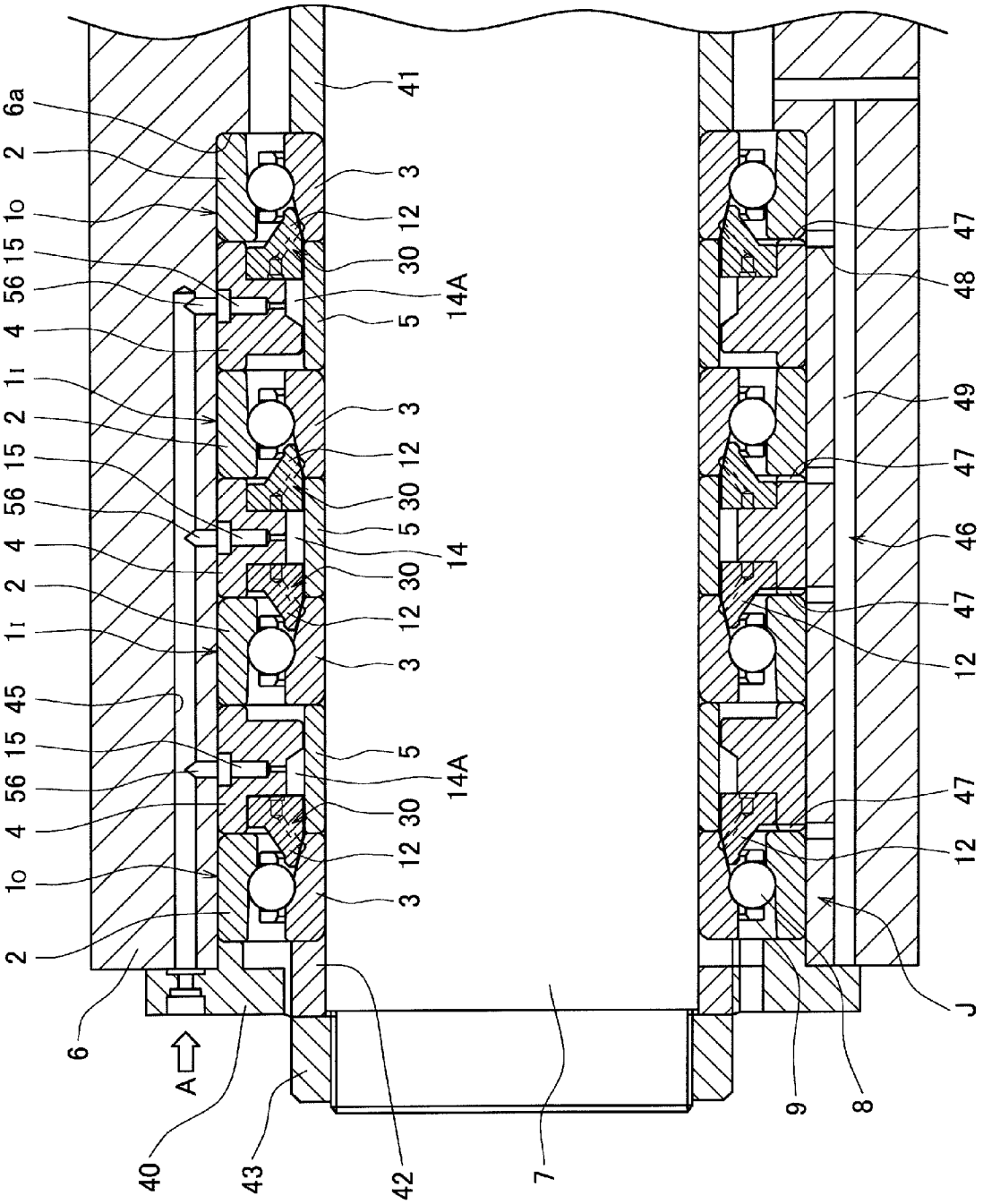
[図4A]


内輪と外輪の温度差℃
20
15
10
5
0
モータ
M
A
B
C
D
圧縮エアなし
A列内輪
B列内輪
C列内輪
D列内輪

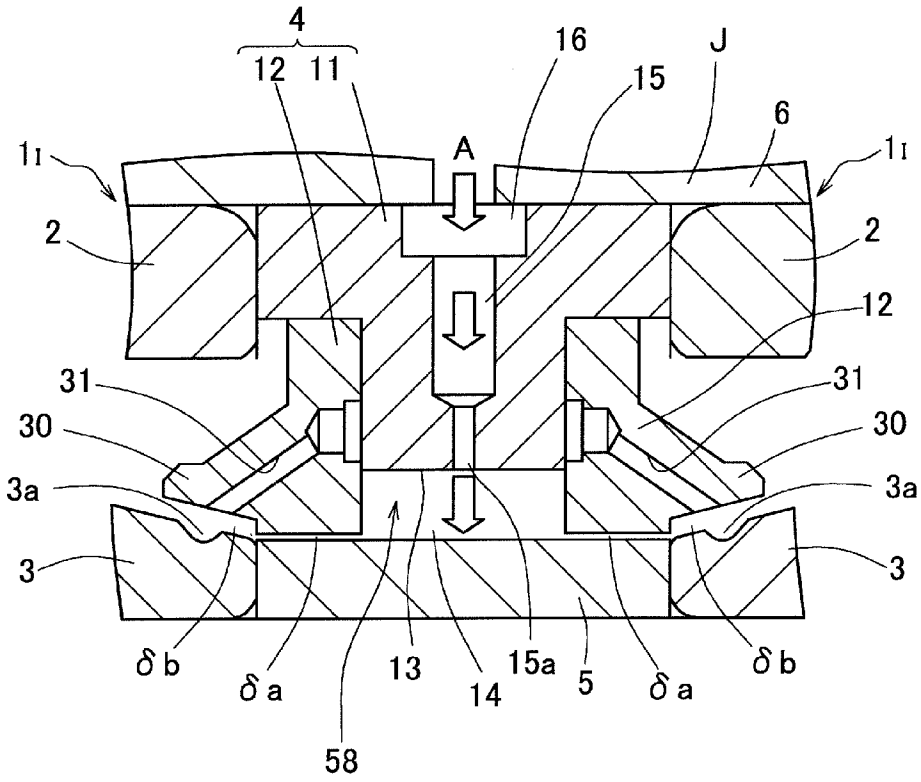
[図4B]


内輪と外輪の温度差℃
20
15
10
5
0
圧縮エア
モータ
M
A
B
C
D
CD間に圧縮エアを流した場合
A列内輪
B列内輪
C列内輪
D列内輪

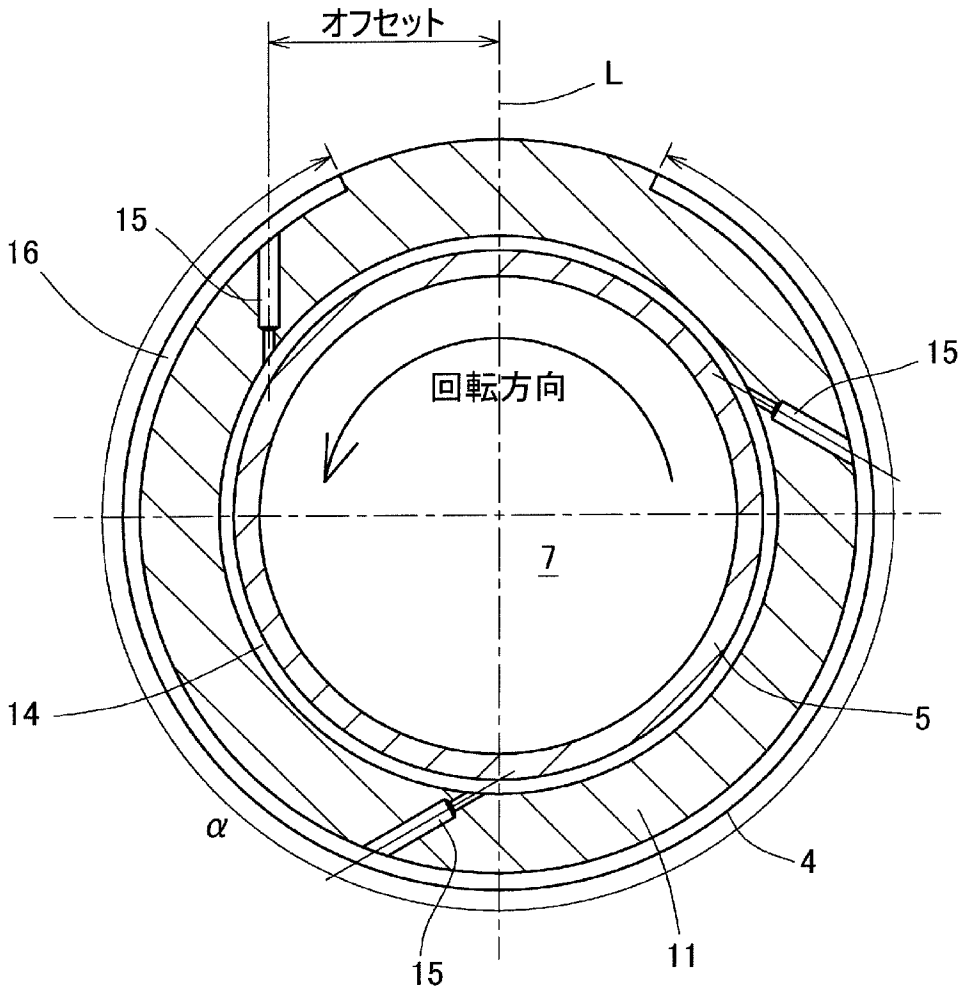
[図5]


6a
2
10
15
56
4
11
2
15
56
4
2
11
45
15
56
4
10
2
41
3
12
30
5
14A
3
12
30
5
14
30
12
3
5
14A
30
12
3
6
A
40
43
42
7
9
8
J
47
48
49
47
46
47
12
47
12

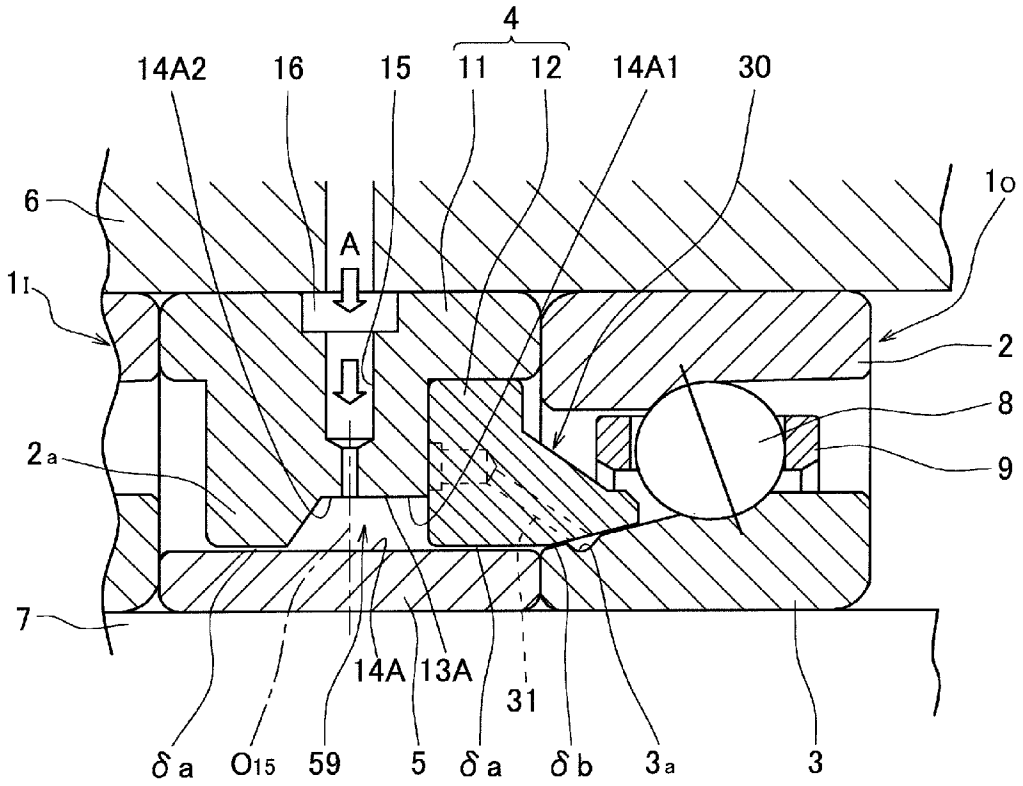
[図6]


4
12
11
16
15
J
6
A
1I
1I
2
2
12
31
31
30
30
3a
3a
3
3
δb
δa
13
14
15a
5
δa
δb
58

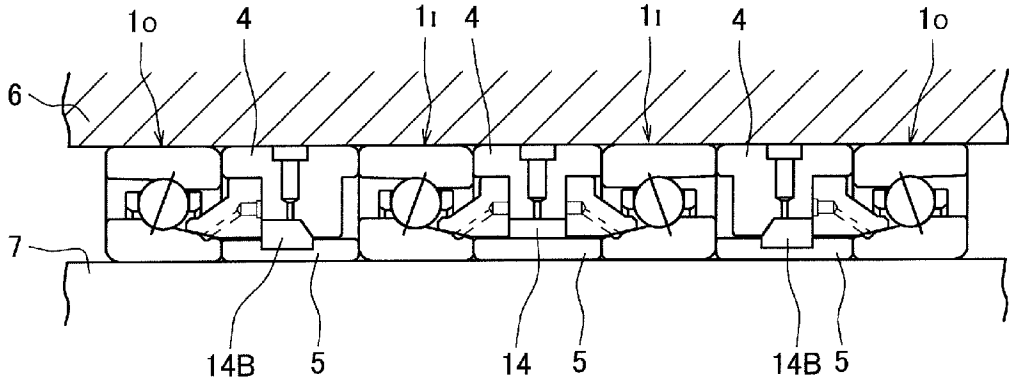
[図7]



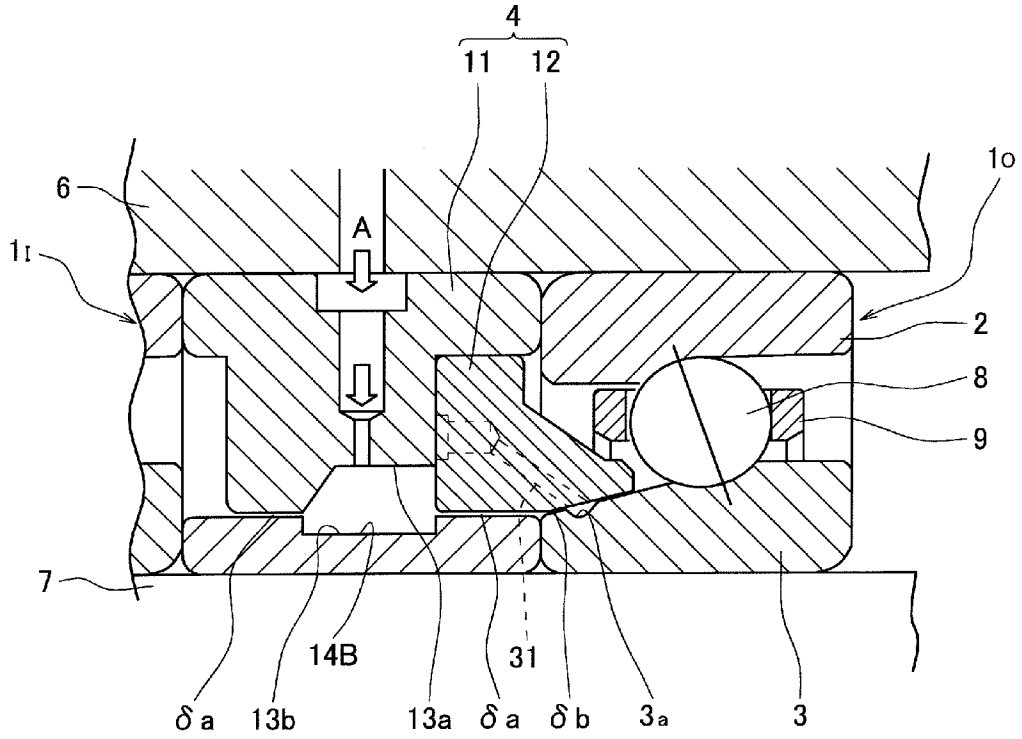
[図8]


4
14A2
16
15
11
12
14A1
30
6
1O
A
1I
2
2a
8
9
7
14A
13A
31
δa
O15
59
5
δa
δb
3a
3

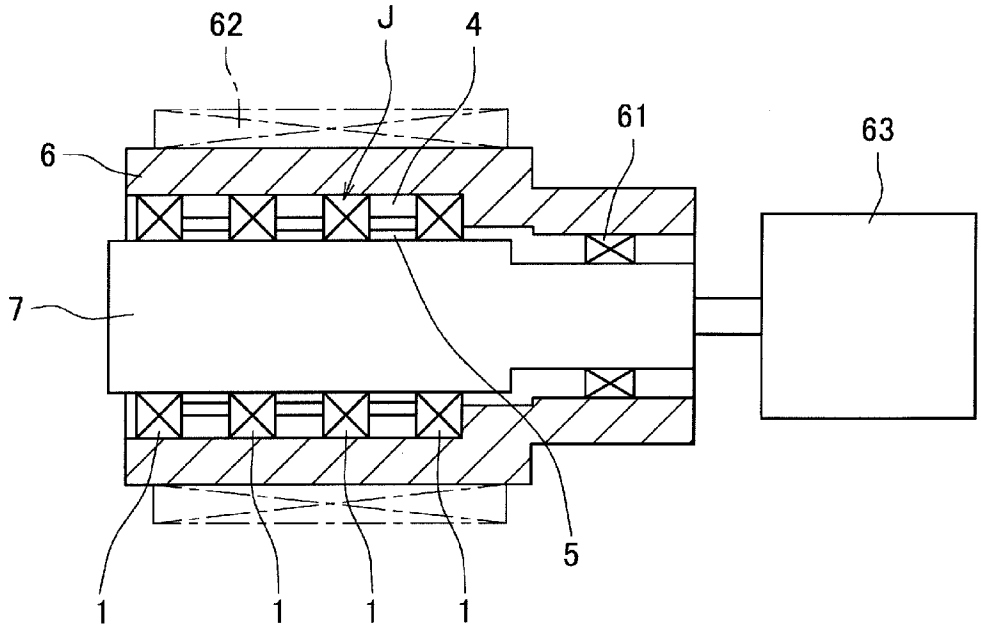
[図9]


1O
4
1I
4
1I
4
1O
6
7
14B
5
14
5
14B
5

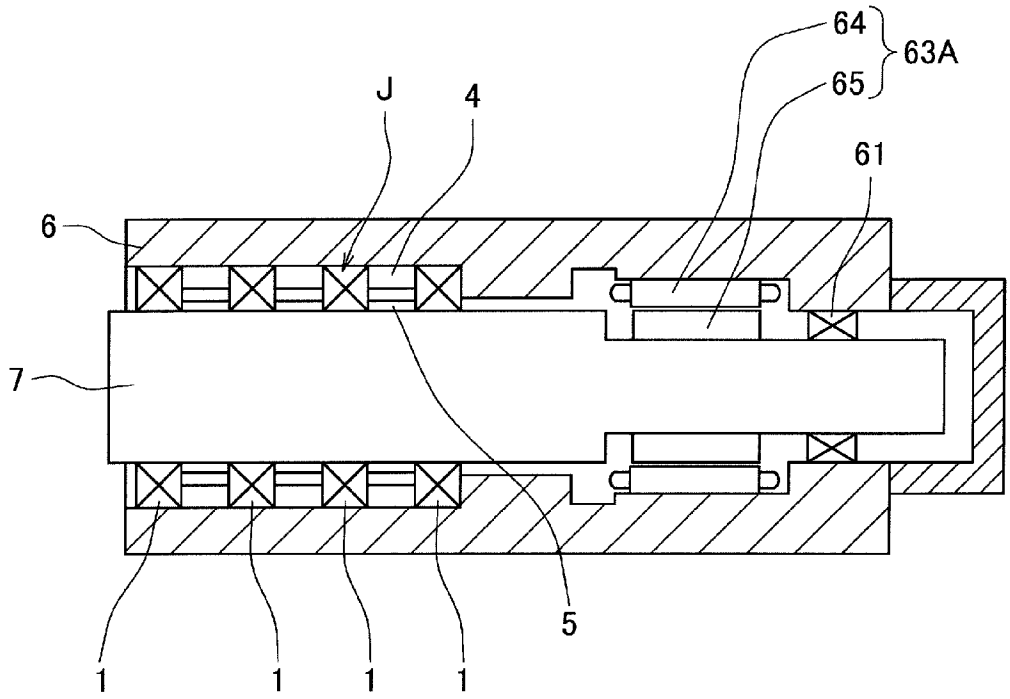
[図10]


4
11
12
6
A
1I
1o
2
8
9
7
14B
31
δa
13b
13a
δa
δb
3a
3

[図11]


62
J
4
61
63
6
7
5
1
1
1
1

[図12]



# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2017/040200

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.Cl. F16C37/00(2006.01)i, F16C19/18(2006.01)i, F16C41/00(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)
Int.Cl. F16C37/00, F16C19/18, F16C41/00

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

| | |
|---|---|
| Published examined utility model applications of Japan | 1922-1996 |
| Published unexamined utility model applications of Japan | 1971-2018 |
| Registered utility model specifications of Japan | 1996-2018 |
| Published registered utility model applications of Japan | 1994-2018 |

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. |
|---|---|---|
| Y | WO 2014/046153 A1 (NTN CORP.) 27 March 2014, paragraphs [0174]-[0188], fig. 72A-74 & JP 2014-62616 A & JP 2014-62617 A & JP 2014-62618 A & JP 2014-62619 A & JP 2014-62620 A & US 2015/0226266 A1, paragraphs [0261]-[0266], fig. 72A-74 & US 2017/0051790 A1 & EP 2910806 A1 & CN 104662316 A & KR 10-2015-0058493 A | 1-5 |
| Y | JP 2004-100729 A (MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, LTD.) 02 April 2004, paragraphs [0034]-[0035], fig. 5 (Family: none) | 1-5 |
| Y | JP 10-34494 A (OKUMA CORPORATION) 10 February 1998, paragraphs [0002]-[0015], fig. 1-2 (Family: none) | 3-5 |
| Y | JP 2008-75882 A (NSK LTD.) 03 April 2008, paragraphs [0003], [0013]-[0017], fig. 1 (Family: none) | 4-5 |
| A | JP 2008-106891 A (NTN CORP.) 08 May 2008, & WO 2008/050470 A1 & TW 200900602 A | 1-5 |

☐ 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 |
|---|---|
| 01 February 2018 (01.02.2018) | 13 February 2018 (13.02.2018) |

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

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１７／０４０２００

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F16C37/00(2006.01)i, F16C19/18(2006.01)i, F16C41/00(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.　F16C37/00, F16C19/18, F16C41/00

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 | １９７１－２０１８年 |
| 日本国実用新案登録公報 | １９９６－２０１８年 |
| 日本国登録実用新案公報 | １９９４－２０１８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 |
|---|---|---|
| Y | WO 2014/046153 A1（ＮＴＮ株式会社）2014.03.27,<br>段落［0174］－［0188］,図 72A-74<br>& JP 2014-62616 A & JP 2014-62617 A & JP 2014-62618 A<br>& JP 2014-62619 A & JP 2014-62620 A<br>& US 2015/0226266 A1, 段落［0261］－［0266］,図 72A-74<br>& US 2017/0051790 A1 & EP 2910806 A1 & CN 104662316 A<br>& KR 10-2015-0058493 A | 1-5 |

☑　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 | 国際調査報告の発送日 |
|---|---|
| ０１．０２．２０１８ | １３．０２．２０１８ |


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　９１４３
増岡　亘
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 |
|---|---|---|
| Y | JP 2004-100729 A（三菱重工業株式会社）2004.04.02,<br>段落【0034】-【0035】,図５（ファミリーなし） | 1-5 |
| Y | JP 10-34494 A（オークマ株式会社）1998.02.10,<br>段落【0002】-【0015】,図1-2（ファミリーなし） | 3-5 |
| Y | JP 2008-75882 A（日本精工株式会社）2008.04.03,<br>段落【0003】,【0013】-【0017】,図１（ファミリーなし） | 4-5 |
| A | JP 2008-106891 A（ＮＴＮ株式会社）2008.05.08,<br>& WO 2008/050470 A1 & TW 200900602 A | 1-5 |