(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
2021年7月15日(15.07.2021)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2021/140887 A1

(51) 国際特許分類:
B23B 19/02 (2006.01) *G01B 13/08* (2006.01)
F16C 19/06 (2006.01) *G01B 13/12* (2006.01)
F16C 19/26 (2006.01) *G01B 21/12* (2006.01)
F16C 35/12 (2006.01) *G01B 21/16* (2006.01)
F16C 41/00 (2006.01) *B23Q 17/00* (2006.01)

(21) 国際出願番号： PCT/JP2020/047578

(22) 国際出願日： 2020年12月18日(18.12.2020)

(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 2020-002835 2020年1月10日(10.01.2020) 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).

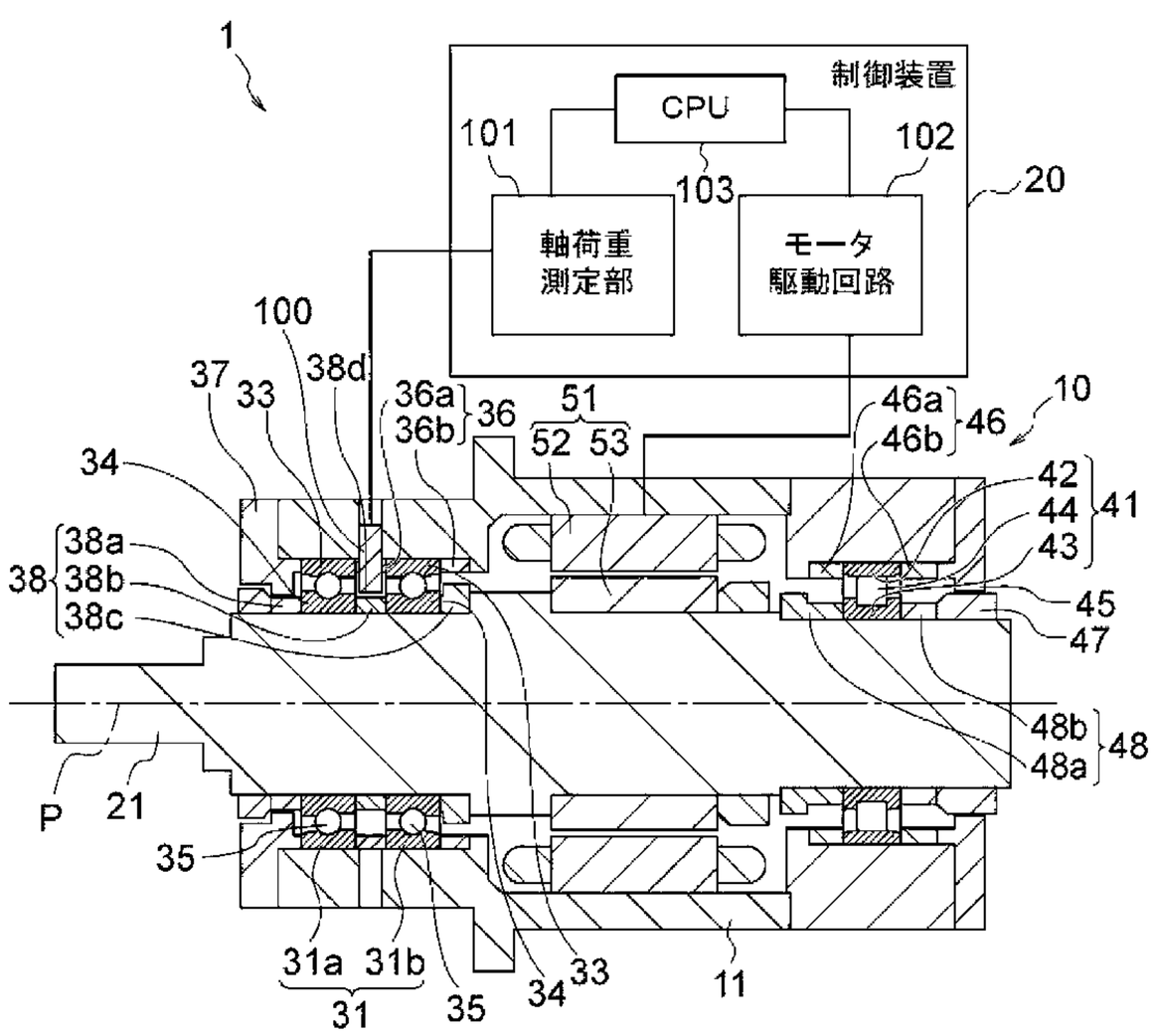
(72) 発明者: 劔持 健太 (**KENMOCHI Kenta**); 〒2518501 神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目５番５０号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP).

(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,

(54) **Title:** CALCULATION METHOD, BEARING DEVICE, AND SPINDLE DEVICE FOR MACHINE TOOL

(54) 発明の名称： 算出方法、軸受装置及び工作機械の主軸装置



20 Control device
101 Axial load measurement unit
102 Motor drive circuit

(57) **Abstract:** A calculation method according to the present invention is used in a bearing device having: a rotating member; a bearing which rotatably supports the rotating member; a housing which retains the bearing; and sensors which are provided to a non-rotating section of the housing or bearing and which measure the distance to a surface which rotates together with the rotating member, wherein the amount of change in the diameter of the rotating member is calculated on the basis of measurement results by the sensors provided to three or more locations on a surface orthogonal to the axis

［続葉有］

WO 2021/140887 A1

DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, IT, 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, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, WS, 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)）

of rotation of the rotating member.

(57) 要約：回転部材と、回転部材を回転可能に支持する軸受と、軸受を保持するハウジングと、ハウジングまたは軸受の非回転部分に設けられて、回転部材と共に回転する面までの距離を測定するセンサと、を有する軸受装置に用いられる算出方法であって、回転部材の回転軸と直交する面上に、３つ以上の位置に設けられるセンサによる測定結果に基づいて、回転部材の径の変化量を算出する。

明　細　書

発明の名称 ： 算出方法、軸受装置及び工作機械の主軸装置

技術分野

[0001]　本発明は、算出方法、軸受装置及び工作機械の主軸装置に関する。

背景技術

[0002]　近年、工作機械の主軸（スピンドル）において、切削荷重をコントロールし、加工の高速化、高精度化および軸受の長寿命化に繋げようとする動きが強まっており、その方策の一つとして、運転中の軸荷重量を測定することに対するニーズが高まっている。また、使用中の軸受の異常を事前に検知する技術へのニーズも同様に高まっており、軸受の長寿命化と合わせて、加工ラインそのものを可能な限り止めずに運用しようとする動きが強まっている。

[0003]　また、加工中の軸荷重量を直接測定することは非常に困難であるため、その代替手段として、渦電流変位センサ等の非接触変位センサを用いて軸変位を計測し、軸変位を切削荷重へ換算する手法が採られている。軸変位から切削荷重へ換算するためには、工作機械スピンドルの剛性値が必要となるが、その剛性値には、使用される軸受の剛性が大きく影響する。

[0004]　軸受は、構造的に、回転による遠心変形、摩擦およびモータなどの発熱による熱変形、具体的には、軸受の内輪と外輪との温度差による熱膨張差の影響により、その剛性が大きく変化する特性を有している。そのため、軸変位から切削荷重へ換算するためには、軸変位だけでなく、軸受の剛性変化による工作機械スピンドルの剛性変化も考慮しなければならない。

[0005]　一方、軸受の熱膨張差の変化量は、軸受の異常の検知にも活用できる。軸受の劣化に伴って転がり摩擦が増大し、軸受の発熱が増大するが、そのとき同時に熱膨張差も変化するため、その変化を監視することで軸受の状態が推測でき、主軸の故障などの重大な問題の未然防止や、前記監視結果をもとに軸受の状態を維持するように運転条件を調整することで、軸受を延命させることが可能となる。

[0006] また、従来、軸変位をベクトルで測定する方法としては、直交する２点で測定する方法が一般的であるが、この方法では測定対象の径が一定であることを前提としており、軸変位と同時に径の変化が発生する場合に対応ができなくなる。

[0007] このような状況において、特許文献１は、回転体の芯ずれ算出方法に関し、回転体を回転させながら周方向の外表面に沿った３点の測定データから計算円を算出し、算出した計算円に基づいて回転体の芯ずれを算出することを開示している。特許文献１の方法によれば、測定点を３点とすることにより、測定平面上において１つの円を定めることができるため、軸変位ベクトルと径の変化量とを算出することが可能となる。

先行技術文献

特許文献

[0008] 特許文献1：日本国特許第４２４３６３９号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0009] 本発明は、回転部材の回転軸と直交する面上における３つ以上の位置の測定データを用いて、回転軸のラジアル方向の変位量と回転部材の径の変化量とを測定することができる算出方法、軸受装置及び工作機械の主軸装置を提供することを目的としている。

課題を解決するための手段

[0010] 上記目的を達成するために、本発明の一態様に係る算出方法は、回転部材と、前記回転部材を回転可能に支持する軸受と、前記軸受を保持するハウジングと、前記ハウジングまたは前記軸受の非回転部分に設けられて、前記回転部材と共に回転する面までの距離を測定するセンサと、を有する軸受装置に用いられる算出方法であって、前記回転部材の回転軸と直交する面上に、３つ以上の位置に設けられる前記センサによる測定結果に基づいて、前記回転部材の径の変化量を算出する。

[0011] また、本発明の一態様に係る算出方法は、軸受を介して回転部材を回転可能にハウジングに支持する軸受装置において前記軸受の周囲の少なくとも３方向から前記回転部材と前記ハウジングの間の被測定隙間に圧縮気体を供給するステップと、前記圧縮気体の圧力変化を検出するステップと、前記検出された圧力変化に基づいて前記回転部材の径の変化量を算出するステップと、を有する。

[0012] また、本発明の一態様に係る軸受装置は、回転部材と、前記回転部材を回転可能に支持する軸受と、前記軸受を保持するハウジングと、前記ハウジングまたは前記軸受の非回転部分に設けられて、前記回転部材と共に回転する面までの距離を測定するセンサと、を備え、前記センサは、前記回転部材の回転軸と直交する面上に定義される円の円周上において、３つ以上の位置に設けられる。

[0013] また、本発明の一態様に係る工作機械の主軸装置は、回転部材と、前記回転部材を回転可能に支持する軸受と、前記軸受を保持するハウジングと、前記ハウジングまたは前記軸受の非回転部分に設けられて、前記回転部材と共に回転する面までの距離を測定するセンサと、を有する工作機械の軸受装置であって、前記センサは、前記回転部材の回転軸と直交する面上に、３つ以上の位置に設けられ、前記軸受装置は、前記センサによる測定結果に基づいて、前記回転部材の径の変化量を算出する算出部をさらに有する。

[0014] また、本発明の一態様に係る工作機械の主軸装置は、軸受を介して回転部材を回転可能にハウジングに支持する工作機械の軸受装置であって、前記軸受の周囲の少なくとも３方向から前記回転部材と前記ハウジングの間の被測定隙間に圧縮気体を供給する圧縮気体供給部と、前記圧縮気体の圧力変化を検出する検出部と、前記検出された圧力変化に基づいて前記回転部材の径の変化量を算出する算出部と、を有する。

発明の効果

[0015] 本発明に係る算出方法の一態様によれば、回転部材の回転軸と直交する面上における３つ以上の位置の測定データを用いて、回転軸のラジアル方向の

変位量と回転部材の径の変化量とを測定することができる。

[0016] また、本発明に係る軸受装置では、回転部材の回転軸と直交する面上における３つ以上の位置の測定データを用いて、回転軸のラジアル方向の変位量と回転部材の径の変化量とを測定することができる。

[0017] また、本発明に係る工作機械の主軸装置では、回転部材の回転軸と直交する面上における３つ以上の位置の測定データを用いて、回転軸のラジアル方向の変位量と回転部材の径の変化量とを測定することができる。

図面の簡単な説明

[0018] [図1]本発明に係る工作機械の主軸装置の第１実施形態の構成を示す図である。

[図2]本発明に係る軸受装置の第１実施形態の構成を示す模式図である。

[図3]本発明に係る軸受装置の第２実施形態を示す断面図である。

[図4]本発明に係る軸受装置の第３実施形態を示す断面図である。

[図5]本発明に係る軸受装置の第４実施形態を示す断面図である。

[図6]本発明に係る軸受装置の第５実施形態を示す断面図である。

[図7]本発明に係る軸受装置の第６実施形態を示す断面図である。

[図8]本発明に係る軸受装置の第７実施形態を示す断面図である。

[図9]本発明に係る軸受装置の第８実施形態を示す断面図である。

[図10]本発明に係る工作機械の主軸装置の第９実施形態の構成を示す図である。

発明を実施するための形態

[0019] 以下に、添付図面を参照して、本発明の実施形態を説明する。図中、同一又は類似の部分には同一又は類似の符号を付している。ただし、図面は模式的なものであり、厚みと平面寸法との関係、各層の厚みの比率等は現実のものとは異なることに留意すべきである。したがって、具体的な厚みや寸法は以下の説明を参酌して判断すべきものである。又、図面相互間においても互いの寸法の関係や比率が異なる部分が含まれていることはもちろんである。

[0020] また、以下に示す実施形態は、本発明の技術的思想を具体化するための装

置や方法を例示するものであって、本発明の技術的思想は、構成部品の材質、形状、構造、配置等を下記のものに特定するものでない。本発明の技術的思想は、特許請求の範囲に記載された請求項が規定する技術的範囲内において、種々の変更を加えることができる。

[0021] （第１実施形態）

＜工作機械の主軸装置の構成＞

まず、本発明に係る工作機械の主軸装置の第１実施形態における構成について、図１を参照して説明する。

[0022] 工作機械の主軸装置１は、軸受装置１０と、制御装置２０と、を有している。

[0023] 軸受装置１０は、モータビルトイン方式であり、転がり軸受で支持する回転部材の回転軸のラジアル方向の変位量と回転部材の径の変化量とを検出して軸荷重を測定可能になっている。なお、軸受装置１０の構成の詳細については後述する。

[0024] 制御装置２０は、軸受装置１０が測定した測定結果に基づいて、軸荷重量を算出する。制御装置２０は、軸荷重測定部１０１と、モータ駆動回路１０２と、ＣＰＵ１０３と、を有する。

[0025] ＜軸受装置の構成＞

次に、軸受装置１０の構成について、図１及び図２を参照して説明する。図１において、左方向を前方向及び右方向を後方向として説明する。図２において、図２（ａ）は、互いに対向する位置を除く３つの位置に変位センサ１００を設けた場合を示しており、図２（ｂ）は、互いに対向する位置と、互いに対向する位置以外の位置と、の３つの位置に変位センサ１００を設けた場合を示している。

[0026] 一般的に、軸受装置１０の軸受の近傍には、予圧の調整又は潤滑機構の設置等を理由として間座が設けられている。また、一般的な軸受装置１０に使用される軸受は、固定側軸受と自由側軸受とに大別され、それぞれ単列または複列で構成される。ここで、固定側および自由側は、軸方向において固定

および自由という意味である。

[0027] 具体的には、軸受装置１０は、ハウジング１１と、回転部材２１と、前側転がり軸受３１と、前側外輪側間座３６と、前側内輪側間座３８と、ナット３９と、後側転がり軸受４１と、後側外輪側間座４６と、ナット４７と、後側内輪側間座４８と、駆動モータ５１と、変位センサ１００と、を有している。

[0028] 軸受装置１０は、固定部材であるハウジング１１に対して、中空状の回転部材２１（工作機械のスピンドル）が前側転がり軸受３１及び後側転がり軸受４１によって回転自在に支持されている。回転部材２１は、前側転がり軸受３１と後側転がり軸受４１との間に配置された駆動モータ５１によって回転駆動される。

[0029] 前側軸受としての前側転がり軸受３１は、ハウジング１１と回転部材２１との間において、回転部材２１の回転軸Ｐの軸方向の一端（前端）近傍に設けられており、背面組合せとなるように配置された略同一寸法の一対の第１の前側軸受としてのアンギュラ玉軸受３１ａ及び第２の前側軸受としてのアンギュラ玉軸受３１ｂで構成されている。アンギュラ玉軸受３１ａ及び３１ｂの各々は、静止側軌道輪である外輪３３と、回転側軌道輪である内輪３４と、静止側軌道である外輪軌道溝と回転側軌道である内輪軌道溝との間に、接触角を持って配置された転動体としての複数の玉３５と、を備えている。つまり、各軸受３１ａ、３１ｂは、内輪３４と、外輪３３と、内輪３４と外輪３３との間に回転可能に配置された玉３５を有している。

[0030] 各アンギュラ玉軸受３１ａ及び３１ｂは、ハウジング１１に外輪側間座３６を介して外輪３３が内嵌され、ハウジング１１にボルト締めされた前側軸受外輪押え３７によって固定されている。

[0031] また、各アンギュラ玉軸受３１ａ及び３１ｂの内輪３４は、回転部材２１に内輪側間座３８を介して外嵌され、回転部材２１に締結されたナット３９によって回転部材２１に固定されている。アンギュラ玉軸受３１ａ及び３１ｂは、ナット３９によって定位置予圧が負荷されている。したがって、前側

転がり軸受３１によって回転部材２１の回転軸Ｐ方向の位置が位置決めされている。

[0032] 前側外輪側間座３６は、一対のアンギュラ玉軸受３１ａとアンギュラ玉軸受３１ｂとの間に配置される中間部間座３６ａと、前側転がり軸受３１よりも後方の後端部間座３６ｂと、を有している。

[0033] 前側内輪側間座３８は、回転部材２１に嵌合しており、前側転がり軸受３１よりも前方の前端部間座３８ａと、一対のアンギュラ玉軸受３１ａとアンギュラ玉軸受３１ｂとの間に配置される中間部間座３８ｂと、前側転がり軸受３１よりも後方の後端部間座３８ｃと、を備えている。中間部間座３８ｂの径方向外面（外周面）３８ｄが変位センサ１００と対向している。以下の記載において、中間部間座３８ｂの径方向外面３８ｄを対向面と称する。対向面３８ｄは、変位センサ１００によって変位センサ１００と中間部間座３８ｂとの間の距離を測定するための測定面である。対向面３８ｄは、最も前方の軸受であるアンギュラ玉軸受３１ａよりも後方に配置されている。対向面３８ｄの位置は、回転部材２１の回転軸Ｐのラジアル方向の変位又は回転部材２１の径の変化により変化する。

[0034] 後側軸受としての後側転がり軸受４１は、円筒ころ軸受であり、ハウジング１１と回転部材２１との間において、回転部材２１の回転軸Ｐの軸方向の他端（後端）近傍に設けられていると共に、外輪４２と、内輪４３と、転動体としての複数の円筒ころ４４と、を有する。後側転がり軸受４１の外輪４２は、ハウジング１１に内嵌され、ハウジング１１にボルト締結された後側軸受押え４５によって外輪側間座４６を介してハウジング１１内に固定されている。後側転がり軸受４１の内輪４３は、回転部材２１に締結されたナット４７によって内輪側間座４８を介して回転部材２１に固定されている。

[0035] 後側外輪側間座４６は、軸受４１よりも前方の前端部間座４６ａと、後側転がり軸受４１よりも後方の後端部間座４６ｂと、を有している。

[0036] 後側内輪側間座４８は、回転部材２１に嵌合している。後側内輪側間座４８は、後側転がり軸受４１よりも前方の前端部間座４８ａと、後側転がり軸

受４１よりも後方の後端部間座４８ｂと、を有している。

[0037] 駆動モータ５１は、ハウジング１１に内嵌されさたステータ５２と、ステータ５２の内周側に間隙を介して対向する回転部材２１に外嵌されたロータ５３とで構成されている。

[0038] 変位センサ１００は、ハウジング１１に保持されており、回転部材２１の回転軸Ｐと直交する面上に定義される円Ｒ（図２（ａ）参照）の円周上において、互いに対向する位置を除く３つ以上の位置に設けられる。つまり、本実施形態では、変位センサ１００が３つ設けられる。図２（ａ）は、変位センサ１００が円Ｒの円周上の３つの位置Ｓ１、Ｓ２及びＳ３に設けられる場合を例示している。図２（ａ）において、位置Ｓ１とＳ２との間の角度をθ１、位置Ｓ２とＳ３との間の角度をθ２、及び位置Ｓ３とＳ１との間の角度をθ３とする。図２（ａ）に示すように、位置Ｓ１、Ｓ２及びＳ３は、円Ｒの円周上において互いに対向しないように、例えばθ１、θ２及びθ３の各々が１２０度となるように配置されている。θ１が１８０度である場合には、Ｓ１とＳ２とが互いに対向する位置になる。

[0039] 変位センサ１００は、回転部材２１の回転軸Ｐと直交する方向において、対向面３８ｄに対向して設けられている。変位センサ１００は、対向面３８ｄとの距離を測定し、測定した距離に応じた電気信号を制御装置２０の軸荷重測定部１０１に出力する。変位センサ１００は、軸受装置１０の非回転体側に設置されており、変位センサ１００の測定面は、軸受装置１０の回転体側と対向している。

[0040] 変位センサ１００は、渦電流変位センサ、静電容量変位センサ、レーザ変位計またはエアギャップセンサ等の非接触変位センサである。

[0041] ＜制御装置の構成＞

次に、軸受装置１０に接続されている制御装置２０の構成について、図１を参照して説明する。軸受装置１０と制御装置２０との接続は、有線接続でもよいし、無線接続でもよい。

[0042] 上記したように、制御装置２０は、軸荷重測定部１０１と、モータ駆動回

路１０２と、ＣＰＵ１０３と、を備えている。

[0043] 軸荷重測定部１０１は、ＣＰＵ１０３の制御によって動作する。軸荷重測定部１０１は、３つの変位センサ１００の検出値を受信する。より詳しくは、軸荷重測定部１０１は、３つの変位センサ１００から入力される３つの測定面の各々との距離に応じた電気信号を受信し、当該電気信号に基づいて、回転部材２１の回転軸Ｐのラジアル方向の変位(芯ずれ)および回転部材２１の径の変化量を測定する。軸荷重測定部１０１は、測定した回転軸Ｐのラジアル方向の変位(芯ずれ)および回転部材２１の径の変化量の測定結果に基づいて軸荷重を算出し、軸荷重の算出結果をＣＰＵ１０３に出力する。ここで、回転軸Ｐのラジアル方向の変位（芯ずれ）とは、回転部材２１の回転軸Ｐの基準位置からの回転軸Ｐと直交する方向におけるずれである。また、回転部材２１の径の変化とは、回転部材２１の基準となる径に対する径の変化である。

[0044] モータ駆動回路１０２は、ＣＰＵ１０３の制御に従って、駆動モータ５１を駆動させる。

[0045] ＣＰＵ１０３は、図示しないメモリに予め記憶されている制御プログラムを読み出して、読み出した制御プログラムを実行することにより制御装置２０の全体の動作を制御する。ＣＰＵ１０３は、軸荷重測定部１０１から入力される軸荷重の算出結果に基づいて、所定の制御を行う。ここで、所定の制御は、駆動モータ５１の駆動力を低下させるためのモータ駆動回路１０２に対する制御、又は測定結果の示す軸荷重の荷重量が閾値以上である場合に異常であることを表示等して報知する制御等である。軸荷重が異常であることを表示する表示部は、制御装置２０が有していてもよい。あるいは、制御装置２０は、外部の表示装置に信号を出力して、当該表示装置が軸荷重異常に関する情報や画像を表示してもよい。

[0046] なお、制御装置２０は、軸荷重の荷重量を算出する場合に限らず、回転軸Ｐのラジアル方向の変位(芯ずれ)および回転部材２１の径の変化量を算出することにとどめてもよい。この場合には、例えば回転軸Ｐのラジアル方向の

変位(芯ずれ)および回転部材２１の径の変化量を表示装置に表示して報知するようにしてもよい。

[0047] ＜工作機械の主軸装置の動作＞

次に、工作機械の主軸装置１の動作について、説明する。

[0048] 制御装置２０は、軸受装置１０の回転部材２１を回転させた状態で、任意の状態を基準円として、基準円からの径方向への変位量に対して、外接円中心法、内接円中心法、最小領域中心法又は最小自乗中心法等の近似法を用いて、３つの位置の対向面３８ｄにおける測定値から測定円を算出する。この際に、測定精度を高めるために複数回の測定を行うことが好ましい。

[0049] また、軸受装置１０は、高速回転かつ高い回転精度を要求される機械であることから、その構成要素も高い精度で製作される。また、測定変位量は、測定円の径に対し、１／１０００乃至１／１００００程度と非常に小さい。これより、１回の測定のみでも十分な測定精度が見込めるため、上記の近似法ではなくて、基準円と測定円との差分を求めてもよい。具体的には、各変位センサ１００の出力値を基準値とするかゼロオフセットし、その後に任意の時点から別の時点までの各変位センサ１００の出力値の差分量を計測する。そして、各変位センサ１００の測定面である各対向面３８ｄにおける各差分量の平均値が対向面３８ｄの回転軸Ｐからの径（図２に示す円Ｒの径）と、所定の基準円の径と、の径の変化量となる。また、３つの位置の変位センサ１００のうちの２つの位置の変位センサ１００における各差分量と、この各差分量の平均値と、の差（２値）より回転軸Ｐの変位ベクトル変位量を算出する。この際に、２つの位置の変位センサ１００の組み合わせの数だけ回転軸Ｐの変位ベクトル変位量を算出可能であるため、これらの変位ベクトル変位量の平均値を使用することにより高い精度の変位ベクトル変位量を得ることができる。なお、回転軸Ｐに対する円Ｒの円周上において隣り合う変位センサ１００間の各角度（図２の場合にはθ１、θ２及びθ３）が同一角度に近いほど、上記の変位量の測定精度を高くすることができる。

[0050] 変位センサ１００を図２（ａ）に示す配置とすることで、変位ベクトル変

位量および径の変化量を算出する際に、円Ｒの径の数値または回転部材２１の径の数値が不要となり、３つの変位センサ１００の測定値のみで算出可能となる。より具体的には、３つの変位センサ１００の測定値から径の変化量が算出できると共に、３つの変位センサ１００の測定値のうち、任意の２つを用いて変位ベクトル変位量が算出できる。このとき変位ベクトル変位量は組合せにより３値得られるため、それらを平均化することで変位ベクトル変位量の精度が高まる。尚、変位センサ１００が対向する場合（例えば図２（ｂ）の場合)も上記の算出方法にて変位ベクトル変位量は算出可能であるが、対向する組合せの変位センサ１００（例えば図２（ｂ）の位置Ｓ１及びＳ２の変位センサ１００）では変位ベクトル変位量が算出不可となるため、得られる変位ベクトル変位量が２値となり、精度が低下することになる。

[0051] また、図２（ａ）及び図２（ｂ）のいずれの場合においても、円Ｒの径の値または回転部材２１の径の値が明らかである場合には、３つの変位センサ１００の測定値と合わせて、各変位センサ１００の配置軸上における回転部材２１の径の座標が定まるため、それらの座標の変化から変位ベクトル変位量および径の変化量が算出可能となる。

[0052] 工作機械の主軸装置１により計測される回転部材２１の径の変化及び回転軸Ｐのラジアル方向の変位量は、基準円に対する遠心膨張量と、変位センサ１００の設置位置と測定面との温度差による熱膨張差と、により生じる。ここで、遠心膨張量は、何れの位置でも一定となるが、熱膨張量差は、変位センサ１００が軸受に近いほど、軸受との乖離が小さくなるため小さくなる。ただし、熱膨張量差は、軸受の温度上昇と、変位センサ１００の位置における温度上昇と、の関係が予め明らかになっていれば補正可能である。

[0053] このように、本実施形態によれば、最も前方のアンギュラ玉軸受３１ａよりも後方に設置された前側内輪側間座３８の中間部３８ｂに変位センサ１００を配置することにより、最も軸荷重に近い軸受と同一レベルの変化量及び変位量を測定でき、軸受装置１０の剛性に大きな影響を与える工具端と軸受との距離（工具端（作用点）と、軸受の回転部材２１に対する接触角と回転

軸Ｐとの交点（支持点）と、の距離）が長くなることを抑制することができると共に、回転による軸受の温度変化を精度よく測定することができる。

[0054] なお、上記の実施形態では、前側転がり軸受３１が２つの転がり軸受（アンギュラ玉軸受）を有するとしたが、前側転がり軸受３１は１つ又は３つ以上の転がり軸受から構成されてもよい。

[0055] （第２実施形態）

本発明に係る工作機械の主軸装置の第２実施形態における構成は、図１において軸受装置１０の代わりに軸受装置１１０を有する以外は同一構成であるので、その説明を省略する。

[0056] ＜軸受装置の構成＞

次に、本発明に係る軸受装置１１０の第２実施形態における構成について、図３を参照して説明する。図３において、左方向を前方向及び右方向を後方向として説明する。なお、図３においては、軸受装置１１０の下半分の記載を省略すると共に、変位センサ及び駆動モータに接続されている制御装置の記載を省略する。また、図３において図１と同一構成である部分については同一符号を付して、その説明を省略する。

[0057] 軸受装置１１０は、回転部材２１と、前側転がり軸受３１と、前側外輪側間座３６と、前側内輪側間座３８と、ナット３９と、後側転がり軸受４１と、後側外輪側間座４６と、ナット４７と、後側内輪側間座４８と、駆動モータ５１と、変位センサ１００と、ハウジング１１１と、を有している。

[0058] 軸受装置１１０は、固定部材であるハウジング１１１に対して、中空状の回転部材２１（スピンドル軸）が前側転がり軸受３１及び後側転がり軸受４１によって回転自在に支持されている。

[0059] 前側内輪側間座３８は、回転部材２１に嵌合している。前側内輪側間座３８は、前側転がり軸受３１よりも前方の前端部間座３８ａと、一対のアンギュラ玉軸受３１ａとアンギュラ玉軸受３１ｂとの間に配置される中間部間座３８ｂと、前側転がり軸受３１よりも後方の後端部間座３８ｃと、を備えている。後端部間座３８ｃの径方向外面（外周面）３８ｅが変位センサ１００

と対向している。以下の記載において、後端部間座３８ｃの径方向外面３８ｅを対向面と称する。対向面３８ｅは、変位センサ１００によって変位センサ１００と後端部間座３８ｃとの間の距離を測定するための測定面である。対向面３８ｅは、最も前方の軸受であるアンギュラ玉軸受３１ａよりも後方に配置されている。対向面３８ｅの位置は、回転軸Ｐのラジアル方向の変位(芯ずれ)又は回転部材２１の径の変化により変化する。

[0060] 変位センサ１００は、ハウジング１１１に保持されており、アンギュラ玉軸受３１ｂよりも軸方向Ｐの後端側に位置すると共に駆動モータ５１に最も近い前側内輪側間座３８の後端部間座３８ｃに位置する、回転部材２１の回転軸Ｐと直交する面上に定義される円の円周上において、３つ以上の位置に設けられる。変位センサ１００は、回転部材２１の回転軸Ｐと直交する方向において、対向面３８ｅに対向して設けられている。変位センサ１００は、対向面３８ｅとの距離を測定し、測定した距離に応じた電気信号を制御装置２０の軸荷重測定部１０１に出力する。変位センサ１００は、軸受装置１１０の非回転体側に設置されており、変位センサ１００の測定面は、軸受装置１１０の回転体側と対向している。

[0061] なお、本実施形態に係る制御装置は図１と同一構成であるので、その説明を省略する。また、軸受装置１１０の動作は上記第１の実施形態に係る軸受装置１０と同一動作であるので、その説明を省略する。

[0062] 一般的な軸受装置１１０の場合、前側転がり軸受３１自身若しくは後側転がり軸受４１自身の発熱の程度、又は駆動モータ５１からの発熱若しくは放熱の程度から、前側転がり軸受３１及び後側転がり軸受４１において、駆動モータ５１近傍の軸受装置１０の非回転体側の外輪３３及び外輪４２が熱的に最も過酷となる。本実施形態では、熱的に過酷な前側内輪側間座３８の後端部間座３８ｃの対向面３８ｅを変位センサ１００の測定面にすることにより、加工荷重のみならず加工荷重に加えて、駆動モータ５１の熱の影響を早期に検出可能であるため、前側転がり軸受３１又は後側転がり軸受４１の熱の影響による劣化に対して早期に対策を講じることができ、軸受装置１１０

の短寿命化を抑制することができる。

[0063] （第３実施形態）

本発明に係る工作機械の主軸装置の第３実施形態における構成は、図１において軸受装置１０の代わりに軸受装置２１０を有する以外は同一構成であるので、その説明を省略する。

[0064] ＜軸受装置の構成＞

次に、本発明に係る軸受装置２１０の第３実施形態における構成について、図４を参照して説明する。図４において、左方向を前方向及び右方向を後方向として説明する。なお、図４においては、軸受装置２１０の下半分の記載を省略すると共に、変位センサ及び駆動モータに接続されている制御装置の記載を省略する。また、図４において図１と同一構成である部分については同一符号を付して、その説明を省略する。

[0065] 軸受装置２１０は、回転部材２１と、前側転がり軸受３１と、前側外輪側間座３６と、前側内輪側間座３８と、ナット３９と、後側転がり軸受４１と、後側外輪側間座４６と、ナット４７と、後側内輪側間座４８と、駆動モータ５１と、変位センサ１００と、ハウジング２１１と、を有している。

[0066] 軸受装置２１０は、固定部材であるハウジング２１１に対して、中空状の回転部材２１（スピンドル軸）が前側転がり軸受３１及び後側転がり軸受４１によって回転自在に支持されている。

[0067] 後側内輪側間座４８は、回転部材２１に嵌合している。後側内輪側間座４８の後端部間座４８ｂの径方向外面（外周面）４８ｃが変位センサ１００と対向している。以下の記載において、後端部間座４８ｂの径方向外面４８ｃを対向面と称する。対向面４８ｃは、変位センサ１００によって変位センサ１００と後端部間座４８ｂとの間の距離を測定するための測定面である。対向面４８ｃは、最も前方の軸受であるアンギュラ玉軸受３１ａよりも後方に配置されている。対向面４８ｃの位置は、回転軸Ｐのラジアル方向の変位(芯ずれ)又は回転部材２１の径の変化により変化する。

[0068] 変位センサ１００は、自由側軸受である後側転がり軸受４１近傍に設置さ

れている。変位センサ１００は、ハウジング２１１に保持されており、回転部材２１の回転軸Ｐと直交する面上に定義される円の円周上において、３つ以上の位置に設けられる。変位センサ１００は、回転部材２１の回転軸Ｐと直交する方向において、対向面４８ｃに対向して設けられている。変位センサ１００は、対向面４８ｃとの距離を測定し、測定した距離に応じた電気信号を制御装置２０の軸荷重測定部１０１に出力する。変位センサ１００は、軸受装置２１０の非回転体側に設置されており、変位センサ１００の測定面は、軸受装置２１０の回転体側と対向している。

[0069] なお、本実施形態に係る制御装置は図１と同一構成であるので、その説明を省略する。また、軸受装置２１０の動作は上記第１の実施形態に係る軸受装置１０と同一動作であるので、その説明を省略する。

[0070] このように、本実施形態によれば、後側転がり軸受４１近傍に変位センサ１００を配置することにより、回転部材２１の回転軸Ｐの軸変位ベクトルと、回転部材２１の径の変化と、を測定することができる。

[0071] （第４実施形態）

本発明に係る工作機械の主軸装置の第４実施形態における構成は、図１において軸受装置１０の代わりに軸受装置３１０を有する以外は同一構成であるので、その説明を省略する。

[0072] 次に、本発明に係る軸受装置３１０の第４実施形態における構成について、図５を参照して説明する。図５において、左方向を前方向及び右方向を後方向として説明する。なお、図５においては、軸受装置３１０の下半分の記載を省略すると共に、変位センサ及び駆動モータに接続されている制御装置の記載を省略する。また、図５において図１と同一構成である部分については同一符号を付して、その説明を省略する。

[0073] 軸受装置３１０は、回転部材２１と、前側転がり軸受３１と、前側外輪側間座３６と、前側内輪側間座３８と、ナット３９と、後側転がり軸受４１と、後側外輪側間座４６と、ナット４７と、後側内輪側間座４８と、駆動モータ５１と、変位センサ１００と、ハウジング３１１と、を有している。

[0074] 軸受装置３１０は、固定部材であるハウジング３１１に対して、中空状の回転部材２１（スピンドル軸）が前側転がり軸受３１及び後側転がり軸受４１によって回転自在に支持されている。回転部材２１は、前側転がり軸受３１と後側転がり軸受４１との間に配置された駆動モータ５１によって回転駆動される。

[0075] 後側内輪側間座４８は、回転部材２１に嵌合している。後側内輪側間座４８の前端部間座４８ａの径方向外面（外周面）４８ｄが変位センサ１００と対向している。以下の記載において、前端部間座４８ａの径方向外面４８ｄを対向面と称する。対向面４８ｄは、変位センサ１００によって変位センサ１００と前端部間座４８ａとの間の距離を測定するための測定面である。対向面４８ｄは、最も前方の軸受であるアンギュラ玉軸受３１ａよりも後方に配置されている。対向面４８ｄの位置は、回転軸Ｐのラジアル方向の変位(芯ずれ)又は回転部材２１の径の変化により変化する。

[0076] 変位センサ１００は、自由側軸受である後側転がり軸受４１近傍に設置されている。変位センサ１００は、ハウジング３１１に保持されており、回転部材２１の回転軸Ｐと直交する面上に定義される円の円周上において、３つ以上の位置に設けられる。変位センサ１００は、回転部材２１の回転軸Ｐと直交する方向において、対向面４８ｄに対向して設けられている。変位センサ１００は、対向面４８ｄとの距離を測定し、測定した距離に応じた電気信号を制御装置２０の軸荷重測定部１０１に出力する。変位センサ１００は、軸受装置３１０の非回転体側に設置されており、変位センサ１００の測定面は、軸受装置３１０の回転体側と対向している。

[0077] なお、本実施形態に係る制御装置は図１と同一構成であるので、その説明を省略する。また、軸受装置３１０の動作は上記第１の実施形態に係る軸受装置１０と同一動作であるので、その説明を省略する。

[0078] 本実施形態では、後側転がり軸受４１よりも駆動モータ５１に近い位置を変位センサ１００の測定面にすることにより、駆動モータ５１から後側転がり軸受４１へ流れる熱量を容易に推定することができる。

[0079] （第５実施形態）

本発明に係る工作機械の主軸装置の第５実施形態における構成は、図１において軸受装置１０の代わりに軸受装置４１０を有する以外は同一構成であるので、その説明を省略する。

[0080] 次に、本発明に係る軸受装置４１０の第５実施形態における構成について、図６を参照して説明する。図６において、左方向を前方向及び右方向を後方向として説明する。なお、図６においては、軸受装置４１０の一部を記載すると共に、変位センサ及び駆動モータに接続されている制御装置の記載を省略する。また、図６において図１と同一構成である部分については同一符号を付して、その説明を省略する。

[0081] 軸受装置４１０は、回転部材２１と、ナット３９と、後側転がり軸受４１と、後側外輪側間座４６と、ナット４７と、後側内輪側間座４８と、駆動モータ５１と、変位センサ１００と、ハウジング４１１と、前側転がり軸受４３１と、前側外輪側間座４３６と、前側内輪側間座４３８と、を有している。

[0082] 軸受装置４１０は、固定部材であるハウジング４１１に対して、中空状の回転部材２１（スピンドル軸）が前側転がり軸受４３１及び後側転がり軸受４１によって回転自在に支持されている。回転部材２１は、前側転がり軸受４３１と後側転がり軸受４１との間に配置された駆動モータ５１によって回転駆動される。

[0083] 前側転がり軸受４３１は、ハウジング４１１と回転部材２１との間に設けられており、背面組合せとなるように配置された一対のアンギュラ玉軸受４３１ａ及び４３１ｂで構成されている。アンギュラ玉軸受４３１ａ及び４３１ｂの各々は、静止側軌道輪である外輪４３３と、回転側軌道輪である内輪４３４と、静止側軌道である外輪軌道溝と回転側軌道である内輪軌道溝との間に、接触角を持って配置された転動体としての複数の玉４３５と、を備えている。つまり、各軸受４３１ａ、４３１ｂは、内輪４３４と、外輪４３３と、内輪４３４と外輪４３３との間に回転可能に配置された玉４３５を有し

ている。

[0084] 各アンギュラ玉軸受４３１ａ及び４３１ｂは、ハウジング４１１に外輪側間座４３６を介して外輪４３３が内嵌され、ハウジング４１１にボルト締めされた前側軸受外輪押え３７によって固定されている。

[0085] また、各アンギュラ玉軸受４３１ａ及び４３１ｂの内輪４３４は、回転部材２１に内輪側間座４３８を介して外嵌され、回転部材２１に締結されたナット３９によって回転部材２１に固定されている。したがって、前側転がり軸受４３１によって回転部材２１の回転軸Ｐ方向の位置が位置決めされている。

[0086] アンギュラ玉軸受４３１ａの内輪４３４は、アンギュラ玉軸受４３１ａの外輪４３３よりも後方に延設されている。アンギュラ玉軸受４３１ａの内輪４３４の径方向外面（外周面）４３４ａが変位センサ１００と対向している。以下の記載において、アンギュラ玉軸受４３１ａの内輪４３４の径方向外面４３４ａを対向面と称する。対向面４３４ａは、変位センサ１００によって変位センサ１００とアンギュラ玉軸受４３１ａの内輪４３４との間の距離を測定するための測定面である。対向面４３４ａは、最も前方の軸受であるアンギュラ玉軸受４３１ａよりも後方に配置されている。対向面４３４ａの位置は、回転軸Ｐのラジアル方向の変位(芯ずれ)又は回転部材２１の径の変化により変化する。

[0087] 前側外輪側間座４３６は、一対のアンギュラ玉軸受４３１ａとアンギュラ玉軸受４３１ｂとの間に配置される中間部間座４３６ａと、前側転がり軸受４３１よりも後方の後端部間座４３６ｂと、を有している。

[0088] 前側内輪側間座４３８は、回転部材２１に嵌合している。前側内輪側間座４３８は、前側転がり軸受４３１よりも前方の前端部間座４３８ａと、一対のアンギュラ玉軸受４３１ａとアンギュラ玉軸受４３１ｂとの間に配置される中間部間座４３８ｂと、前側転がり軸受４３１よりも後方の後端部間座４３８ｃと、を備えている。

[0089] 変位センサ１００は、回転部材２１の回転軸Ｐと直交する方向において、

対向面４３４ａに対向して設けられている。変位センサ１００は、対向面４３４ａとの距離を測定し、測定した距離に応じた電気信号を制御装置２０の軸荷重測定部１０１に出力する。変位センサ１００は、軸受装置４１０の非回転体側に設置されており、変位センサ１００の測定面は、軸受装置４１０の回転体側と対向している。

[0090] なお、本実施形態に係る制御装置は図１と同一構成であるので、その説明を省略する。また、軸受装置４１０の動作は上記第１の実施形態に係る軸受装置１０と同一動作であるので、その説明を省略する。

[0091] 本実施形態では、前側転がり軸受４３１の内輪４３４の対向面４３４ａを変位センサ１００の測定面にすることにより、前側転がり軸受４３１の内輪４３４の径の変化をより厳密に測定することができる。

[0092] （第６実施形態）

本発明に係る工作機械の主軸装置の第６実施形態における構成は、図１において軸受装置１０の代わりに軸受装置５１０を有する以外は同一構成であるので、その説明を省略する。

[0093] 次に、本発明に係る軸受装置５１０の第６実施形態における構成について、図７を参照して説明する。図６において、左方向を前方向及び右方向を後方向として説明する。なお、図６においては、軸受装置４１０の一部を記載すると共に、変位センサ及び駆動モータに接続されている制御装置の記載を省略する。また、図６において図１と同一構成である部分については同一符号を付して、その説明を省略する。

[0094] 軸受装置５１０は、回転部材２１と、ナット３９と、後側転がり軸受４１と、後側外輪側間座４６と、ナット４７と、後側内輪側間座４８と、駆動モータ５１と、変位センサ５００と、ハウジング５１１と、前側転がり軸受５３１と、前側外輪側間座５３６と、前側内輪側間座５３８と、を有している。

[0095] 軸受装置５１０は、固定部材であるハウジング５１１に対して、中空状の回転部材２１（スピンドル軸）が前側転がり軸受５３１及び後側転がり軸受

４１によって回転自在に支持されている。回転部材２１は、前側転がり軸受５３１と後側転がり軸受４１との間に配置された駆動モータ５１によって回転駆動される。

[0096] 前側転がり軸受５３１は、ハウジング５１１と回転部材２１との間に設けられると共に、背面組合せとなるように配置された一対のアンギュラ玉軸受５３１ａ及び５３１ｂで構成されている。アンギュラ玉軸受５３１ａ及び５３１ｂの各々は、静止側軌道輪である外輪５３３と、回転側軌道輪である内輪５３４と、静止側軌道である外輪軌道溝と回転側軌道である内輪軌道溝との間に、接触角を持って配置された転動体としての複数の玉５３５と、を備えている。つまり、各軸受５３１ａ、５３１ｂは、内輪５３４と、外輪５３３と、内輪５３４と外輪５３３との間に回転可能に配置された玉５３５を有している。

[0097] 各アンギュラ玉軸受５３１ａ及び５３１ｂは、ハウジング５１１に外輪側間座５３６を介して外輪５３３が内嵌され、ハウジング５１１にボルト締めされた前側軸受外輪押え３７によって固定されている。

[0098] また、各アンギュラ玉軸受５３１ａ及び５３１ｂの内輪５３４は、回転部材２１に内輪側間座５３８を介して外嵌され、回転部材２１に締結されたナット３９によって回転部材２１に固定されている。したがって、前側転がり軸受５３１によって回転部材２１の回転軸Ｐ方向の位置が位置決めされている。

[0099] アンギュラ玉軸受５３１ａの外輪５３３及び内輪５３４の各々は、アンギュラ玉軸受５３１ｂの外輪５３３及び内輪５３４の各々よりも回転軸Ｐ方向の長さが長い。アンギュラ玉軸受５３１ａの外輪５３３は、変位センサ５００を保持している。内輪５３４の径方向外面（外周面）５３４ａが変位センサ５００と対向している。以下の記載において、アンギュラ玉軸受５３１ａの内輪５３４の径方向外面５３４ａを対向面と称する。対向面５３４ａは、変位センサ１００によって変位センサ５００とアンギュラ玉軸受５３１ａの内輪５３４との間の距離を測定するための測定面である。対向面５３４ａは

、最も前方の軸受であるアンギュラ玉軸受５３１ａよりも後方に配置されている。対向面５３４ａの位置は、回転軸Ｐのラジアル方向の変位（芯ずれ）又は回転部材２１の径の変化により変化する。

[0100] 前側外輪側間座５３６は、回転部材２１に嵌合している。前側外輪側間座５３６は、一対のアンギュラ玉軸受５３１ａとアンギュラ玉軸受５３１ｂとの間に配置される中間部間座５３６ａと、前側転がり軸受５３１よりも後方の後端部間座５３６ｂと、を有している。

[0101] 前側内輪側間座５３８は、回転部材２１に嵌合している。前側内輪側間座５３８は、前側転がり軸受５３１よりも前方の前端部間座５３８ａと、一対のアンギュラ玉軸受５３１ａとアンギュラ玉軸受５３１ｂとの間に配置される中間部間座５３８ｂと、前側転がり軸受５３１よりも後方の後端部間座５３８ｃと、を備えている。

[0102] 変位センサ５００は、回転部材２１の回転軸Ｐと直交する面上に定義される円の円周上において、３つ以上の位置に設けられる。つまり、本実施形態では、変位センサ５００が３つ設けられる。

[0103] 変位センサ５００は、アンギュラ玉軸受５３１ａの外輪５３３に保持されている第１のコネクタ５００ａと、第１のコネクタ５００ａと挿抜自在に嵌合すると共にハウジング５１１を挿通して制御装置２０に接続している第２のコネクタ５００ｂと、を有している。

[0104] 変位センサ５００の第１コネクタ５００ａは、回転部材２１の回転軸Ｐと直交する方向において、対向面５３４ａに対向して設けられている。変位センサ５００は、対向面５３４ａとの距離を測定し、測定した距離に応じた電気信号を制御装置２０の軸荷重測定部１０１に出力する。変位センサ５００は、軸受装置５１０の非回転体側に設置されており、変位センサ５００の測定面は、軸受装置５１０の回転体側と対向している。

[0105] 変位センサ５００は、渦電流変位センサ、静電容量変位センサ、レーザ変位計またはエアギャップセンサ等の非接触変位センサである。

[0106] なお、本実施形態に係る制御装置は図１と同一構成であるので、その説明

を省略する。また、軸受装置５１０の動作は上記第１の実施形態に係る軸受装置１０と同一動作であるので、その説明を省略する。

[0107] 本実施形態では、アンギュラ玉軸受５３１ａの外輪５３３に変位センサ５００を保持させて、変位センサ５００と外輪５３３とを一体にすることにより、変位センサ５００と対向面５３４ａとのギャップ量を予め調整しておくことができる。

[0108] また、本実施形態では、変位センサ５００と外輪５３３とを一体にすることにより、回転部材２１の回転軸Ｐの軸変位ベクトルと、回転部材２１の径の変化と、を測定する際における、ハウジング５１１と外輪５３３との間に生じるずれの影響を回避することができる。

[0109] また、本実施形態では、変位センサ５００と制御装置２０とを有線で接続する場合において、変位センサ５００をコネクタ式として第１のコネクタ５００ａを外輪５３３に保持させて組付けした後に、第２のコネクタ５００ｂを接続することができるため、変位センサ５００と制御装置２０とを接続する信号線が断線することなく変位センサ５００を設置することができる。

[0110] また、本実施形態では、内輪５３４の対向面５３４ａを測定面とすることにより、前側転がり軸受５３１の内輪５３４の径の変化を厳密に測定することができる。

[0111] （第７実施形態）

本発明に係る工作機械の主軸装置の第７実施形態における構成は、図１において軸受装置１０の代わりに軸受装置６１０を有する以外は同一構成であるので、その説明を省略する。

[0112] 次に、本発明に係る軸受装置６１０の第７実施形態における構成について、図８を参照して説明する。図８において、左方向を前方向及び右方向を後方向として説明する。なお、図８においては、軸受装置６１０の一部を記載すると共に、変位センサ及び駆動モータに接続されている制御装置の記載を省略する。また、図８において図１と同一構成である部分については同一符号を付して、その説明を省略する。

[0113] 軸受装置６１０は、回転部材２１と、ナット３９と、後側転がり軸受４１と、後側外輪側間座４６と、ナット４７と、後側内輪側間座４８と、駆動モータ５１と、変位センサ６００と、ハウジング６１１と、前側転がり軸受６３１と、前側外輪側間座６３６と、前側内輪側間座６３８と、を有している。

[0114] 軸受装置６１０は、固定部材であるハウジング６１１に対して、中空状の回転部材２１（スピンドル軸）が前側転がり軸受６３１及び後側転がり軸受４１によって回転自在に支持されている。回転部材２１は、前側転がり軸受６３１と後側転がり軸受４１との間に配置された駆動モータ５１によって回転駆動される。

[0115] 前側転がり軸受６３１は、ハウジング６１１と回転部材２１との間に設けられていると共に、背面組合せとなるように配置された一対のアンギュラ玉軸受６３１ａ及び６３１ｂで構成されている。アンギュラ玉軸受６３１ａ及び６３１ｂの各々は、静止側軌道輪である外輪６３３と、回転側軌道輪である内輪６３４と、静止側軌道である外輪軌道溝と回転側軌道である内輪軌道溝との間に、接触角を持って配置された転動体としての複数の玉６３５と、を備えている。つまり、各軸受６３１ａ、６３１ｂは、内輪６３４と、外輪６３３と、内輪６３４と外輪６３３との間に回転可能に配置された玉６３５を有している。

[0116] 各アンギュラ玉軸受６３１ａ及び６３１ｂは、ハウジング６１１に外輪側間座６３６を介して外輪６３３が内嵌され、ハウジング６１１にボルト締めされた前側軸受外輪押え３７によって固定されている。

[0117] また、各アンギュラ玉軸受６３１ａ及び６３１ｂの内輪６３４は、回転部材２１に内輪側間座６３８を介して外嵌され、回転部材２１に締結されたナット３９によって回転部材２１に固定されている。したがって、前側転がり軸受６３１によって回転部材２１の回転軸Ｐ方向の位置が位置決めされている。

[0118] アンギュラ玉軸受６３１ａの外輪６３３は、アンギュラ玉軸受６３１ａの

内輪６３４よりも後方に延設されていると共に、変位センサ６００を保持している。

[0119] 前側外輪側間座６３６は、一対のアンギュラ玉軸受６３１ａとアンギュラ玉軸受６３１ｂとの間に配置される中間部間座６３６ａと、前側転がり軸受６３１よりも後方の後端部間座６３６ｂと、を有している。

[0120] 前側内輪側間座６３８は、回転部材２１に嵌合している。前側内輪側間座６３８は、前側転がり軸受６３１よりも前方の前端部間座６３８ａと、一対のアンギュラ玉軸受６３１ａとアンギュラ玉軸受６３１ｂとの間に配置される中間部間座６３８ｂと、前側転がり軸受６３１よりも後方の後端部間座６３８ｃと、を備えている。中間部間座６３８ｂの径方向外面（外周面）６３８ｄが変位センサ６００と対向している。以下の記載において、中間部間座６３８ｂの径方向外面６３８ｄを対向面と称する。対向面６３８ｄは、変位センサ６００によって変位センサ６００と中間部間座６３８ｂとの間の距離を測定するための測定面である。対向面６３８ｄは、最も前方の軸受であるアンギュラ玉軸受６３１ａよりも後方に配置されている。対向面６３８ｄの位置は、回転軸Ｐのラジアル方向の変位(芯ずれ)又は回転部材２１の径の変化により変化する。

[0121] 変位センサ６００は、回転部材２１の回転軸Ｐと直交する面上に定義される円の円周上において、３つ以上の位置に設けられる。つまり、本実施形態では、変位センサ６００が３つ設けられる。

[0122] 変位センサ６００は、アンギュラ玉軸受６３１ａの外輪６３３に保持されている第１のコネクタ６００ａと、第１のコネクタ６００ａと挿抜自在に嵌合すると共にハウジング６１１を挿通して制御装置２０に接続している第２のコネクタ６００ｂと、を有している。

[0123] 変位センサ６００の第１コネクタ６００ａは、回転部材２１の回転軸Ｐと直交する方向において、対向面６３８ｄに対向して設けられている。変位センサ６００は、対向面６３８ｄとの距離を測定し、測定した距離に応じた電気信号を制御装置２０の軸荷重測定部１０１に出力する。変位センサ６００

は、軸受装置６１０の非回転体側に設置されており、変位センサ６００の測定面は、軸受装置６１０の回転体側と対向している。

[0124] 変位センサ６００は、渦電流変位センサ、静電容量変位センサ、レーザ変位計またはエアギャップセンサ等の非接触変位センサである。

[0125] なお、本実施形態に係る制御装置は図１と同一構成であるので、その説明を省略する。また、軸受装置６１０の動作は上記第１の実施形態に係る軸受装置１０と同一動作であるので、その説明を省略する。

[0126] 本実施形態では、アンギュラ玉軸受６３１ａの外輪６３３に変位センサ６００を保持させることにより、変位センサ６００と対向面６３８ｄとのギャップ量を予め調整しておくことができる。

[0127] また、本実施形態では、変位センサ６００と外輪６３３とを一体にすることにより、回転部材２１の回転軸Ｐの軸変位ベクトルと、回転部材２１の径の変化と、を測定する際における、ハウジング６１１と外輪６３３との間に生じるずれの影響を回避することができる。

[0128] （第８実施形態）

本発明に係る工作機械の主軸装置の第８実施形態における構成は、図１において軸受装置１０の代わりに軸受装置７１０を有する以外は同一構成であるので、その説明を省略する。

[0129] 次に、本発明に係る軸受装置７１０の第８実施形態における構成について、図９を参照して説明する。図９において、左方向を前方向及び右方向を後方向として説明する。なお、図９においては、軸受装置７１０の一部を記載すると共に、変位センサ及び駆動モータに接続されている制御装置の記載を省略する。また、図９において図１と同一構成である部分については同一符号を付して、その説明を省略する。

[0130] 軸受装置７１０は、回転部材２１と、前側転がり軸受３１と、前側外輪側間座３６と、ナット３９と、後側転がり軸受４１と、後側外輪側間座４６と、ナット４７と、後側内輪側間座４８と、駆動モータ５１と、変位センサ１００と、ハウジング７１１と、前側内輪側間座７３８と、を有している。

[0131] 軸受装置７１０は、固定部材であるハウジング７１１に対して、中空状の回転部材２１
（スピンドル軸）が前側転がり軸受３１及び後側転がり軸受４１によって回転自在に支持されている。

[0132] 回転部材２１は、前側転がり軸受３１と後側転がり軸受４１との間に配置された駆動モータ５１によって回転駆動される。回転部材２１の径方向外面（外周面）２１ａが変位センサ１００と対向している。以下の記載において、回転部材２１の径方向外面２１ａを対向面と称する。対向面２１ａは、変位センサ１００によって変位センサ１００と回転部材２１との間の距離を測定するための測定面である。対向面２１ａは、最も前方の軸受であるアンギュラ玉軸受３１ａよりも後方に配置されている。対向面２１ａの位置は、回転軸Ｐのラジアル方向の変位(芯ずれ)又は回転部材２１の径の変化により変化する。

[0133] 前側内輪側間座７３８は、回転部材２１に嵌合している。前側内輪側間座７３８は、前側転がり軸受３１よりも前方の前端部間座７３８ａと、一対のアンギュラ玉軸受３１ａとアンギュラ玉軸受３１ｂとの間に配置される中間部間座７３８ｂと、を備えている。

[0134] 変位センサ１００は、ハウジング７１１に保持されており、回転部材２１の回転軸Ｐと直交する面上に定義される円の円周上において、３つ以上の位置に設けられる。

[0135] 変位センサ１００は、回転部材２１の回転軸Ｐと直交する方向において、対向面２１ａに対向して設けられている。変位センサ１００は、対向面２１ａとの距離を測定し、測定した距離に応じた電気信号を制御装置２０の軸荷重測定部１０１に出力する。変位センサ１００は、軸受装置７１０の非回転体側に設置されており、変位センサ１００の測定面は、軸受装置７１０の回転体側と対向している。

[0136] なお、本実施形態に係る制御装置は図１と同一構成であるので、その説明を省略する。また、軸受装置６１０の動作は上記第１の実施形態に係る軸受

装置１０と同一動作であるので、その説明を省略する。

[0137] 本実施形態では、回転部材２１に測定面を設けることにより、構成要素を減らして簡易な構成にすることができると共に、間座と回転部材２１との嵌め合いが隙間嵌めの際に生じる間座と回転部材の回転軸Ｐとのずれによる変位センサ１００と測定面２１ａとのギャップ量の誤差の影響を無くすることができる。

[0138] （第９実施形態）

＜工作機械の主軸装置の構成＞

本発明に係る工作機械の主軸装置の第９実施形態における構成について、図１０を参照して説明する。

[0139] 工作機械の主軸装置２００は、圧力損失測定部２２１と、圧縮気体供給部２３０と、軸受装置２４０と、演算処理部ＰＵと、表示部ＤＰと、を有している。

[0140] 具体的には、工作機械の主軸装置２００は、圧縮気体を利用して回転部材２１のラジアル方向変位を検出する変位検出部２０１と、変位検出部２０１に圧縮気体を供給して、前側外輪側間座３６及び前側内輪側間座３８間の隙間に応じた圧力損失を測定する圧力損失測定部２２１とを１組として備えている。これら変位検出部２０１及び圧力損失測定部２２１の組を円周方向に複数組（ここでは２組）備えている。また、変位測定部２００は、各圧力損失測定部２２１の測定結果に基づいて回転部材２１に作用する荷重量を演算する演算処理部ＰＵを備えている。

[0141] 変位検出部２０１は、回転部材２１の回転軸Ｐと直交する面上に定義される円Ｒの円周上において、３つ以上の方向に設けられる。変位検出部２０１は、回転部材２１の回転軸Ｐ方向の何れの位置にも配置可能である。より好ましくは、最前列軸受の後方近傍に配置されることが望ましい。

[0142] 変位検出部２０１のそれぞれは、前側転がり軸受３１の前側外輪側間座３６及び前側内輪側間座３８を含んで構成されている。すなわち、前側外輪側間座３６は、アンギュラ玉軸受３１ａ及び３１ｂの外輪３３の互いに対向す

る軸方向端面に接触する外周側リング部３６ａと、外周側リング部３６ａより幅狭の内周側リング部３６ｂとを備えている。

[0143] 外周側リング部３６ａには軸方向の中央部に外側から内側に窪む凹部３６ｃが形成されている。内周側リング部３６ｂは、内周面が前側内輪側間座３８の外周面に所定の被測定隙間ｇを形成するように対向している。

[0144] そして、外周側リング部３６ａの凹部３６ｃの底部から内周面に半径方向に延長する漏斗状の圧縮気体吐出ノズル２０２が形成され、圧縮気体吐出ノズル２０２から圧縮気体が前側外輪側間座３６及び前側内輪側間座３８間の被測定隙間ｇに吐出される。

[0145] ここで、工作機械のスピンドル軸は、多くの場合において、工具を把持するための機構として軸内径部にドローバを設けるため、中空軸となっており、また、加工効率向上のため、高速回転させることを想定している。このため、特に、高速回転使用時において、回転部材２１、前側内輪側間座３８等の回転部材は、遠心力により数～数１０μｍ程度膨張する。さらに、スピンドル回転中は、ハウジング２４１と回転部材２１の間で温度差が生じ、多くの場合回転部材２１の方が高くなるため、ハウジング２４１と回転部材２１の間の隙間量は数～数１０μｍ程度小さくなる。

[0146] また、工作機械スピンドルにおいて、前側外輪側間座３６と前側内輪側間座３８の間等の、ハウジング２４１と回転部材２１間に形成される隙間は、スピンドル内部や転がり軸受３１への異物の侵入を防ぐため、大きくてもコンマ数ｍｍ程度で設定される。

[0147] そこで、前側外輪側間座３６及び前側内輪側間座３８間の被測定隙間ｇは、回転部材２１の静止時において０．０５ｍｍ～０．５ｍｍに設定されるが、回転部材２１のラジアル方向変位に対する圧力損失の変化量は、隙間量が小さいほど大きくなるため、被測定隙間ｇは、０．０５ｍｍ～０．２ｍｍに設定することが好ましい。

[0148] 運転中の前側外輪側間座３６及び前側内輪側間座３８間の被測定隙間ｇを精度良く測定するため、変位検出部２０１に設けられる前側内輪側間座３８

は、可能な限り回転部材２１と同軸となることが望ましい。そのため、前側内輪側間座３８は、軸に対して、中間ばめ若しくは締まりばめで嵌合されることが望ましい。

[0149] 一方、ハウジング２４１には、圧縮気体吐出ノズル２０２と同軸的に外周面から前側外輪側間座３６の凹部３６ｃに達して２段階に内径が縮小する円形の開口部２０３が形成されている。開口部２０３には、図１０に示すように、後側側壁に形成された圧縮気体供給通路２０４の一端が開口されている。圧縮気体供給通路２０４の他端は、図１０に示すように、ハウジング２４１に形成された後端に開口して軸方向に前方に延長して形成された圧縮気体供給通路２０５に連通している。

[0150] また、開口部２０３内には、図２（ａ）及び（ｂ）に示すように、圧縮気体供給通路２０４から供給される圧縮気体の方向を軸方向から半径方向に方向変換して圧縮気体吐出ノズル２０２に供給する気体方向変換部としての気体接続部２０６が装着されている。気体接続部２０６は、開口部２０３に内嵌可能な形状、例えば開口部２０３の内周形状と同一形状の外周形状を有し、内部に開口部２０３に連通する気体通路６６ａ及び気体通路６６ａに一端が連通し、他端が圧縮気体吐出ノズル２０２に連通する気体通路６６ｂが形成されている。気体接続部２０６の側壁と開口部２０３の内壁との間にはＯリング６７が配置され、気体接続部２０６の底面と凹部３６ｃの底面との間にも同様にＯリング６８が配置され、これらＯリング６７及び６８によって圧縮空気の漏れを防止している。

[0151] また、気体接続部２０６は、図２（ａ）及び（ｂ）に示すように、外周面の段部が開口部２０３の内周面の段部と接触することにより、半径方向に位置決めされている。また、気体接続部２０６は、半径方向外側の端面がハウジング２４１の外周面にねじ止めされた押え片２０９に接触して開口部２０３からの抜け出しが防止されている。尚、気体接続部２０６は、押え片２０９で抜け出しを防止する場合に限らず、気体接続部２０６の外周面側にフランジ部を形成し、このフランジ部をねじ止めすることもでき、気体接続部２

０６のハウジング２４１に対する固定方法は任意の固定方法をとることができる。

[0152] 圧力損失測定部２２１には、図１に示すように、前側転がり軸受３１及び後側転がり軸受４１に潤滑油を供給する図示しないオイルエア潤滑やオイルミスト潤滑による潤滑系統に圧縮気体供給部２３０から圧縮気体が供給される。圧縮気体供給部２３０は、圧縮気体を吐出するコンプレッサ２３１と、コンプレッサ２３１から吐出される圧縮気体を調圧する潤滑系統用のレギュレータ２３２と、レギュレータ２３２と並列に接続された圧力損失測定用のレギュレータ２３３とを備えている。尚、第１実施形態ではオイルエア潤滑やオイルミスト潤滑に限定されない。例えば、グリース潤滑などにも適用可能である。潤滑油やグリースは潤滑剤の例である。潤滑系統は、軸受３１及び４１に潤滑剤を供給する潤滑剤供給部である。

[0153] 圧力損失測定部２２１は、圧縮気体の供給経路に介挿された絞り２２２と、絞りの上流側及び下流側の差圧を検出する差圧センサ２２３とを備えている。

[0154] 絞り２２２は、レギュレータ２３３とハウジング２４１に形成された圧縮気体供給通路２０５の開口とを連結する配管２２４に介挿されている。絞り２２２の絞り量は、回転部材２１の回転中で回転部材２１のラジアル方向変位が“０”であるときに差圧センサ２２３で検出される差圧検出値が予め設定した設定値となるように設定する。これにより、絞り２２２の下流側の圧力が絞り２２２から変位検出部２０１までの配管長さ及び配管径による流路抵抗を考慮した回転部材２１のラジアル方向変位のみに応じた圧力損失を表すようになる。

[0155] 差圧センサ２２３は、低圧側が絞り２２２の下流側の配管２２４に接続され、高圧側が配管２２５を介してレギュレータ２３３に接続されている。差圧センサ２２３では、レギュレータ２３３から供給される圧縮空気圧と変位検出部２０１に接続された絞り２２２の下流側圧力すなわち変位検出部２０１での回転部材２１の変位に応じた圧力損失との差圧を検出し、検出した差

圧検出値をアナログ値又はデジタル値として出力する。

[0156] 演算処理部ＰＵは、例えばマイクロコンピュータ等の演算処理装置で構成され、各圧力損失測定部２２１の差圧センサ２２３から出力される差圧検出値が入力され、この差圧検出値に基づいて回転部材２１のラジアル方向の換算変位量を算出する。また、演算処理部ＰＵは、算出した回転部材２１のラジアル方向の換算変位量に予め算出した圧縮気体吐出ノズル２０２の軸方向位置における軸剛性値を乗算することにより、回転部材２１に与えられる荷重量を演算し、演算結果を表示器ＤＰに出力して表示する。ここで、軸剛性値は、荷重点、前側転がり軸受３１の軸受位置、軸受剛性、軸剛性及び変位検出部２０１の圧縮気体吐出ノズル２０２の軸方向位置等に基づいて算出する。

[0157] 尚、回転部材２１に与えられる荷重量は、上述した演算によって算出する場合に限らない。例えば、既知の荷重を回転部材２１に与えて、そのときの圧力損失測定部２２１の差圧センサ２２３から出力される差圧検出値を測定することを繰り返すことにより、荷重と差圧検出値との関係を表す荷重算出用マップを作成し、これを演算処理部ＰＵの記憶部に記憶しておく。この場合には、切削時の差圧センサ２２３で検出した差圧検出値を基に荷重算出用マップを参照することにより、差圧検出値から直接荷重量を算出できる。このようにすると、差圧センサ２２３の差圧検出値を変位量に換算する必要がなく、荷重量を容易に算出できる。このとき、荷重算出用マップを使用する代わりに荷重算出用マップの特性線の方程式を求め、求めた方程式に差圧センサ２２３の差圧検出値を代入することにより荷重量を算出することもできる。

[0158] 尚、変位検出部２０１及び圧力損失測定部２２１の組は、前述したように２組以上設けるので、各圧力損失測定部２２１は、図１に示すように、レギュレータ２３３に並列に接続されている。

[0159] ＜軸受装置の構成＞

本発明に係る軸受装置の第９実施形態における構成について、図１０を参

照して説明する。なお、図１０において図１と同一構成である部分については同一符号を付して、その説明を省略する。

[0160] 軸受装置２４０は、回転部材２１と、前側転がり軸受３１と、前側外輪側間座３６と、前側内輪側間座３８と、ナット３９と、後側転がり軸受４１と、後側外輪側間座４６と、ナット４７と、後側内輪側間座４８と、駆動モータ５１と、ハウジング２４１と、を有している。

[0161] ハウジング２４１は、前側転がり軸受３１と駆動モータ５１との間で２分割された前側円筒部２４２と後側円筒部２４３とで構成されている。

[0162] 前側円筒部２４２は、外径が小さい前側の小外径部２４２ａと外径が小外径部２４２ａに比較して大きい後側の大外径部２４２ｂとで構成されている。これら小外径部２４２ａ及び大外径部２４２ｂの内周面は、等しい内径に形成されているが、小外径部２４２ａの前端側から後端側にかけて前側転がり軸受３１を収納する軸受収納段差部２４２ｃが形成されている。

[0163] 後側円筒部２４３は、逆に、内径が大きい大内径部２４３ａと内径が大内径部２４３ａより小さい小内径部２４３ｂとで形成されている。

[0164] 各アンギュラ玉軸受３１ａ及び３１ｂは、ハウジング２４１の前側円筒部２４２に形成された軸受収納段差部２４２ｃに前側外輪側間座３６を介して外輪３３が内嵌され、ハウジング２４１の前側円筒部２４２にボルト締めされた前側軸受外輪押え３７によって固定されている。

[0165] 後側転がり軸受４１の外輪４２は、ハウジング２４１の後側円筒部２４３の小内径部２４３ｂに内嵌され、小内径部２４３ｂにボルト締結された後側軸受押え４５によって後側外輪側間座４６を介して小内径部２４３ｂに固定されている。

[0166] 駆動モータ５１は、ハウジング２４１の後側円筒部２４２の大内径部２４３ａに内嵌されさたステータ５２と、ステータ５２の内周側に間隙を介して対向する回転部材２１に外嵌されたロータ５３とで構成されている。

[0167] ＜工作機械の主軸装置の動作＞

本発明に係る工作機械の主軸装置の第９実施形態における動作について、

図１０を参照して説明する。

[0168] 先ず、圧縮気体供給部２３０から圧力損失測定部２２１に圧縮気体を供給し、前述したように、軸受装置２４０の回転部材２１を回転させた状態で、回転部材２１のラジアル方向変位が“０”である状態で、圧力損失測定部２２１の絞り２２２の絞り量を、差圧センサ２２３で検出される差圧検出値が予め設定された設定値となるように調整しておく。

[0169] そして、軸受装置２４０の回転部材２１が停止している状態で、コンプレッサ２３１を始動することにより、圧縮気体をレギュレータ２３２で調圧して、図示しない前側転がり軸受３１及び後側転がり軸受４１に対する潤滑油供給系統に設定圧の圧縮気体を供給して、前側転がり軸受３１及び後側転がり軸受４１に対する潤滑剤の供給を開始する。

[0170] これと同時に、又は前後してコンプレッサ２３１から吐出される圧縮気体をレギュレータ２３３で調圧して圧力損失測定部２２１に供給する。

[0171] 圧力損失測定部２２１に供給された圧縮気体は絞り２２２を介してハウジング２４１の圧縮気体供給通路２０５に入力される。圧縮気体供給通路２０５に入力された圧縮気体は、圧縮気体供給通路２０４から気体接続部２０６で軸方向から半径方向に９０度方向転換されて圧縮気体吐出ノズル２０２に供給される。

[0172] 圧縮気体吐出ノズル２０２に供給された圧縮気体は、前側外輪側間座３６及び前側内輪側間座３８間の被測定隙間ｇに供給され、被測定隙間ｇの間隔すなわち回転部材２１のラジアル方向変位が“０”の状態から大きくなると被測定隙間ｇの間隔が小さくなり、これに応じて圧力損失が小さくなり、逆にラジアル方向変位が小さくなると被測定隙間ｇの間隔が大きくなり、これに応じて圧力損失が大きくなる。ここで、被測定隙間ｇは、上述したように、中空軸の回転部材２１が高速回転すると、回転部材２１や前側内輪側間座３８などの回転部材が遠心力により膨張し、また、ハウジング２４１に対して回転部材２１が高温化することに起因して間隙が小さくなる。

[0173] したがって、回転部材２１のラジアル方向変位が“０”である無負荷状態

では、差圧センサ２２３で検出される差圧検出値が予め設定した設定値となり、回転部材２１のラジアル変位が“０”であることを表す差圧検出値が演算処理部ＰＵに出力される。

[0174] このため、演算処理部ＰＵでは、差圧センサ２２３から入力される差圧検出値を回転部材２１のラジアル方向変位に換算し、換算したラジアル方向変位に予め設定した軸剛性値を乗算することにより、回転部材２１に負荷された荷重量を算出する。算出された荷重量は表示器ＤＰに出力されて表示される。この場合、ラジアル方向変位が“０”であるので、表示器ＤＰに表示される荷重量は“０”となる。

[0175] この状態で、例えば切削を開始すると、回転部材２１に切削荷重が加わることになり、この切削荷重に応じたラジアル方向変位が回転部材２１に生じる。このラジアル方向変位は、回転部材２１に加わる切削荷重の方向に依存する。

[0176] このため、回転部材２１のラジアル方向変位に応じて複数の変位検出部２０１の圧縮気体吐出ノズル２０２から吐出される圧縮気体にラジアル方向変位に応じた圧力損失が生じる。この圧力損失が圧力損失測定部２２１の差圧センサ２２３で差圧検出値として検出される。

[0177] 検出された差圧検出値が演算処理部ＰＵに供給されることにより、演算処理部ＰＵで前述したように差圧検出値を回転部材２１のラジアル方向変位に換算し、換算したラジアル方向変位に予め設定した軸剛性値を乗算することにより、回転部材２１に負荷された荷重量を算出する。算出された荷重量は表示器ＤＰに出力されて表示される。

[0178] このように、本実施形態によると、前側転がり軸受３１の前側外輪側間座３６及び前側内輪側間座３８を含んで構成される変位検出部２０１に圧縮気体を供給することにより、圧縮気体吐出ノズル２０２から圧縮気体が前側外輪側間座３６及び前側内輪側間座３８間の被測定隙間ｇに吐出される。このため、被測定隙間ｇの間隔すなわち回転部材２１のラジアル方向変位に応じた圧縮気体の圧力損失が生じる。圧力損失をハウジング２４１の外側に設け

た圧力損失測定部２２１の差圧センサ２２３で検出し、検出した差圧検出値を演算処理部ＰＵに供給することにより、回転部材２１に負荷される荷重量を算出することができる。

[0179] したがって、変位検出部２０１では所定の被測定隙間ｇを介して対向する前側外輪側間座３６及び前側内輪側間座３８、圧縮気体供給通路２０４、気体接続部２０６及び圧縮気体吐出ノズル２０２を設けるだけの簡易な構成で回転部材２１のラジアル方向変位に応じた圧力損失を生じさせることができる。このため、変位検出部２０１に電気的に動作する部品を必要としないので、配線の引き回しや電気的絶縁を考慮する必要がない。

[0180] また、圧力損失測定部２２１では、圧縮気体を絞り２２２を介して変位検出部２０１に供給し、絞り２２２の下流側すなわち変位検出部２０１側の圧力と圧力損失測定部２２１に供給される圧縮気体の元圧との差圧を検出することで変位検出部２０１での圧力損失を測定することができる。そして、検出した差圧検出値を回転部材２１のラジアル方向変位に変換してから回転部材２１に負荷される荷重量を算出したり、或いは差圧から直接回転部材２１に負荷される荷重量を算出したりすることができる。

[0181] このため、回転部材２１を転がり軸受で回転自在に支持する場合に、簡単な構成で、圧縮気体を利用して回転部材２１のラジアル方向変位を算出したり、回転部材２１に負荷される荷重量を算出したりすることができる。

[0182] 尚、本実施形態では、ハウジング２４１内に軸方向に延長する圧縮気体供給通路２０４及び６５を形成した場合について説明したが、これに限定されるものではなく、気体接続部２０６の気体通路６６ｂを外周側に延長して開口させ、この開口部に圧力損失測定部２２１を接続するようにしてもよい。或いは、圧縮気体供給通路２０５を省略して、圧縮気体供給通路２０４をハウジング２４１の外周面に開口させ、この開口部に圧力損失測定部２２１を接続するようにしてもよい。

[0183] また、本実施形態では、軸受装置２４０の回転部材２１を回転させた状態で、回転部材２１のラジアル方向変位が“０”である状態で、圧力損失測定

部２２１の絞り２２２の絞り量を、差圧センサ２２３で検出される差圧検出値が予め設定された設定値となるように調整しておく場合について説明した。しかしながら、本発明は、この調整に限定されるものではない。例えば、外部負荷なしで軸受装置２４０の回転部材２１が停止している状態（０回転の状態）で圧力損失測定部２２１の絞り２２２により各圧力損失測定部２２１の差圧をある値に調整し、この状態を変位０として設定しておく。そして、回転部材２１の回転数を変化させると、各圧力損失測定部２２１の差圧が回転部材２１の回転数に応じて変化し、それにより変位０と設定した差圧も同量オフセットされる。そして、回転数が安定した後、上記同様の無負荷の状態で外部よりトリガ信号を与え、その時の値を改めて“０”とする。これにより、回転部材２１の回転が一定であれば、違う回転数でも上記第１実施形態と同じように測定が可能となる。

[0184] なお、上記において特定の実施形態が説明されているが、当該実施形態は単なる例示であり、本発明の範囲を限定する意図はない。本明細書に記載された装置及び方法は上記した以外の形態において具現化することができる。また、本発明の範囲から離れることなく、上記した実施形態に対して適宜、省略、置換及び変更をなすこともできる。かかる省略、置換及び変更をなした形態は、請求の範囲に記載されたもの及びこれらの均等物の範疇に含まれ、本発明の技術的範囲に属する。

[0185] 具体的には、第１実施形態乃至第８実施形態において、制御装置２０のＣＰＵ１０３によって軸荷重の算出結果に基づいて所定の制御を行うようにしたが、これに限らず、制御装置２０の機能を備える単体の電子部品によって軸荷重を算出すると共にその算出結果に基づいて所定の制御を行うようにしてもよい。

[0186] また、上記の第１実施形態乃至第４実施形態における構成のうちの何れか２つ以上の構成を組み合わせてもよいし、上記の第５実施形態乃至第８実施形態における構成の何れか２つ以上の構成を組み合わせてもよいし、上記の第１実施形態乃至第４実施形態における構成のうちの何れか２つ以上を組み

合わせた構成に対して、上記の第５実施形態乃至第８実施形態における構成の何れか１つ又は２つ以上の構成を組み合わせてもよい。

[0187] 以上、図面を参照しながら各種の実施の形態について説明したが、本発明はかかる例に限定されないことは言うまでもない。当業者であれば、特許請求の範囲に記載された範疇内において、各種の変更例又は修正例に想到し得ることは明らかであり、それらについても当然に本発明の技術的範囲に属するものと了解される。また、発明の趣旨を逸脱しない範囲において、上記実施の形態における各構成要素を任意に組み合わせてもよい。

[0188] なお、本出願は、２０２０年１月１０日出願の日本特許出願（特願２０２０－００２８３５）に基づくものであり、その内容は本出願の中に参照として援用される。

符号の説明

[0189] １…工作機械の主軸装置、１０…軸受装置、１１…ハウジング、２０…制御装置、２１…回転部材、３１…前側転がり軸受、３１ａ，３１ｂ…アンギュラ玉軸受、３３…外輪、３４…内輪、３５…玉、３６…前側外輪側間座、３８…前側内輪側間座、４１…後側転がり軸受、４６…後側外輪側間座、４８…後側内輪側間座、５１…駆動モータ、５２…ステータ、５３…ロータ、１００…変位センサ、１０１…軸荷重測定部、１０２…モータ駆動回路、１０３…ＣＰＵ、Ｒ…円、Ｓ１，Ｓ２，Ｓ３…位置

請求の範囲

[請求項1] 回転部材と、

前記回転部材を回転可能に支持する軸受と、

前記軸受を保持するハウジングと、

前記ハウジングまたは前記軸受の非回転部分に設けられて、前記回転部材と共に回転する面までの距離を測定するセンサと、

を有する軸受装置に用いられる算出方法であって、

前記回転部材の回転軸と直交する面上に、３つ以上の位置に設けられる前記センサによる測定結果に基づいて、前記回転部材の径の変化量を算出する、

ことを特徴とする算出方法。

[請求項2] 前記３つ以上の位置に設けられる前記センサによる測定結果に基づいて、前記回転軸のラジアル方向の変位量を算出する、

ことを特徴とする請求項１に記載の算出方法。

[請求項3] 軸受を介して回転部材を回転可能にハウジングに支持する軸受装置において前記軸受の周囲の少なくとも３方向から前記回転部材と前記ハウジングの間の被測定隙間に圧縮気体を供給するステップと、

前記圧縮気体の圧力変化を検出するステップと、

前記検出された圧力変化に基づいて前記回転部材の径の変化量を算出するステップと、

を有する算出方法。

[請求項4] 前記検出された圧力変化に基づいて前記回転部材のラジアル方向の変位量を算出するステップをさらに有する、

ことを特徴とする請求項３に記載の算出方法。

[請求項5] 回転部材と、

前記回転部材を回転可能に支持する軸受と、

前記軸受を保持するハウジングと、

前記ハウジングまたは前記軸受の非回転部分に設けられて、前記回

転部材と共に回転する面までの距離を測定するセンサと、

を備え、

前記センサは、

前記回転部材の回転軸と直交する面上に定義される円の円周上において、３つ以上の位置に設けられる、

ことを特徴とする軸受装置。

[請求項6] 前記軸受は、

前記回転部材の軸方向の一端近傍に設けられる前側軸受と、前記回転部材の軸方向の他端近傍に設けられる後側軸受と、を有し、

前記回転部材の回転軸と直交する面は、

前記前側軸受より前記回転部材の軸方向の一端側に位置しない、

ことを特徴とする請求項５に記載の軸受装置。

[請求項7] 前記前側軸受は、

第１の前側軸受と、前記第１の前側軸受より前記回転部材の軸方向の他端側に位置する第２の前側軸受と、を有し、

前記回転部材の回転軸と直交する面は、

前記第１の前側軸受と前記第２の前側軸受との間に位置する、

ことを特徴とする請求項６に記載の軸受装置。

[請求項8] 前記前側軸受は、

第１の前側軸受と、前記第１の前側軸受より前記回転部材の軸方向の他端側に位置する第２の前側軸受と、を有し、

前記回転部材の回転軸と直交する面は、

前記第２の前側軸受より前記回転部材の軸方向の他端側に位置する、

ことを特徴とする請求項６に記載の軸受装置。

[請求項9] 前記回転部材と共に回転する面は、

前記軸受の内輪の外表面である、

ことを特徴とする請求項５から請求項８のいずれか一項に記載の軸

受装置。

[請求項10] 前記回転部材と共に回転する面は、

前記軸受の内輪に付随して設けられた間座に設けられる、

ことを特徴とする請求項５から請求項８のいずれか一項に記載の軸受装置。

[請求項11] 前記回転部材と共に回転する面は、

前記回転部材の外周面である、

ことを特徴とする請求項５から請求項８のいずれか一項に記載の軸受装置。

[請求項12] 前記軸受は、

前記回転部材の軸方向の一端近傍に設けられる前側軸受と、前記回転部材の軸方向の他端近傍に設けられる後側軸受と、を有し、

工作機械の軸受装置は、

前記前側軸受と前記後側軸受との間に前記回転部材を回転させるモータを有し、

前記回転部材の回転軸と直交する面は、

前記モータに最も近い前記前側軸受の内輪側間座に設けられる、

ことを特徴とする請求項５、請求項６または請求項８に記載の軸受装置。

[請求項13] 前記軸受の非回転部分は、

当該軸受の外輪であり、

前記センサは、

前記軸受の外輪に設けられる、

ことを特徴とする請求項５から請求項１２のいずれかに一項記載の軸受装置。

[請求項14] 前記回転部材は、

工作機械のスピンドルである、

ことを特徴とする請求項５から請求項１３のいずれか一項に記載の

軸受装置。

[請求項15] 回転部材と、

前記回転部材を回転可能に支持する軸受と、

前記軸受を保持するハウジングと、

前記ハウジングまたは前記軸受の非回転部分に設けられて、前記回転部材と共に回転する面までの距離を測定するセンサと、

を有する工作機械の主軸装置であって、

前記センサは、前記回転部材の回転軸と直交する面上に、３つ以上の位置に設けられ、

前記主軸装置は、前記センサによる測定結果に基づいて、前記回転部材の径の変化量を算出する算出部をさらに有する、

ことを特徴とする工作機械の主軸装置。

[請求項16] 軸受を介して回転部材を回転可能にハウジングに支持する工作機械の主軸装置であって、

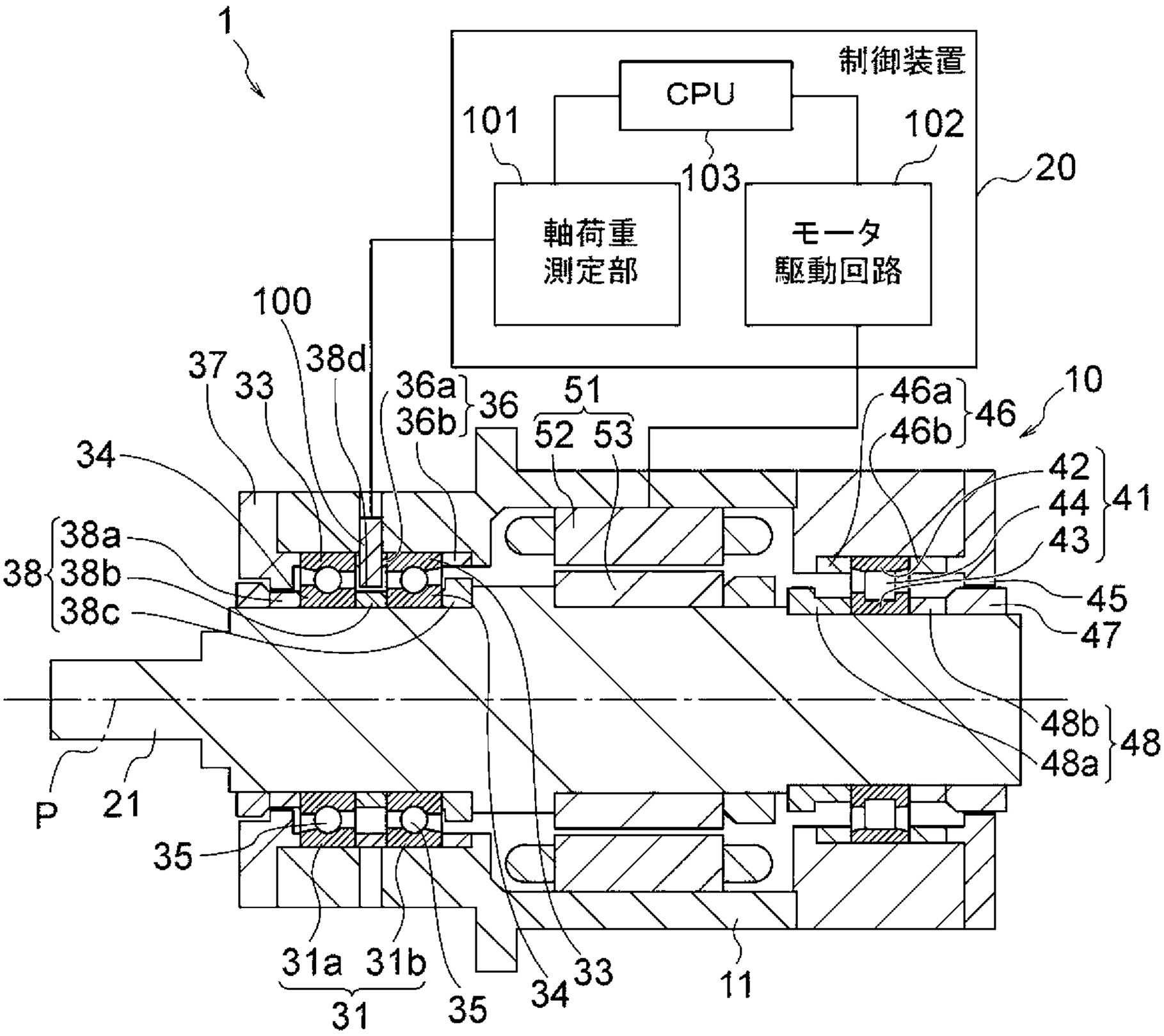
前記軸受の周囲の少なくとも３方向から前記回転部材と前記ハウジングの間の被測定隙間に圧縮気体を供給する圧縮気体供給部と、

前記圧縮気体の圧力変化を検出する検出部と、

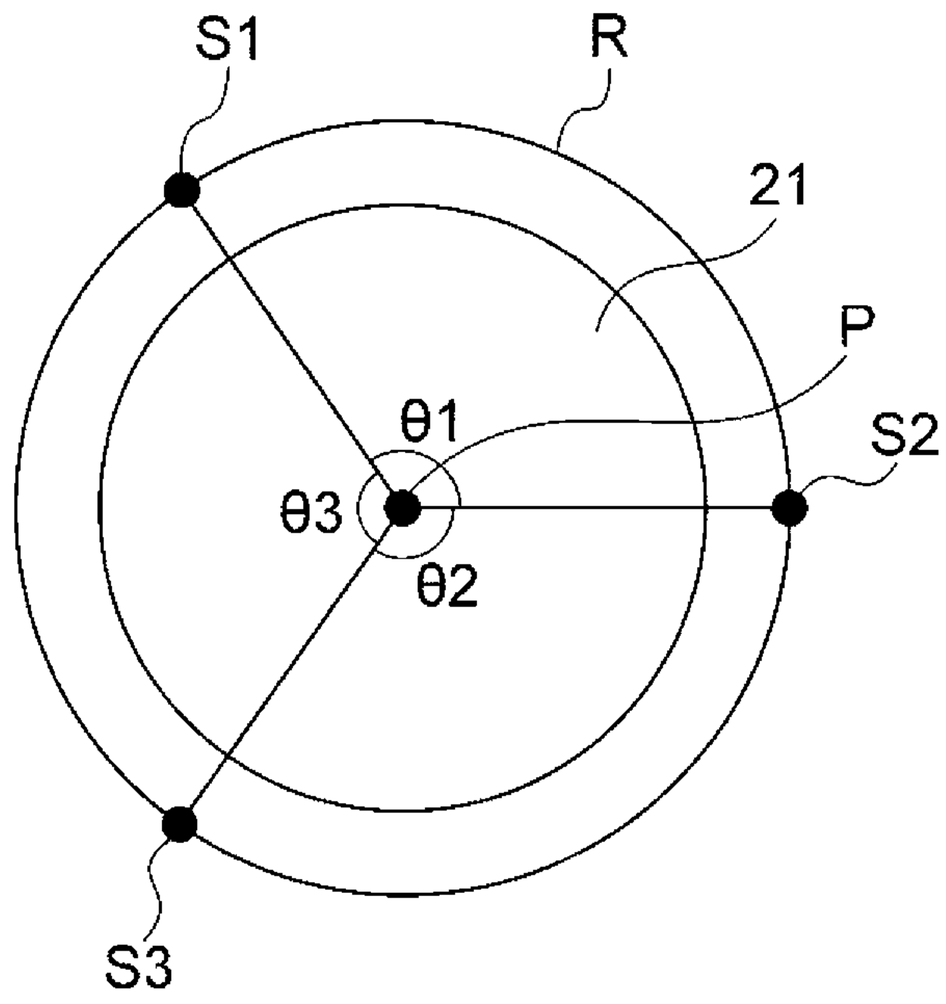
前記検出された圧力変化に基づいて前記回転部材の径の変化量を算出する算出部と、

を有することを特徴とする工作機械の主軸装置。

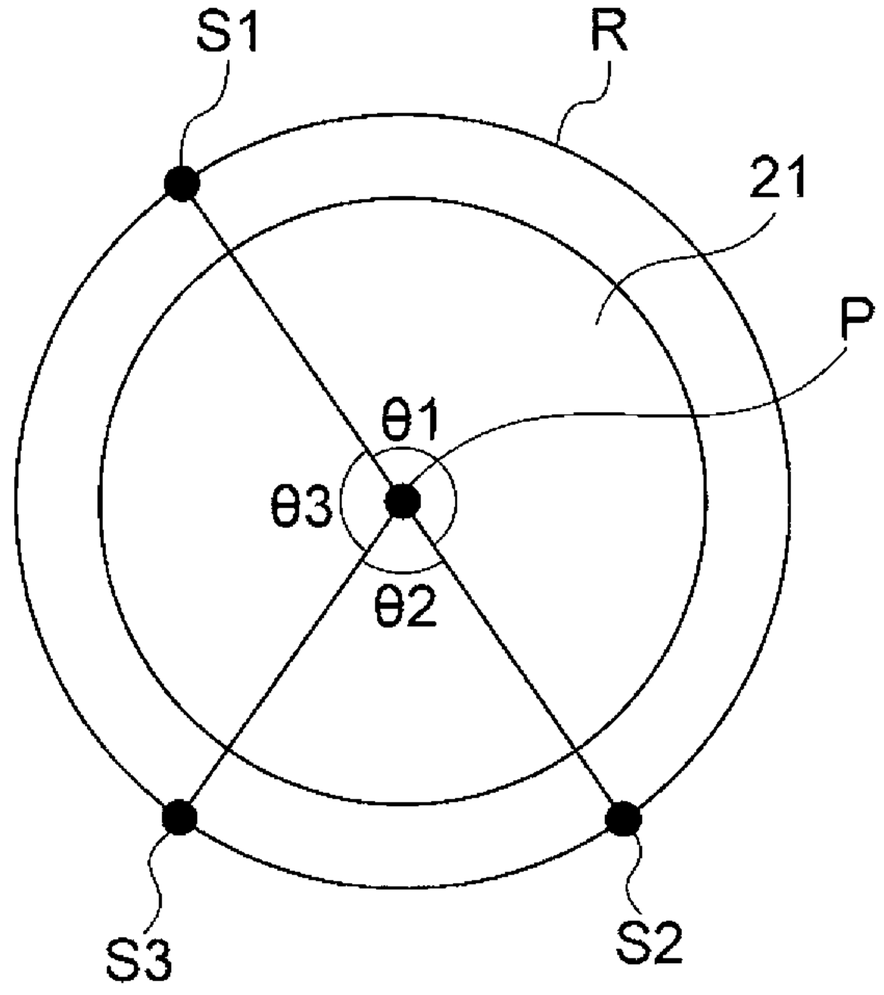
[図1]


1
制御装置
CPU
101
102
103
20
軸荷重
測定部
モータ
駆動回路
100
37
33
38d
36a
36b
36
51
52
53
46a
46b
46
10
34
42
44
43
41
38a
38b
38c
38
45
47
48b
48a
48
P
21
35
31a
31b
31
35
34
33
11

[図2]

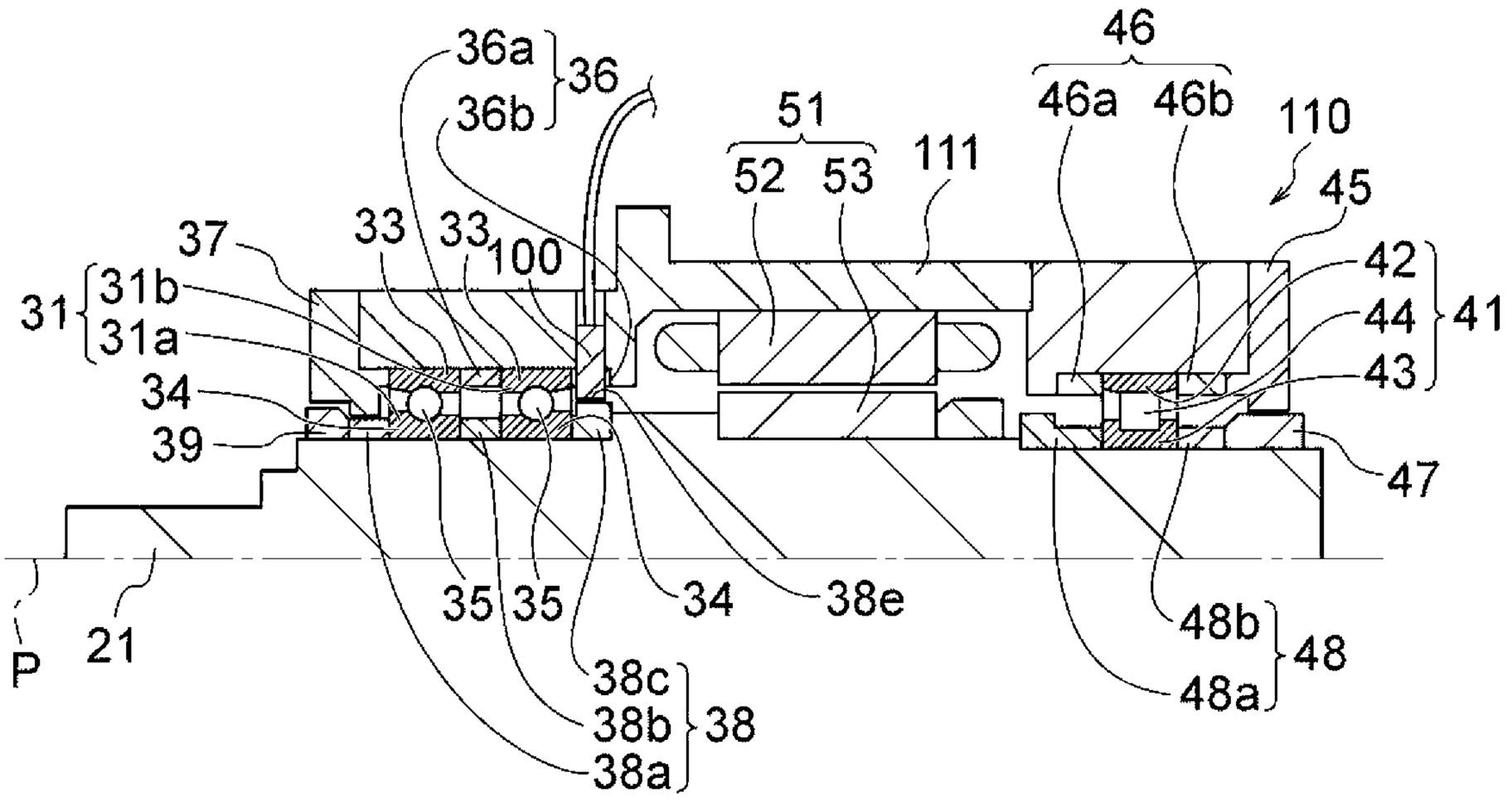


(a)

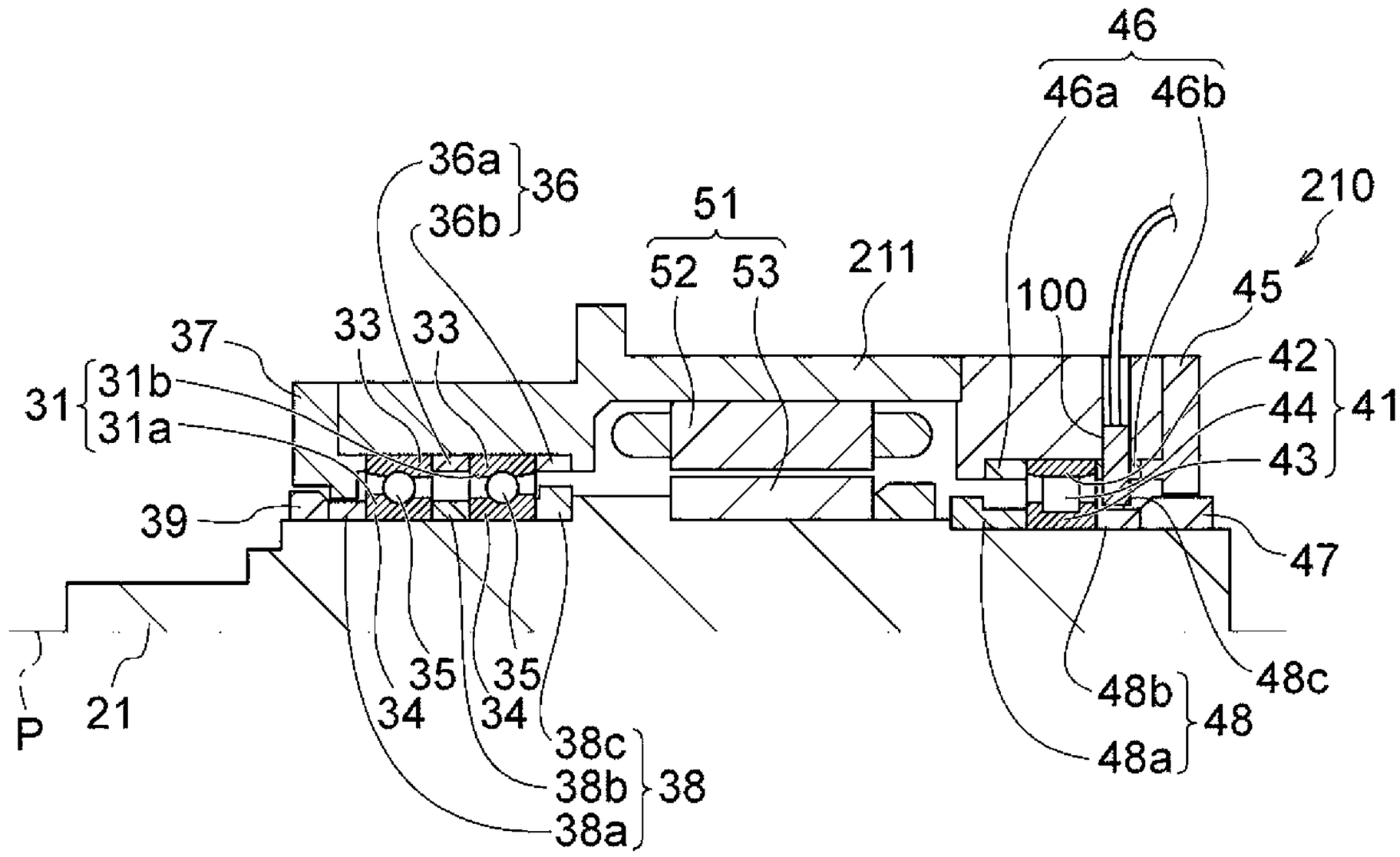


(b)

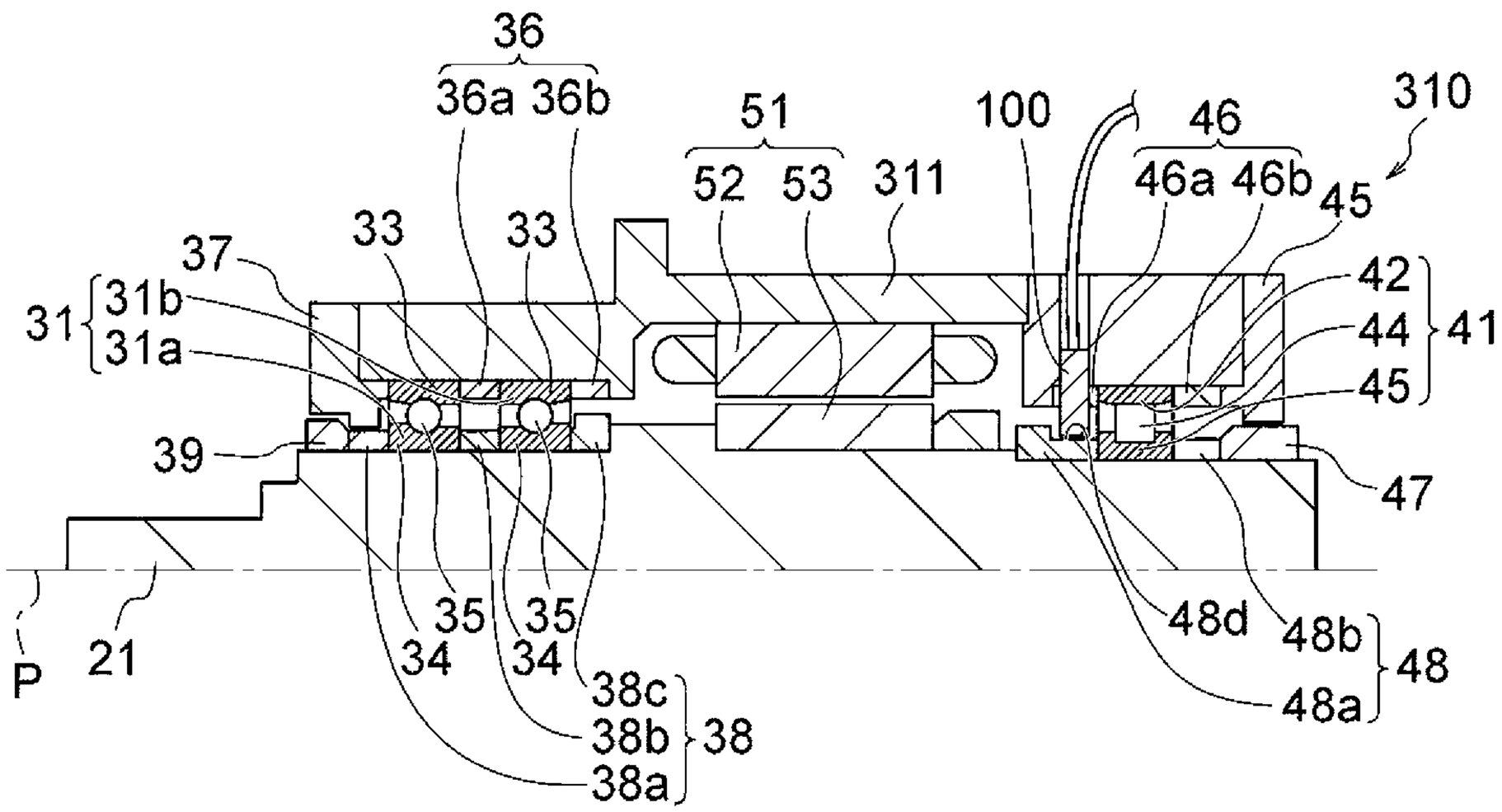
[図3]


36a
36b
36
51
52
53
111
46
46a
46b
110
45
37
33
33
100
42
44
43
41
31
31b
31a
34
39
47
35
35
34
38e
48b
48
48a
38c
38b
38a
38
P
21

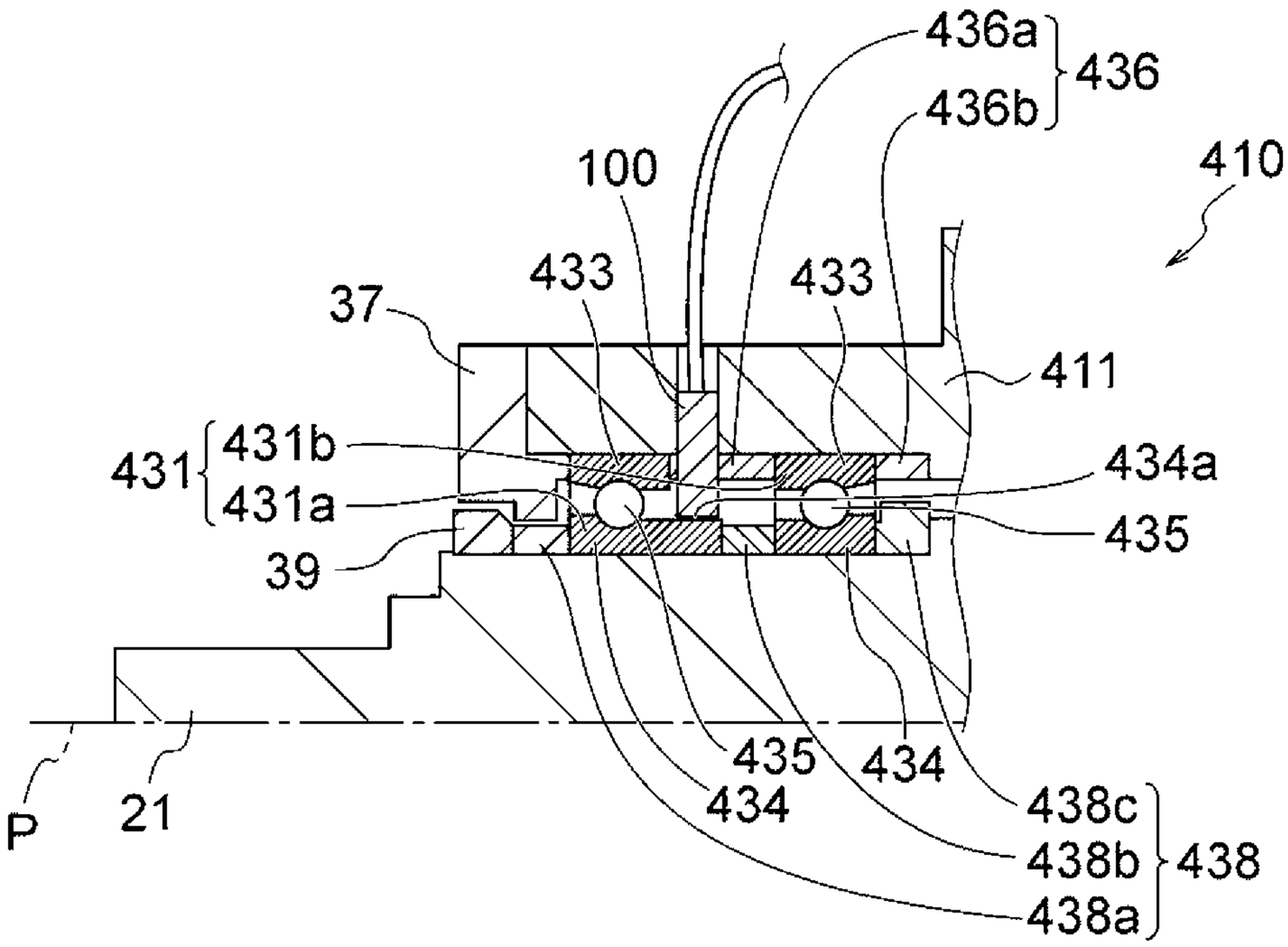
[図4]


46
46a
46b
36a
36b
36
51
52
53
211
210
45
100
37
33
33
42
44
43
41
31
31b
31a
39
47
35
35
34
34
48b
48c
48
48a
38c
38b
38a
38
P
21

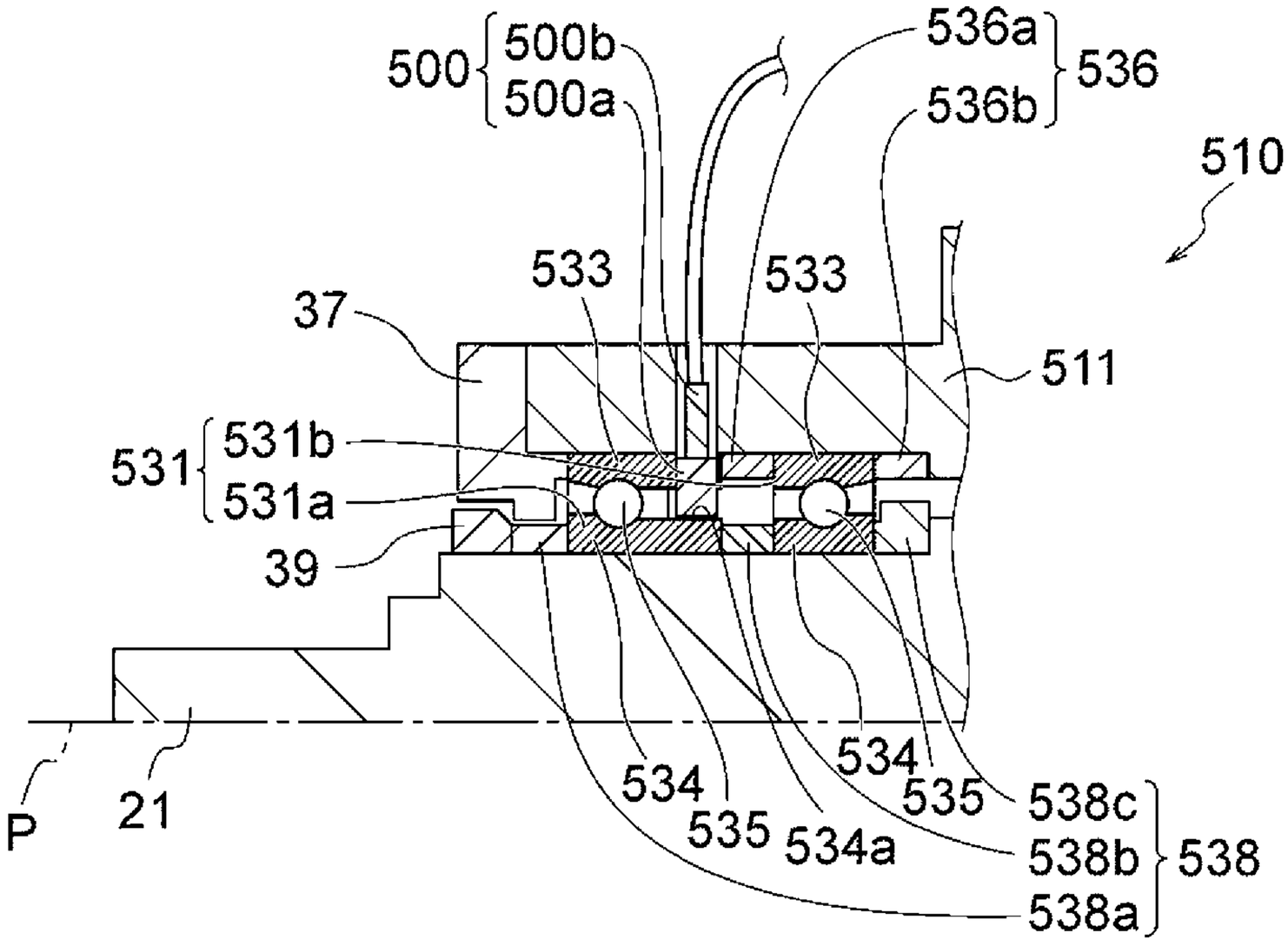
[図5]


36
36a 36b
51
52 53
311
100
46
46a 46b
45
310
42
44
41
45
33
33
37
31
31b
31a
39
47
48d
48b
48
48a
35
35
34
34
38c
38b
38
38a
P
21

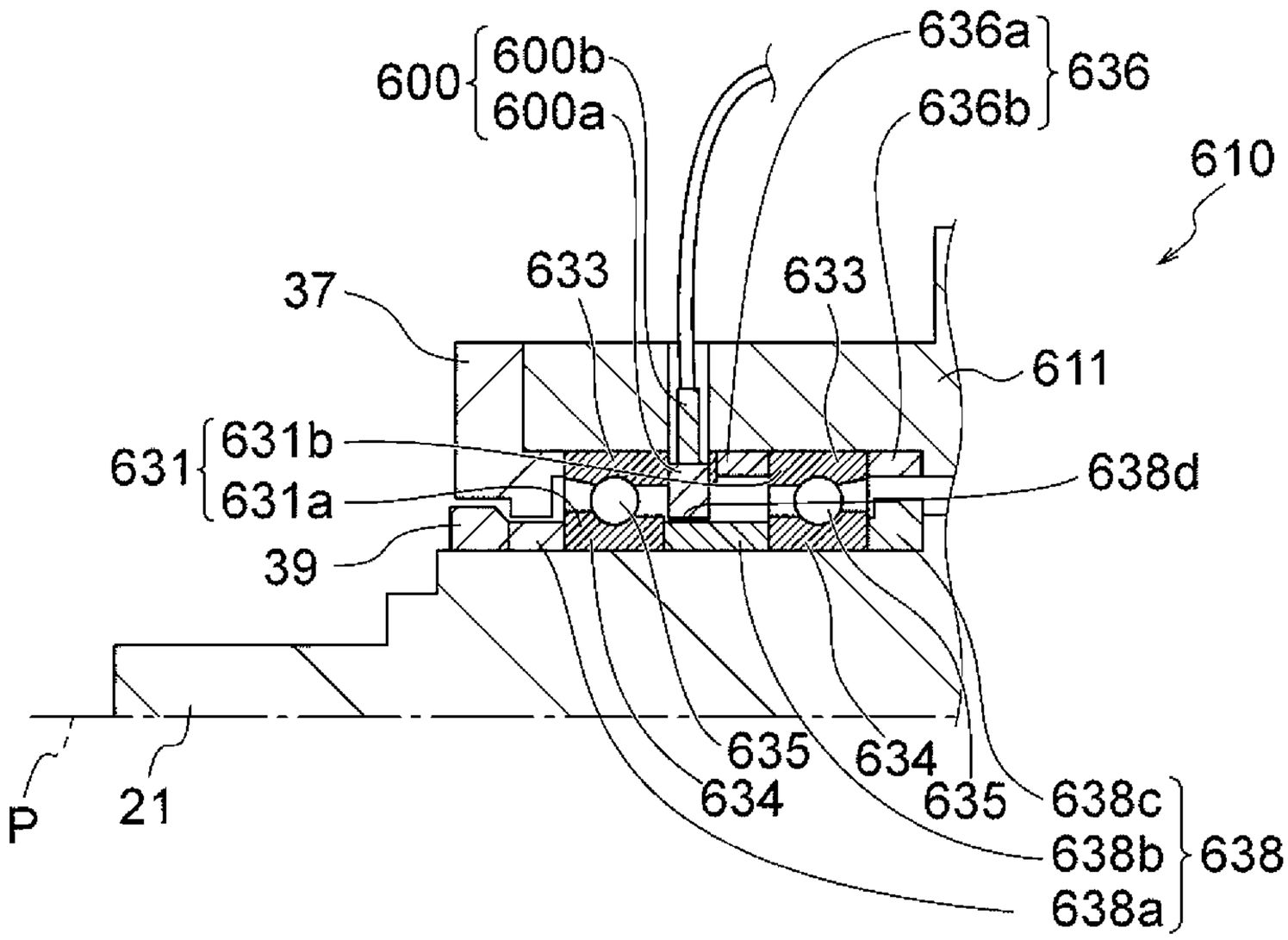
[図6]


436a
436
436b
100
410
433
433
37
411
431
431b
431a
434a
435
39
435
434
434
438c
438b
438
438a
P
21

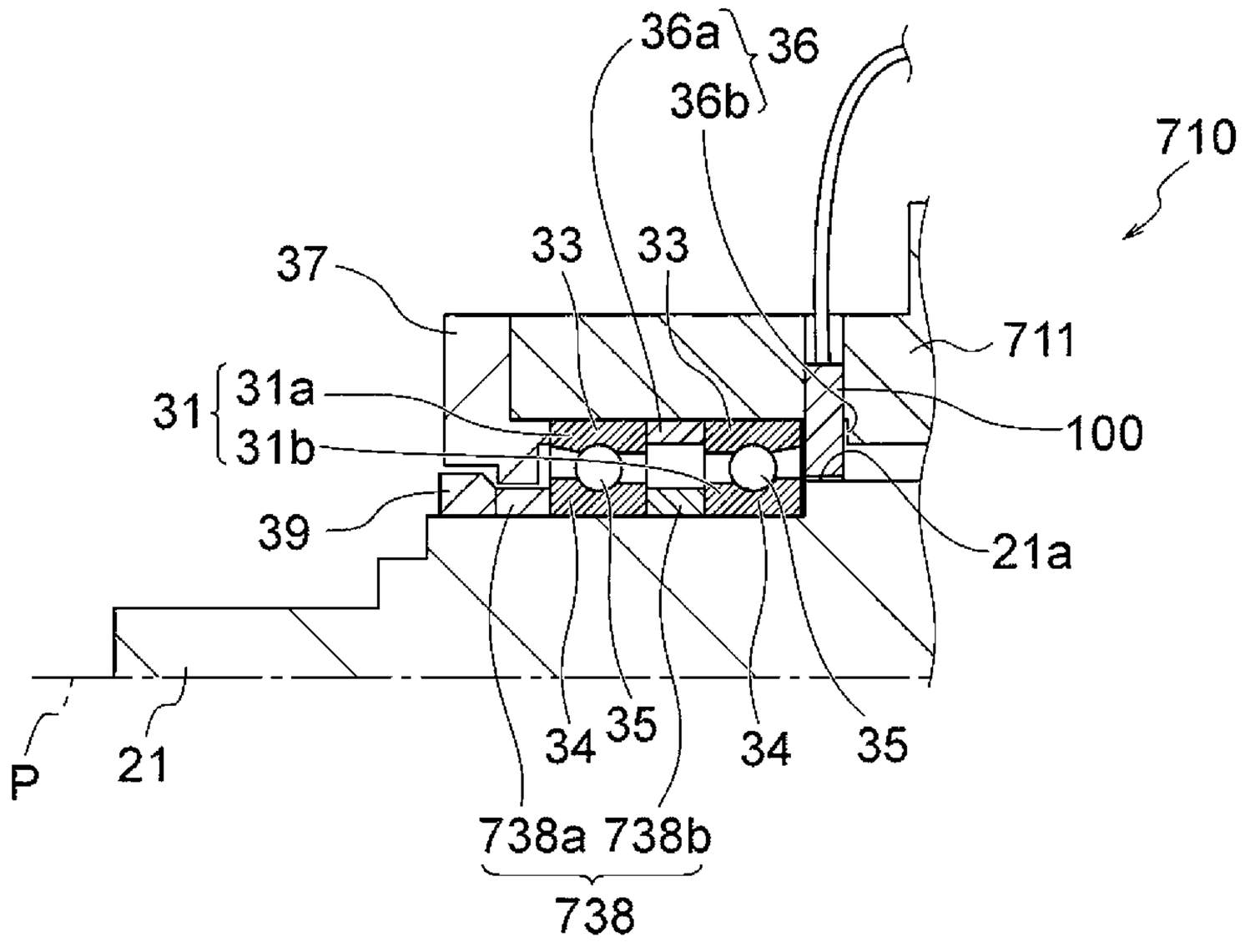
[図7]


500
500b
500a
536
536a
536b
510
533
533
37
511
531
531b
531a
39
534
534
535
535
534a
538c
538b
538a
538
P
21

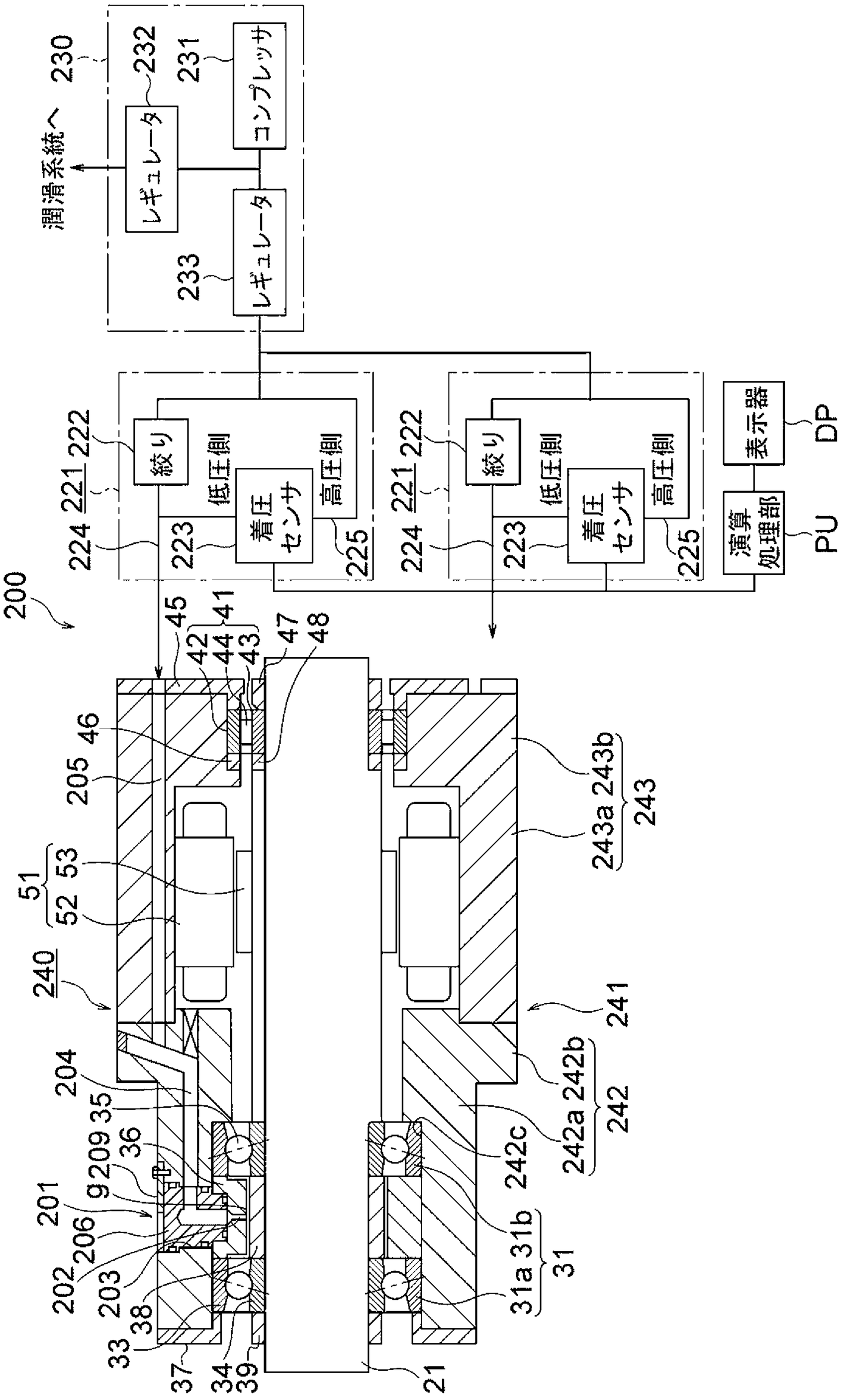
[図8]


600
600b
600a
636
636a
636b
610
633
633
37
611
631
631b
631a
638d
39
635
634
634
635
638c
638b
638a
638
P
21

[図9]


36a
36
36b
710
37
33
33
711
31
31a
31b
100
39
21a
P
21
34
35
34
35
738a
738b
738

[図10]


200
230
232
231
レギュレータ
コンプレッサ
233
レギュレータ
潤滑系統へ
224 221 222
絞り
低圧側
着圧センサ
高圧側
223
225
224 221 222
絞り
低圧側
着圧センサ
高圧側
223
225
表示器
DP
演算処理部
PU
45
41
42
44
43
47
48
46
205
51
53
52
240
204
35
209
36
201
9
206
202
203
38
33
37
34
39
21
243
243a
243b
241
242
242a
242b
242c
31
31a
31b

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2020/047578

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.Cl. B23B19/02(2006.01)i, F16C19/06(2006.01)i, F16C19/26(2006.01)i, F16C35/12(2006.01)i, F16C41/00(2006.01)i, G01B13/08(2006.01)i, G01B13/12(2006.01)i, G01B21/12(2006.01)i, G01B21/16(2006.01)i, B23Q17/00(2006.01)i
FI: G01B21/12, G01B21/16, G01B13/08, G01B13/12, B23B19/02B, B23Q17/00A, F16C19/06, F16C19/26, F16C35/12, F16C41/00
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. G01B13/00-13/24, G01B21/00-21/32

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 1971-2021
Registered utility model specifications of Japan 1996-2021
Published registered utility model applications of Japan 1994-2021

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	JP 3-504416 A (ALLIEDSIGNAL INC.) 26 September 1991 (1991-09-26), page 3, upper left column, line 4 to page 4, upper right column, line 26, fig. 1, 2	1-16
Y	JP 2001-349718 A (TOKYO SEIMITSU CO., LTD.) 21 December 2001 (2001-12-21), paragraph [0002], fig. 9	1-16
Y	JP 56-168108 A (MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION) 24 December 1981 (1981-12-24), page 2, upper left column, lines 15-18, drawings	2, 4, 13-14
A	JP 2019-120658 A (MITSUBISHI HITACHI POWER SYSTEMS LTD.) 22 July 2019 (2019-07-22), entire text	1-16

☐ 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
04 February 2021	02 March 2021
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
Information on patent family members

International application No.
PCT/JP2020/047578

JP 3-504416 A	26 September 1991	US 4971517 A column 2, line 61 to column 4, line 60, fig. 1, 2 WO 1990/007692 A1 EP 452333 A AU 4521789 A
JP 2001-349718 A	21 December 2001	(Family: none)
JP 56-168108 A	24 December 1981	(Family: none)
JP 2019-120658 A	22 July 2019	(Family: none)

国際調査報告

国際出願番号
PCT/JP2020/047578

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

B23B 19/02(2006.01)i; F16C 19/06(2006.01)i; F16C 19/26(2006.01)i; F16C 35/12(2006.01)i; F16C 41/00(2006.01)i; G01B 13/08(2006.01)i; G01B 13/12(2006.01)i; G01B 21/12(2006.01)i; G01B 21/16(2006.01)i; B23Q 17/00(2006.01)i
FI: G01B21/12; G01B21/16; G01B13/08; G01B13/12; B23B19/02 B; B23Q17/00 A; F16C19/06; F16C19/26; F16C35/12; F16C41/00

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））

G01B13/00-13/24; G01B21/00-21/32

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	１９７１－２０２１年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０２１年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０２１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	JP 3-504416 A (アライド　シグナル　インコーポレイテッド) 26.09.1991 (1991-09-26) 第3頁左上欄第4行－第4頁右上欄第26行，第1-2図	1-16
Y	JP 2001-349718 A (株式会社東京精密) 21.12.2001 (2001-12-21) 段落[0002]，図9	1-16
Y	JP 56-168108 A (三菱電機株式会社) 24.12.1981 (1981-12-24) 第2頁左上欄第15-18行，図面	2,4,13-14
A	JP 2019-120658 A (三菱日立パワーシステムズ株式会社) 22.07.2019 (2019-07-22) 全文	1-16

☐ 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抵触するものではなく、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
04.02.2021	02.03.2021

名称及びあて先
日本国特許庁(ISA/JP)
〒100-8915
日本国
東京都千代田区霞が関三丁目４番３号

権限のある職員（特許庁審査官）
仲野　一秀 2S 5267
電話番号 03-3581-1101 内線 3216

国際調査報告
パテントファミリーに関する情報

国際出願番号
PCT/JP2020/047578

引用文献	公表日	パテントファミリー文献	公表日
JP 3-504416 A	26.09.1991	US 4971517 A 第2欄第61行－第4欄第60行，第1-2図 WO 1990/007692 A1 EP 452333 A AU 4521789 A	
JP 2001-349718 A	21.12.2001	（ファミリーなし）	
JP 56-168108 A	24.12.1981	（ファミリーなし）	
JP 2019-120658 A	22.07.2019	（ファミリーなし）	