

(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9月26日(26.09.2013)



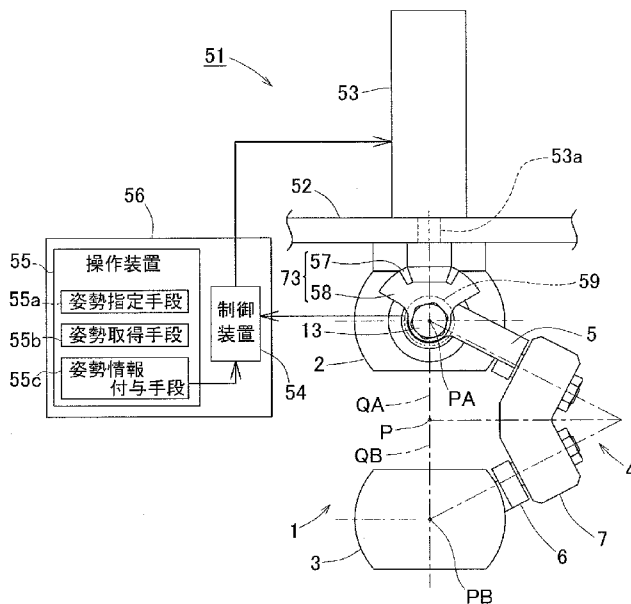
(10) 国際公開番号  
WO 2013/141138 A1

- (51) 国際特許分類:  
B25J 11/00 (2006.01) B25J 19/00 (2006.01)  
B25J 9/10 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2013/057233
- (22) 国際出願日: 2013年3月14日(14.03.2013)
- (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 2012-066888 2012年3月23日(23.03.2012) JP  
特願 2012-073373 2012年3月28日(28.03.2012) JP  
特願 2012-144106 2012年6月27日(27.06.2012) 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: 磯部浩 (ISOBE, Hiroshi); 〒4380037 静岡県磐田市東貝塚1578番地 NTN株式会社内 Shizuoka (JP). 西尾幸宏 (NISHIO, Yukihiko); 〒4380037 静岡県磐田市東貝塚1578番地 NTN株式会社内 Shizuoka (JP). 山田裕之 (YAMA-  
MADA, Hiroyuki); 〒4380037 静岡県磐田市東貝塚1578番地 NTN株式会社内 Shizuoka (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, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, 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, PA, 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), ユーロピア (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,

[続葉有]

(54) Title: LINK ACTUATION DEVICE

(54) 発明の名称: リンク作動装置



- 54 Control device
- 55 Operating device
- 55a Orientation specifying means
- 55b Orientation acquiring means
- 55c Orientation information imparting means

(57) Abstract: An operating device (55) for a link actuation device (51) in which control of an actuator for changing a distal end orientation is handled in an angle coordinate system, wherein a distal-end-side link hub (3) in the link actuation device (51) is coupled via three or more sets of link mechanisms (4) so as to be able to change orientation with respect to a proximal-end-side link hub (2), and the distal end orientation, which is the orientation of the distal-end-side link hub (3) with respect to the proximal-end-side link hub (2), is arbitrarily changed by an actuator (53) provided to two or more sets of link mechanisms (4). An operating device (55) is provided with an orientation specifying means (55a) for specifying, by manual operation, a desired distal end orientation at a coordinate position in an orthogonal coordinate system, an orientation acquiring means (55b) for acquiring the distal end orientation represented in an angle coordinate system by calculation from the specified coordinate position, and an orientation information imparting means (55c) for presenting information relating to the acquired distal end orientation to a control device (54) for controlling the actuator (53). Through such a configuration, a desired distal end orientation can be specified in an orthogonal coordinate system and intuitively taught.

(57) 要約:

[続葉有]



WO 2013/141138 A1



NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI 添付公開書類:  
(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, — 国際調査報告 (条約第 21 条(3))  
NE, SN, TD, TG).

---

先端姿勢を変更するアクチュエータの制御が角度座標系で扱われるリンク作動装置(51)の操作装置(55)であって、リンク作動装置(51)は、基端側のリンクハブ(2)に対し先端側のリンクハブ(3)が3組以上のリンク機構(4)を介して姿勢を変更可能に連結され、2組以上のリンク機構(4)に設けたアクチュエータ(53)により、基端側のリンクハブ(2)に対する先端側のリンクハブ(3)の姿勢である先端姿勢を任意に変更させる。操作装置(55)は、直交座標系上の座標位置で目標とする先端姿勢を人為操作で指定する姿勢指定手段(55a)と、指定された座標位置から、演算により角度座標系で表される先端姿勢を取得する姿勢取得手段(55b)と、取得された先端姿勢の情報を、アクチュエータ(53)を制御する制御装置(54)に与える姿勢情報付与手段(55c)とを備える。このような構成とすることで、目標とする先端姿勢を直交座標系で指定して、直感的にティーチングできる。

## 明 細 書

**発明の名称：リンク作動装置**

### 関連出願

[0001] 本出願は、2012年3月23日出願の特願2012-066888、2012年3月28日出願の特願2012-073373、および2012年6月27日出願の特願2012-144106の優先権を主張するものであり、そ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、3次元空間における複雑な加工や物品の取り回し等の作業を高速かつ精密に実行するパラレルリンク機構やロボット関節機構等に利用されるリンク作動装置に関し、詳しくは、医療機器や産業機器等の精密で広範な作動範囲を必要とするリンク作動装置ならびにその操作装置、制御方法、およびその制御装置に関する。

### 背景技術

[0003] 作動装置に適用されるパラレルリンク機構が、特許文献1、2に提案されている。

[0004] 特許文献1のパラレルリンク機構は、構成が比較的簡単であるが、各リンクの作動角が小さいため、トラベリングプレートの作動範囲を大きく設定すると、リンク長が長くなり、機構全体の寸法が大きくなって装置が大型化するという問題があった。また、リンク長さを長くすると、機構全体の剛性の低下を招く。そのため、トラベリングプレートに搭載されるツールの重量、つまりトラベリングプレートの可搬重量も小さいものに制限されるという問題もあった。これらの理由から、コンパクトな構成でありながら、精密で広範な作動範囲の動作が要求される医療機器等に用いるのは難しい。

[0005] これに対し、特許文献2のリンク作動装置は、基端側のリンクハブに対し先端側のリンクハブを、3節連鎖の3組以上のリンク機構を介して姿勢を変更可能に連結した構成としたことにより、コンパクトな構成でありながら、

精密で広範な作動範囲の動作が可能である。基端側のリンクハブに対する先端側のリンクハブの姿勢である先端姿勢は、3組以上のリンク機構のうちの2組以上のリンク機構の状態を規定することで決定される。「リンク機構の状態を規定する」とは、例えば、基端側のリンクハブに対する、リンク機構のうちの先端側のリンクハブに連結されたリンクの回転角を規定することである。

## 先行技術文献

## 特許文献

- [0006] 特許文献1：特開2000-94245号公報  
特許文献2：米国特許第5,893,296号明細書

## 発明の概要

### 発明が解決しようとする課題

- [0007] 一般に、上記3節連鎖のリンク機構を3組以上設けたリンク作動装置は、前記先端姿勢を折れ角と旋回角によって定め、その折れ角と旋回角から前記リンクの回転角を演算し、リンクを回転駆動させるアクチュエータの動作位置を位置決めしている。このため、従来は、先端姿勢を変更するに際して、目標とする先端姿勢の指定を、折れ角と旋回角を入力することで行っていた。なお、折れ角は、基端側のリンクハブの中心軸に対して先端側のリンクハブの中心軸が傾斜した垂直角度であり、旋回角は、基端側のリンクハブの中心軸に対して先端側のリンクハブの中心軸が傾斜した水平角度である。
- [0008] 一方、先端側のリンクハブにエンドエフェクタを設置して、リンク作動装置を実際に使用する場合、エンドエフェクタが作業する被作業物の座標位置は直交座標系で扱われることが多い。そのため、折れ角と旋回角による先端姿勢の指定では、リンク作動装置を直感的に操作することが難しかった。例えば、先端側のリンクハブがある先端姿勢で位置決めされていて、その先端姿勢から、直交座標系で指定された移動量だけエンドエフェクタが移動するように先端姿勢を変更する場合、操作者は、直交座標系での移動を折れ角と

旋回角で表される角度座標系での移動に変換してアクチュエータの操作量を決めなければならない。そのため、リンク作動装置の操作が難しく、経験や特別な訓練を必要とした。

[0009] また、上記特許文献1, 2の平行リンク機構を、作業装置の取付けられる側が下向きとなるように設置する場合、この平行リンク機構に設けられている軸受や、平行リンク機構に駆動力を伝達する駆動伝達機構（減速部）の歯車からグリース等の潤滑剤が落下して、その潤滑剤が下方の被作業物に掛かることを避けなければならない。理想的には、軸受取付部や歯車取付部のシール性を向上させて、軸受や歯車から潤滑剤が漏れないようにすればよいが、それは、軸受取付部や歯車取付部が大掛かりなものとなり、機構全体の大型化やコストアップに繋がる。また、平行リンク機構全体を覆うカバーを設置することも考えられるが、そのようなカバーを、平行リンク機構の動作を阻害することなく設置するのは難しい。

[0010] さらに、上記特許文献2のリンク作動装置は、リンク機構を介して基端側部材に対する先端側部材の位置および姿勢を変更するため、先端側部材の位置および姿勢の変更を高速で行う場合、リンク機構の剛性により先端側部材の位置決めが完了するまでの時間である整定時間が長くなるといった問題があった。

[0011] この発明の目的は、先端姿勢を変更するアクチュエータの制御が角度座標系で扱われるリンク作動装置において、目標とする先端姿勢を直交座標系で指定して、直感的にティーチングできるリンク作動装置の操作装置を提供することである。

[0012] この発明の他の目的は、広い作動範囲を有し、高速で高精度の位置決め動作を実現し、平行リンク機構を下向きに設置する場合でも、平行リンク機構等から落下した潤滑剤が下方の被作業物に掛かることを防止でき、コンパクトで安価なリンク作動装置を提供することである。

[0013] この発明のさらに他の目的は、コンパクトな構成でありながら、広範な作動範囲で動作を行うことができるリンク作動装置に適用され、先端側部材の

高速で高精度の位置決め動作を実現することが可能なリンク作動装置の制御方法、およびその制御装置を提供することである。

### 課題を解決するための手段

- [0014] この発明のリンク作動装置の操作装置は、アクチュエータを介してリンク作動装置を操作する操作装置であって、基端側のリンクハブに対し先端側のリンクハブが、3組以上のリンク機構を介して姿勢を変更可能に連結され、前記各リンク機構は、それぞれ前記基端側のリンクハブおよび先端側のリンクハブに一端が回転可能に連結された基端側および先端側の端部リンク部材と、これら基端側および先端側の端部リンク部材の他端に両端がそれぞれ回転可能に連結された中央リンク部材とを有し、かつ、このリンク機構を直線で表現した幾何学モデルが、前記中央リンク部材の中央部に対する基端側部分と先端側部分とが対称を成す形状である平行リンク機構である。さらに、前記平行リンク機構の前記3組以上のリンク機構のうち2組以上のリンク機構に設けられて、前記基端側のリンクハブに対する前記先端側のリンクハブの姿勢である先端姿勢を任意に変更させる前記アクチュエータと、このアクチュエータを制御する制御装置とを備えている。
- [0015] 前記制御装置は、前記先端姿勢を、前記基端側のリンクハブの中心軸に対して前記先端側のリンクハブの中心軸が傾斜した垂直角度である折れ角と、前記基端側のリンクハブの中心軸に対して前記先端側のリンクハブの中心軸が傾斜した水平角度である旋回角とによって規定する。前記操作装置は、前記基端側のリンクハブの中心軸の延長軸上に原点が位置し、前記中心軸の延長軸と直交する2次元の直交座標系上の座標位置で、目標とする前記先端姿勢を人為操作で指定する姿勢指定手段と、この姿勢指定手段により指定された座標位置から、演算により前記折れ角および旋回角で表される前記先端姿勢を取得する姿勢取得手段と、この姿勢取得手段により取得された前記先端姿勢の情報を前記制御装置に与える姿勢情報付与手段とを備えている。
- [0016] この構成によると、姿勢指定手段による人為操作で、目標とする先端姿勢を直交座標系の座標位置で指定する。姿勢取得手段は、指定された座標位置

から、演算により折れ角および旋回角で表される先端姿勢を取得する。この先端姿勢の情報を、姿勢情報付与手段により制御装置に与える。そして、制御装置が、折れ角および旋回角で表される先端姿勢の情報を用いて、アクチュエータを制御する。このように、直交座標系上の座標位置で目標とする先端姿勢の指定を行うので、被作業物の座標位置が直交座標系で扱われる場合でも、リンク作動装置を直感的に操作することができる。

[0017] 前記姿勢取得手段は、前記折れ角および旋回角で表される前記先端姿勢を取得するための演算として、例えば最小二乗法による収束演算を用いることができる。最小二乗法によると、先端姿勢を表わす適切な折れ角および旋回角を簡単な演算で得られる。

[0018] 前記制御装置は、次のようにして前記各アクチュエータの指令動作量を算出すると良い。すなわち、前記基端側のリンクハブに対する前記基端側の端部リンク部材の回転角を  $\beta_n$ 、前記基端側の端部リンク部材に回転自在に連結された中央リンク部材の連結端軸と、前記先端側の端部リンク部材に回転自在に連結された中央リンク部材の連結端軸とが成す角度を  $\gamma$ 、基準となる基端側の端部リンク部材に対する各基端側の端部リンク部材の円周方向の離間角を  $\delta_n$ 、前記折れ角度を  $\theta$ 、前記旋回角を  $\phi$  とした場合に、

$$\cos(\theta/2) \sin \beta_n - \sin(\theta/2) \sin(\phi + \delta_n) \cos \beta_n + \sin(\gamma/2) = 0$$

で表される式を逆変換することにより、目標とする前記先端姿勢における前記各基端側の端部リンク部材の回転角を求め、この求められた回転角と、現在の前記先端姿勢における前記各基端側の端部リンク部材の回転角との差分から、前記各アクチュエータの指令動作量を算出する。この手法によると、容易に指令動作量を求めることができ、アクチュエータの制御が簡略になる。

[0019] また、制御装置は、次のようにして前記各アクチュエータの指令動作量を算出しても良い。すなわち、前記基端側のリンクハブに対する前記基端側の端部リンク部材の回転角を  $\beta_n$ 、前記基端側の端部リンク部材に回転自在に

連結された中央リンク部材の連結端軸と、前記先端側の端部リンク部材に回転自在に連結された中央リンク部材の連結端軸とが成す角度を $\gamma$ 、基準となる基端側の端部リンク部材に対する各基端側の端部リンク部材の円周方向の離間角を $\delta n$ 、前記折れ角を $\theta$ 、前記旋回角を $\phi$ とした場合に、

$$\cos(\theta/2) \sin \beta n - \sin(\theta/2) \sin(\phi + \delta n) \cos \beta n + \sin(\gamma/2) = 0$$

で表される式を逆変換することにより、前記先端姿勢と前記各基端側の端部リンク部材の回転角との関係を示すテーブルを作成しておき、このテーブルを用いて、目標とする前記先端姿勢における前記各基端側の端部リンク部材の回転角を求め、この求められた回転角と、現在の前記各基端側の端部リンク部材の回転角との差分から、前記各アクチュエータの指令動作量を算出する。この手法によると、事前に先端姿勢と各基端側の端部リンクの回転角との関係をテーブル化しておくことにより、上記式を用いた指令動作量の計算時間を短くすることができ、アクチュエータの制御をより一層高速で行うことが可能となる。

- [0020] 例えば、前記姿勢指定手段は、前記直交座標系上での座標位置の指定を、数値入力により行う。
- [0021] その場合、前記直交座標系上での座標位置の指定は、定められた基準点に対する絶対座標の数値入力、または現在の座標位置から目標とする座標位置までの差分の数値入力であってもよい。
- [0022] また、前記姿勢指定手段は、前記直交座標系上での座標位置を、操作時間または操作回数に応じて決まる操作量で指定してもよい。この場合、操作と座標位置との関係が感覚的に分かり易い。
- [0023] この発明のリンク作動装置は、前記リンク作動装置がアクチュエータの駆動力を対応するリンク機構へ伝達する減速部（駆動伝達機構）を備え、前記基端側のリンクハブよりも前記先端側のリンクハブが下方に位置し、前記平行リンク機構または前記減速部に、これら平行リンク機構および減速部の少なくともどちらかから落下する潤滑剤を受ける潤滑剤受け部材を設

けても良い。

[0024] リンク作動装置の可動部分である平行リンク機構は、基端側のリンクハブと、先端側のリンクハブと、3組以上のリンク機構とで、基端側のリンクハブに対し先端側のリンクハブが直交2軸方向に移動自在な2自由度機構として構成される。言い換えると、基端側のリンクハブに対して先端側のリンクハブを、回転が2自由度で姿勢変更自在な機構である。この2自由度機構は、コンパクトでありながら、基端側のリンクハブに対する先端側のリンクハブの可動範囲を広くとれる。例えば、基端側のリンクハブの中心軸と先端側のリンクハブの中心軸の折れ角は最大で約±90°であり、基端側のリンクハブに対する先端側のリンクハブの旋回角を0°～360°の範囲に設定できる。

[0025] 平行リンク機構または減速部に潤滑剤受け部材を設けたことにより、基端側のリンクハブに対して先端側のリンクハブが下方に位置するように平行リンク機構を下向きに設置した場合でも、平行リンク機構や減速部から落下する潤滑剤が、潤滑剤受け部材に受けられる。具体的には、平行リンク機構に設けられた軸受や減速部に設けられた歯車から漏れ出て、平行リンク機構を伝って落下、または軸受や歯車から直接落下する潤滑剤が、潤滑剤受け部材に受けられる。そのため、下方の被作業物に潤滑剤が掛かることが防止される。潤滑剤受け部材は、単に平行リンク機構または減速部から落下する潤滑剤を受けだけの簡単な構成であるため、安価に製作することができる。また、潤滑剤受け部材は、平行リンク機構または減速部の下方位置にだけ設ければよく、平行リンク機構の全体を覆うものではないため、コンパクトである。

[0026] 言い換えると、潤滑剤受け部材を設けると、平行リンク機構の軸受や減速部の歯車から少しだけなら潤滑剤が漏れ出ることを許容できるため、軸受取付部や歯車取付部のシール構造を簡素化できる。それにより、軸受等の寸法を小さくして、機構のコンパクト化を図ることができ、平行リンク機構の高速位置決めが可能となる。また、軸受取付部や歯車取付部の潤滑剤

の交換を容易に行うことができ、メンテナンス性に優れる。さらに、コスト低減に繋がる。

[0027] この発明のリンク作動装置において、前記潤滑剤受け部材を、板状部と、この板状部の外周縁から板状部の表面に対して交差する一方向に突出した突出部とを有する皿状の部材とし、この潤滑剤受け部材を、前記突出部が前記基端側のリンクハブの側を向くように、前記先端側のリンクハブに設置しても良い。平行リンク機構の先端部となる先端側のリンクハブに皿状の潤滑剤受け部材を設けることで、平行リンク機構や減速部から落下するすべての潤滑剤を潤滑剤受け部材で受けることができる。そのため、下方の被作業物に潤滑剤が掛かることを効果的に防止できる。潤滑剤受け部材は、板状部の外周縁に突出部を有しているため、板状部で受けた潤滑剤が板状部の外周縁から垂れることがない。

[0028] 前記潤滑剤受け部材の突出部は、その突出端側が前記先端側のリンクハブの中心軸に向かって傾いていても良い。その場合、前記潤滑剤受け部材の突出部の傾き角度を、前記平行リンク機構の動作範囲における折れ角の最大値以上とするのが望ましい。前記折れ角は、前記基端側のリンクハブの中心軸に対して前記先端側のリンクハブの中心軸が傾斜した垂直角度のことである。この場合、潤滑剤受け部材が設置されている先端側のリンクハブが傾いた状態でも、潤滑剤受け部材により受けられた潤滑剤が、突出部を乗り越えて垂れることを防止できる。特に、突出部の傾き角度を前記折れ角の最大値以上とすると、常に突出部の突出端側が中心方向に傾いた状態に保たれるため、潤滑剤受け部材で受けた潤滑剤が突出部を乗り越えて垂れることを確実に防止できる。

[0029] 前記潤滑剤受け部材は、前記突出部の突出端に結合され前記板状部と平行で内周部に貫通孔が形成された上板を有していても良い。潤滑剤受け部材が上板を有すると、先端側のリンクハブが90°（平行リンク機構の最大折れ角）傾いた状態でも、上板が地面に対して垂直方向に向いているため、潤滑剤受け部材に多量の潤滑剤が溜まっている場合でも、潤滑剤受け部材か

ら潤滑剤が垂れることを確実に防止できる。

[0030] この発明のリンク作動装置において、さらに、前記基端側のリンクハブおよび前記アクチュエータが設置されたベース部材と、このベース部材に支持されベース部材と平行で内周部に貫通孔が形成された固定部材とを有し、前記潤滑剤受け部材は、前記先端側のリンクハブに固定された板状部と、この板状部と前記固定部材間の全周を覆い、これら両者を互いに連結する伸縮自在な連結部とを有する構成としても良い。この構成であると、連結部により、固定部材と潤滑剤受け部材の板状部間の全周を覆うことができる。それにより、平行リンク機構における固定部材よりも先端側の部分が潤滑剤受け部材で広範に覆われるため、動作時に平行リンク機構や減速部から飛び散る潤滑剤も潤滑剤受け部材で受けることができる。連結部は伸縮自在であるため、基端側のリンクハブに対する先端側のリンクハブの姿勢が変わっても、それに応じて潤滑剤受け部材の連結部が変形することができる。

[0031] 前記潤滑剤受け部材の連結部は、蛇腹状の形状であり、外力が作用しない自然状態よりも小さく圧縮された状態で前記板状部および前記固定部材に組み付けられたものであっても良く、あるいはシート状の弾性材料からなるものであっても良い。いずれの場合も、潤滑剤受け部材の連結部が伸縮自在な機能を有しながら、この連結部により、固定部材と潤滑剤受け部材の板状部間の全周を覆うことができる。

[0032] 前記固定部材は、その外周部に前記ベース部材側へ突出する突出部を有するのが良い。この場合、固定部材の上に潤滑剤が落下しても、その潤滑剤が固定部材の外側へ落ちることがないので、被作業物に潤滑剤がかかることを防止できる。

[0033] この発明において、さらに、前記基端側のリンクハブおよび前記アクチュエータが設置されたベース部材を有し、前記潤滑剤受け部材は、板状部と、この板状部の外周縁から板状部の表面に対して交差する一方向に突出した突出部とを有する皿状の部材であり、前記板状部が前記減速部の下方を覆い、前記突出部が前記ベース部材の側を向くように、前記ベース部材または前記

減速部の固定部に設置しても良い。このような潤滑剤受け部材を設けることで、減速部からの潤滑剤の落下を防止することができる。そのため、減速部に設けられている歯車のシール構造を簡素化できる。

[0034] この発明のリンク作動装置の制御方法は、前記リンク作動装置における、前記アクチュエータの動作を制御する制御方法であって、前記アクチュエータのすべてが同時に動作を開始して同時に動作を完了するように制御する同期制御により、前記アクチュエータごとの動作を制御して、前記先端側のリンクハブを任意の姿勢に変更する姿勢制御を行い、前記すべてのアクチュエータの減速時間を、前記リンク作動装置の持つ共振周波数の1周期付近に設定して、前記同期制御および姿勢制御を行うようにしたものである。なお、ここで言う共振周波数は、先端側のリンクハブに搭載物を設置した状態での共振周波数のことである。

[0035] 同時制御を行うことで、すべてのアクチュエータが同時に動作を完了するため、動作完了時における各リンク機構から先端側のリンクハブに作用する力のバランスが良くなり、先端側のリンクハブの整定時間が短くなる。なお、整定時間は、アクチュエータの動作完了から先端側のリンクハブが完全に静止するまでの時間のことである

[0036] さらに、先端側のリンクハブは共振周波数の約半周期後に加速を打ち消す方向に振動するため、アクチュエータの減速時間がリンク作動装置の持つ共振周波数の1周期付近に設定されていると、周期的に加速するステップ加速を行う場合に、ステップ加速後の先端側のリンクハブの振動が小さくなる。その結果、高速動作時でもアクチュエータの動作完了後の先端側のリンクハブの振動が小さくなり、先端側のリンクハブを高速で高精度の位置決め動作させることが可能となる。なお、基端側のリンクハブに対する先端側のリンクハブの位置が変わると同時に姿勢も変わるので、位置決め動作は姿勢変更動作と同じ意味である。

[0037] この発明の制御方法において、前記減速時間は、前記リンク作動装置の持つ共振周波数の0.8ないし1.2周期の範囲内に設定しても良い。正弦波

が最大振幅となるのは、0.75周期と1.25周期である。そこで、減速終了後に最大振幅で振動している状態となるのを避けるために、減速時間をリンク作動装置の持つ共振周波数の0.8ないし1.2周期としている。

[0038] この発明の制御方法において、前記すべてのアクチュエータの加速時間を、前記リンク作動装置の持つ共振周波数の1周期付近に設定して、前記同期制御および姿勢制御を行っても良い。先端側のリンクハブは共振周波数の約半周期後に加速を打ち消す方向に振動するため、アクチュエータの加速時間がリンク作動装置の持つ共振周波数の1周期付近に設定されていると、周期的に加速するステップ加速を行う場合に、ステップ加速後の先端側のリンクハブの振動が小さくなる。その結果、始動時に発生する先端側のリンクハブの振動が小さくなり、先端側のリンクハブを高速で高精度の位置決め動作させることが可能となる。

[0039] この発明の制御方法において、前記加速時間は、前記リンク作動装置の持つ共振周波数の0.8ないし1.2周期の範囲内に設定しても良い。正弦波が最大振幅となるのは、0.75周期と1.25周期である。そこで、加速終了後に最大振幅で振動している状態となるのを避けるために、加速時間をリンク作動装置の持つ共振周波数の0.8ないし1.2周期としている。

[0040] この発明の制御方法において、前記姿勢制御は、目標となる前記先端側のリンクハブの姿勢から前記アクチュエータごとに指令動作量を決定し、前記同期制御は、前記すべてのアクチュエータの指令動作量の比率により各アクチュエータの動作速度を設定しても良い。

リンク作動装置の姿勢制御時には、各アクチュエータの指令動作量が異なるため、その比率により指令速度を設定すれば、容易に同期制御が可能になる。

[0041] 前記各アクチュエータの指令動作量は、次のようにして求めることができる。すなわち、前記基端側のリンクハブに対する前記基端側の端部リンク部材の回転角を $\beta_n$ 、前記基端側の端部リンク部材に回転自在に連結された中央リンク部材の連結端軸と、前記先端側の端部リンク部材に回転自在に連結

された中央リンク部材の連結端軸とが成す角度を  $\gamma$ 、基準となる基端側の端部リンク部材に対する各基端側の端部リンク部材の円周方向の離間角を  $\delta n$ 、前記基端側のリンクハブの中心軸に対して前記先端側のリンクハブの中心軸が傾斜した垂直角度を  $\theta$ 、前記基端側のリンクハブの中心軸に対して前記先端側のリンクハブの中心軸が傾斜した水平角度を  $\phi$  とした場合に、

$$\cos(\theta/2) \sin \beta n - \sin(\theta/2) \sin(\phi + \delta n) \cos \beta n + \sin(\gamma/2) = 0$$

で表される式を逆変換することにより、前記姿勢制御における前記各基端側の端部リンク部材の目標とする回転角を求め、この目標とする回転角と、前記各基端側の端部リンク部材の現在の回転角との差分により、前記各アクチュエータの指令動作量を算出する。この手法によると、容易に指令動作量を求めることができ、姿勢制御が簡略になる。

[0042] また、前記各アクチュエータの指令動作量は、次のようにして求めてもよい。すなわち、前記基端側のリンクハブに対する前記基端側の端部リンク部材の回転角を  $\beta n$ 、前記基端側の端部リンク部材に回転自在に連結された中央リンク部材の連結端軸と、前記先端側の端部リンク部材に回転自在に連結された中央リンク部材の連結端軸とが成す角度を  $\gamma$ 、基準となる基端側の端部リンク部材に対する各基端側の端部リンク部材の円周方向の離間角を  $\delta n$ 、前記基端側のリンクハブの中心軸に対して前記先端側のリンクハブの中心軸が傾斜した垂直角度を  $\theta$ 、前記基端側のリンクハブの中心軸に対して前記先端側のリンクハブの中心軸が傾斜した水平角度を  $\phi$  とした場合に、

$$\cos(\theta/2) \sin \beta n - \sin(\theta/2) \sin(\phi + \delta n) \cos \beta n + \sin(\gamma/2) = 0$$

で表される式を逆変換することにより、前記基端側のリンクハブに対する前記先端側のリンクハブの姿勢と、前記各基端側の端部リンク部材の回転角との関係を示すテーブルを作成し、このテーブルを用いて、前記姿勢制御における前記各基端側の端部リンク部材の目標とする回転角を求め、この目標とする回転角と、前記各基端側の端部リンク部材の現在の回転角との差分によ

り、前記各アクチュエータの指令動作量を算出する。

[0043] この手法によると、事前に基端側のリンクハブに対する先端側のリンクハブの姿勢と各基端側の端部リンク部材の回転角との関係をテーブル化しておくことにより、上記式を用いた指令動作量の計算時間が短くすることができ、より一層高速な姿勢制御が可能となる。

[0044] 前記各アクチュエータの動作速度は、この動作速度を  $V_n$ 、ベース速度を  $V$ 、前記基端側の端部リンク部材の現在の回転角を  $\beta_n$ 、前記姿勢制御における前記基端側の端部リンク部材の目標とする回転角を  $\beta_n'$  とした場合に、

[数1]

$$V_n = \frac{V(\beta_n' - \beta_n)}{\sqrt{(\beta_1' - \beta_1)^2 + (\beta_2' - \beta_2)^2 + (\beta_3' - \beta_3)^2}} \quad (n=1,2,3)$$

で表される式を用いて計算しても良い。上記式を用いることで、ベース速度  $V$  は各アクチュエータの動作速度  $V_n$  の合成速度となり、どのような状況においても基端側のリンクハブの移動速度がほぼ一定となるように制御できる。

[0045] また、前記各アクチュエータの動作速度は、この動作速度を  $V_n$ 、最高速度を  $V_{max}$ 、前記基端側の端部リンク部材の現在の回転角を  $\beta_n$ 、前記姿勢制御における前記基端側の端部リンク部材の目標とする回転角を  $\beta_n'$ 、 $(\beta_n' - \beta_n)$  の最大値を  $\Delta\beta_{max}$  とした場合に、

$$V_n = V_{max} (\beta_n' - \beta_n) / \Delta\beta_{max}$$

で表される式を用いて計算しても良い。

この場合は、常に少なくとも1つのアクチュエータを最高速度で位置決め駆動することができ、基端側のリンクハブの移動速度が最大となるように制御できる。

[0046] この発明の制御方法において、前記3組以上のリンク機構のすべてに、前記基端側のリンクハブに対する前記先端側のリンクハブの姿勢を任意に変更

させるアクチュエータを設け、これら各アクチュエータを冗長制御により制御しても良い。冗長制御を行うことで、先端側のリンクハブがどのような姿勢である場合においても、各アクチュエータの駆動バランスを良くすることができ、また先端側のリンクハブの整定時間を短くできる。さらに、アクチュエータおよびその周辺部分のガタやリンク機構のガタを詰めるように制御できるため、アクチュエータを停止した後のガタによる先端側のリンクハブの振動を抑制でき、整定時間が短くなる。

[0047] この発明の制御方法において、前記先端側のリンクハブに前記リンク作動装置の持つ共振周波数を検出する共振周波数検出用センサを設置し、その信号から共振周波数測定器により共振周波数を計算し、その計算結果から前記アクチュエータの加速時間および減速時間の設定値を更新しても良い。先端負荷やリンク作動装置の剛性が変わっても、容易に加速時間および減速時間を更新できるため、どのような状況においてもアクチュエータを停止した後の先端側のリンクハブの振動が小さくなり、高速で高精度の位置決め動作が可能となる。

[0048] 前記共振周波数検出用センサとして加速度ピックアップを用い、かつ前記共振周波数測定器としてFFTアナライザを用いると良い。加速度ピックアップは小型で設置しやすく、FFTアナライザは容易に加速時間および減速時間を設定できる。

[0049] この発明のリンク作動装置の制御装置は、前記リンク作動装置における、前記アクチュエータの動作を制御する制御装置であって、前記アクチュエータのすべてが同時に動作を開始して同時に動作を完了するように制御する同期制御により、前記アクチュエータごとの動作を制御して、前記先端側のリンクハブを任意の姿勢に変更する姿勢制御を行い、前記すべてのアクチュエータの減速時間を、前記リンク作動装置の持つ共振周波数の1周期付近に設定して、前記同期制御および姿勢制御を行う同期・姿勢制御手段を設けたものである。

[0050] 同時制御を行うことで、すべてのアクチュエータが同時に動作を完了する

ため、動作完了時における各リンク機構から先端側のリンクハブに作用する力のバランスが良くなり、先端側のリンクハブの整定時間が短くなる。

[0051] さらに、先端側のリンクハブは共振周波数の約半周期後に加速を打ち消す方向に振動するため、アクチュエータの減速時間がリンク作動装置の持つ共振周波数の1周期付近に設定されていると、周期的に加速するステップ加速を行う場合に、ステップ加速後の先端側のリンクハブの振動が小さくなる。その結果、高速動作時でもアクチュエータの動作完了後の先端側のリンクハブの振動が小さくなり、先端側のリンクハブを高速で高精度の位置決め動作させることが可能となる。

[0052] 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

[0053] 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ものではない。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符号は、同一または相当する部分を示す。

[図1]この発明の操作装置を備えたリンク作動装置の第1実施形態の一部を省略した正面図である。

[図2]同リンク作動装置の平行リンク機構の一状態を示す一部を省略した正面図である。

[図3]同リンク作動装置の平行リンク機構の異なる状態を示す一部を省略した正面図である。

[図4]同リンク作動装置の平行リンク機構を3次元的に表わした斜視図である。

[図5]同リンク作動装置の一つのリンク機構を直線で表現した図である。

- [図6]同リンク作動装置の平行リンク機構の部分断面図である。
- [図7]折れ角を求める最小二乗法による収束演算のフローチャートである。
- [図8]操作装置の操作部の一例を示す図である。
- [図9]操作装置の操作部の異なる例を示す図である。
- [図10]同リンク作動装置を備えた作業装置の概略構成を示す図である。
- [図11]この発明の操作装置を備えたリンク作動装置の第2実施形態の一部を省略した正面図である。
- [図12]同リンク作動装置の平行リンク機構の部分断面図である。
- [図13]図12の部分拡大図である。
- [図14]この発明の第3実施形態にかかるリンク作動装置の一部を省略した正面図である。
- [図15]この発明の第4実施形態にかかるリンク作動装置の一部を省略した正面図である。
- [図16]この発明の第5実施形態にかかるリンク作動装置の一部を省略した正面図である。
- [図17]この発明の第6実施形態にかかるリンク作動装置の一部を省略した正面図である。
- [図18]この発明の第7実施形態にかかるリンク作動装置の一部を省略した正面図である。
- [図19]この発明の第8実施形態にかかるリンク作動装置の一部を省略した側面図である。
- [図20]基端側のリンクハブと基端側の端部リンク部材の回転対偶部の断面図である。
- [図21]基端側の端部リンク部材と中央リンク部材の回転対偶部の断面図である。
- [図22]この発明の第9実施形態にかかるリンク作動装置の一部を省略した正面図である。
- [図23]同リンク作動装置の平行リンク機構の一状態を示す一部を省略し

た正面図である。

[図24]同平行リンク機構の基端側のリンクハブ等の水平断面図である。

[図25]同リンク作動装置の水平断面図である。

[図26]基端側のリンクハブと基端側の端部リンク部材の回転対偶部の断面図である。

[図27]基端側の端部リンク部材と中央リンク部材の回転対偶部の断面図である。

[図28]この発明の制御方法が適用されるリンク作動装置の第10実施形態の一部を省略した正面図である。

[図29]同リンク作動装置の基端側の端部リンク部材の回転角を示す図である。

[図30]制御パラメータの時間と速度の関係を示すグラフである。

[図31]加減速時間が一定である場合の加減速度を整定時間の関係を示すグラフである。

[図32]指令速度が一定である場合の加減速度を整定時間の関係を示すグラフである。

[図33]指令速度が一定である場合の加減速時間と整定時間の関係を示す図である。

[図34]共振周波数の1周期分のステップ加速を加えた場合の先端側のリンクハブの振動の振幅を示すグラフである。

[図35]この発明の第11実施形態にかかる制御方法が適用されるリンク作動装置の一部を省略した正面図である

[図36]同リンク作動装置の平行リンク機構の部分断面図である。

[図37]この発明の第12実施形態にかかる制御方法が適用されるリンク作動装置の一部を省略した正面図である。

### 発明を実施するための形態

[0054] この発明の操作装置を備えたリンク作動装置の第1実施形態を図1～図6と共に説明する。図1に示すように、このリンク作動装置51は、平行

リンク機構 1 と、パラレルリンク機構 1 を作動させる複数（後記リンク機構 4 と同数）のアクチュエータ 5 3 と、これらアクチュエータ 5 3 を制御する制御装置 5 4 と、この制御装置 5 4 に操作指令を入力する操作装置 5 5 とを備える。この例では、制御装置 5 4 および操作装置 5 5 が共にコントローラ 5 6 に設けられているが、制御装置 5 4 はコントローラ 5 6 と別に設けてもよい。この例では、パラレルリンク機構 1 は、ベース部材 5 2 に吊り下げ状態で設置されている。

[0055] パラレルリンク機構 1 について説明する。図 2 および図 3 はパラレルリンク機構 1 のそれぞれ異なる状態を示す正面図であり、このパラレルリンク機構 1 は、基端側のリンクハブ 2 に対し先端側のリンクハブ 3 を 3 組のリンク機構 4 を介して姿勢変更可能に連結したものである。図 2 および図 3 では、1 組のリンク機構 4 のみが示されている。

[0056] 図 4 は、パラレルリンク機構 1 を三次元的に表わした斜視図である。各リンク機構 4 は、基端側の端部リンク部材 5、先端側の端部リンク部材 6、および中央リンク部材 7 で構成され、4 つの回転対偶からなる 3 節連鎖のリンク機構をなす。回転対偶とその周辺部を回転対偶部 T 1 ~ T 4 として示す。基端側および先端側の端部リンク部材 5、6 は L 字状をなし、基端がそれぞれ基端側のリンクハブ 2 および先端側のリンクハブ 3 にそれぞれ回転自在に連結されている。中央リンク部材 7 は、両端に基端側および先端側の端部リンク部材 5、6 の先端がそれぞれ回転自在に連結されている。

[0057] 基端側および先端側の端部リンク部材 5、6 は球面リンク構造で、3 組のリンク機構 4 における球面リンク中心 P A、P B（図 2、図 3）は一致しており、また、その球面リンク中心 P A、P B からの距離 d も同じである。端部リンク部材 5、6 と中央リンク部材 7 との各回転対偶の中心軸は、ある交差角  $\gamma$ （図 4）をもっているもよいし、平行であってもよい。

[0058] つまり、3 組のリンク機構 4 は、幾何学的に同一形状をなす。幾何学的に同一形状とは、各リンク部材 5、6、7 を直線で表現した幾何学モデル、すなわち各回転対偶部 T 1 ~ T 4 と、これら回転対偶 T 1 ~ T 4 間を結ぶ直線

とで表現したモデルが、中央リンク部材 7 の中央部に対する基端側部分と先端側部分に対称を成す形状であることを言う。図 5 は、一組のリンク機構 4 を直線で表現した図である。

[0059] 図 5 に示すように、この実施形態のリンク機構 4 は回転対称タイプで、基端側のリンクハブ 2 および基端側の端部リンク部材 5 と、先端側のリンクハブ 3 および先端側の端部リンク部材 6 との位置関係が、中央リンク部材 7 の中心線 C に対して回転対称となる位置構成になっている。図 2 は、基端側のリンクハブ 2 の中心軸 Q A と先端側のリンクハブ 3 の中心軸 Q B とが同一線上にある状態を示し、図 3 は、基端側のリンクハブ 2 の中心軸 Q A に対して先端側のリンクハブ 3 の中心軸 Q B が所定の作動角をとった状態を示す。各リンク機構 4 の姿勢が変化しても、基端側と先端側の球面リンク中心 P A, P B 間の距離 d は変化しない。

[0060] 基端側のリンクハブ 2 と先端側のリンクハブ 3 と 3 組のリンク機構 4 とで、基端側のリンクハブ 2 に対し先端側のリンクハブ 3 が直交 2 軸方向に移動自在な 2 自由度機構が構成される。言い換えると、基端側のリンクハブ 2 に対して先端側のリンクハブ 3 を、回転が 2 自由度で姿勢変更自在な機構である。この 2 自由度機構は、基端側のリンクハブ 2 の中心軸 Q A、先端側のリンクハブ 3 の中心軸 Q B、および中央リンク部材 7 の中心線 C の交点 P を中心として、基端側のリンクハブ 2 に対して先端側のリンクハブ 3 が姿勢を変更する。

[0061] この 2 自由度機構は、コンパクトでありながら、基端側のリンクハブ 2 に対する先端側のリンクハブ 3 の可動範囲を広くとれる。例えば、図 4 に示すように、基端側のリンクハブ 2 の中心軸 Q A と先端側のリンクハブ 3 の中心軸 Q B の折れ角  $\theta$  の最大値（最大折れ角）を約  $\pm 90^\circ$  とすることができる。また、基端側のリンクハブ 2 に対する先端側のリンクハブ 3 の旋回角  $\phi$  を  $0^\circ \sim 360^\circ$  の範囲に設定できる。折れ角  $\theta$  は、基端側のリンクハブ 2 の中心軸 Q A に対して先端側のリンクハブ 3 の中心軸 Q B が傾斜した垂直角度のことであり、旋回角  $\phi$  は、基端側のリンクハブ 2 の中心軸 Q A に対して先

端側のリンクハブ3の中心軸QBが傾斜した水平角度のことである。

[0062] このパラレルリンク機構1において、各リンク機構4の端部リンク部材5, 6の軸部材13(図6)の角度、および長さが等しく、かつ基端側の端部リンク部材5と先端側の端部リンク部材6の幾何学的形状が等しく、かつ中央リンク部材7についても基端側と先端側とで形状が等しいとき、中央リンク部材7の対称面に対して、中央リンク部材7と端部リンク部材5, 6との角度位置関係を基端側と先端側とで同じにすれば、幾何学的対称性から基端側のリンクハブ2および基端側の端部リンク部材5と、先端側のリンクハブ3および先端側の端部リンク部材6とは同じに動く。例えば、基端側と先端側のリンクハブ2, 3にそれぞれの中心軸QA, QBと同軸に回転軸を設け、基端側から先端側へ回転伝達を行う場合、基端側と先端側は同じ回転角になって等速で回転する等速自在継手となる。この等速回転するときの中央リンク部材7の対称面を等速二等分面という。

[0063] このため、基端側のリンクハブ2および先端側のリンクハブ3を共有する同じ幾何学形状のリンク機構4を円周上に複数配置させることにより、複数のリンク機構4が矛盾なく動ける位置として中央リンク部材7が等速二等分面上のみの動きに限定される。これにより、基端側と先端側とが任意の作動角をとっても、基端側と先端側とが等速回転する。

[0064] 後で説明する図6に示すように、基端側のリンクハブ2および先端側のリンクハブ3は、その中心部に貫通孔10が軸方向に沿って形成され、外形が球面状をしたドーナツ形状をしている。貫通孔10の中心は図4に示すように、リンクハブ2, 3の中心軸QA, QBと一致している。これら基端側のリンクハブ2および先端側のリンクハブ3の外周面の円周方向に等間隔の位置に、基端側の端部リンク部材5および先端側の端部リンク部材6がそれぞれ回転自在に連結されている。

[0065] 図6は、基端側のリンクハブ2と基端側の端部リンク部材5の回転対偶部T1、および基端側の端部リンク部材5と中央リンク部材7の回転対偶部T2を示す部分断面図である。基端側のリンクハブ2は、前記軸方向の貫通孔

10と外周側とを連通する半径方向の連通孔11が円周方向3箇所形成され、各連通孔11内に設けた二つの軸受12により軸部材13がそれぞれ回転自在に支持されている。軸部材13の外側端部は基端側のリンクハブ2から突出し、その突出ねじ部13aに基端側の端部リンク部材5が結合され、ナット14によって締付け固定されている。

[0066] 前記軸受12は、例えば深溝玉軸受等の転がり軸受であり、その外輪（図示せず）が前記連通孔11の内周に嵌合し、その内輪（図示せず）が前記軸部材13の外周に嵌合している。外輪は止め輪15によって抜け止めされている。また、内輪と基端側の端部リンク部材5の間には間座16が介在し、ナット14の締付力が基端側の端部リンク部材5および間座16を介して内輪に伝達されて、軸受12に所定の予圧を付与している。

[0067] 基端側の端部リンク部材5と中央リンク部材7の回転対偶部T2は、中央リンク部材7の両端に形成された連通孔18に二つの軸受19が設けられ、これら軸受19により、基端側の端部リンク部材5の先端の軸部20が回転自在に支持されている。軸受19は、間座21を介して、ナット22によって締付け固定されている。

[0068] 前記軸受19は、例えば深溝玉軸受等の転がり軸受であり、その外輪（図示せず）が前記連通孔18の内周に嵌合し、その内輪（図示せず）が前記軸部20の外周に嵌合している。外輪は止め輪23によって抜け止めされている。軸部20の先端ねじ部20aに螺着したナット22の締付力が間座21を介して内輪に伝達されて、軸受19に所定の予圧を付与している。

[0069] 以上、基端側のリンクハブ2と基端側の端部リンク部材5の回転対偶部T1、および基端側の端部リンク部材5と中央リンク部材7の回転対偶部T2について説明したが、先端側のリンクハブ3と先端側の端部リンク部材6の回転対偶部T4および先端側の端部リンク部材6と中央リンク部材7の回転対偶部T3も同じ構成である（図示省略）。

[0070] このように、各リンク機構4における4つの回転対偶部T1～T4、つまり、基端側のリンクハブ2と基端側の端部リンク部材5の回転対偶部T1、

先端側のリンクハブ3と先端側の端部リンク部材6の回転対偶部T4、基端側の端部リンク部材5と中央リンク部材7と回転対偶部T2、および先端側の端部リンク部材6と中央リンク部材7の回転対偶部T3に、軸受12, 19を設けた構造とすることにより、各回転対偶部T1~T4での摩擦抵抗を抑えて回転抵抗の軽減を図ることができ、滑らかな動力伝達を確保できると共に耐久性を向上できる。

[0071] この軸受12, 19を設けた構造では、軸受12, 19に予圧を付与することにより、ラジアル隙間とスラスト隙間をなくし、回転対偶部のがたつきを抑えることができ、基端側のリンクハブ2側と先端側のリンクハブ3側間の回転位相差がなくなり等速性を維持できると共に振動や異音の発生を抑制できる。特に、前記軸受12, 19の軸受隙間を負すきまとすることにより、入出力間に生じるバックラッシュを少なくすることができる。

[0072] 軸受12を基端側のリンクハブ2および先端側のリンクハブ3に埋設状態で設けたことにより、パラレルリンク機構1全体の外形を大きくすることなく、基端側のリンクハブ2および先端側のリンクハブ3の外形を拡大することができる。そのため、基端側のリンクハブ2および先端側のリンクハブ3を他の部材に取付けるための取付スペースの確保が容易である。

[0073] 図1において、パラレルリンク機構1は、基端側のリンクハブ2がベース部材52の下面に固定され、先端側のリンクハブ3が垂下した状態となっている。ベース部材52の上面上には、ロータリアクチュエータからなるアクチュエータ53が、リンク機構4と同数すなわち3個設置されている。アクチュエータ53の出力軸53aはベース部材52を貫通して下方に突出し、その出力軸53aに取付けたかさ歯車57と基端側のリンクハブ2の軸部材13(図6)に取付けた扇形のかさ歯車58とが噛み合っている。前記かさ歯車57とかさ歯車58とで、歯車式の減速部73が構成されている。

[0074] アクチュエータ53を回転させると、その回転が一对のかさ歯車57, 58を介して軸部材13に伝達されて、基端側のリンクハブ2に対する基端側の端部リンク部材5の角度が変わる。各アクチュエータ53の動作量を制御

して、リンク機構4ごとに基端側の端部リンク部材5の角度を調整することにより、基端側のリンクハブ2に対する先端側のリンクハブ3の姿勢（以下、「先端姿勢」とする）が決まる。各アクチュエータ53の動作は、操作装置55の操作指令に基づき、制御装置54により制御される。

[0075] 操作装置55は、姿勢指定手段55aと姿勢取得手段55bと姿勢情報付与手段55cとを有する。姿勢指定手段55aは、目標とする先端姿勢を人為操作で指定する手段であり、2次元の直交座標系上の座標位置で先端姿勢を指定する。直交座標系は、図4に示すように、基端側のリンクハブ2の中心軸QAの延長軸QA'と直交し、前記延長軸QA'上の任意の位置に原点Oが定められたXY直交座標系100である。目標とする先端姿勢は、先端側のリンクハブ3の中心軸QBがXY直交座標系100と交わる点の座標である目標座標T(X, Y)で表わされる。目標座標Tの指定方法については、後で説明する。

[0076] 姿勢取得手段55bは、姿勢指定手段55aにより指定されたXY直交座標系100の座標位置で表される先端姿勢を、角度座標系の折れ角 $\theta$ および旋回角 $\phi$ で表される先端姿勢に変換する手段である。変換の原理について説明する。

[0077] XY座標系100での原点Oと目標座標Tとの距離rは、式1を用いて求められる。

[数2]

$$r = \sqrt{X^2 + Y^2} \dots (1)$$

また、角度座標系での原点Oと目標座標Tとの距離r'は、式2を用いて求められる。

$$r' = h' \times \tan \theta \dots (式2)$$

[0078] ここで、h'は、図4に示すように、先端側のリンクハブ3の姿勢変更の回転中心である交点Pから目標座標Tまでの高さである。球面リンク中心PA, PB間の距離をd、基端側のリンクハブ2の球面リンク中心PAから目

標座標 T までの高さを  $h$  とした場合、 $h'$  は式 3 から求められる。式 3 で求められた  $h'$  を式 2 に代入することで、角度座標系での原点 O と目標座標 T との距離  $r'$  が求められる。なお、 $d$  および  $h$  は、パラレルリンク機構 1 の寸法やリンク作動装置 51 を搭載した装置の寸法により決定される固定値である。

[数3]

$$h' = \left( h - \frac{d}{2 \times \cos\left(\frac{\theta}{2}\right)} \right) \dots (3)$$

[0079] このようにして求められた XY 座標系 100 での原点 O と目標座標 T との距離  $r$  と、角度座標系での原点 O と目標座標 T との距離  $r'$  とを比較し、差が最小となる折れ角  $\theta$  を探索する。折れ角  $\theta$  の探索は、例えば式 4 に示すように、最小二乗法による収束演算を用いて行う。

$$d r = (r - r')^2 \dots (式4)$$

[0080] 最小二乗法による収束演算は、図 7 のフローチャートに示す順序で行われる。まず、S1 において、式 1 による距離  $r$  の計算と、比較値 A の初期値の設定とを行う。比較値 A は  $d r$  との比較値であり、探索過程で計算される  $d r$  の値よりも十分大きい値を初期値として設定する。

[0081] 次に、S2 において  $\theta = 0^\circ$  として、S3 において  $r^2$ 、 $d r$  を計算する。また、S4 において、 $d r$  が A よりも小さければ、A に  $d r$  を代入し、そのときの  $\theta$  を  $A n s \theta$  に代入する。 $d r$  が A よりも大きければ、A および  $A n s$  はそのままの値にする。さらに、S5 において、 $\theta$  を予め定めた角度範囲の最大値  $M a x \theta$  と比較し、小さい場合は、S6 において、 $\theta = \theta + \Delta \theta$  として、ある定めた値を加算する。

[0082] 上記 S3, S4, S6 の操作を、 $\theta$  がある設定した角度範囲の最大値  $M a x \theta$  になるまで繰り返す。そして、S7 において、最終的に得られた  $A n s$

$\theta$ を求める折れ角 $\theta$ とする。

[0083] 上記探索により得られた折れ角 $\theta$ を用いて、旋回角 $\phi$ を求める。その際、 $\theta = 0$ である場合は、

$$\phi = 0 \quad \dots \text{(式5)}$$

とし、 $\theta \neq 0$ である場合は、

[数4]

$$\phi = \tan^{-1} \left( \frac{Y}{X} \right) \quad \dots \text{(6)}$$

とする。

[0084] 図7のフローチャートで示す操作で求められた折れ角 $\theta$ 、および式5または式6の計算で求められた旋回角 $\phi$ により、目標とする先端姿勢が規定される。上記のように、最小二乗法による収束演算により、現在の座標位置を基準にその近辺から順に探索して折れ角 $\theta$ を求めると、演算回数を減らすことができる。

[0085] 姿勢情報付与手段55cは、姿勢取得手段55bにより取得された先端姿勢の情報、すなわち折れ角 $\theta$ および旋回角 $\phi$ を制御装置54に与える。

[0086] 制御装置54は、コンピュータによる数値制御式のものであり、操作装置55の姿勢情報付与手段55cから与えられる先端姿勢の情報に応じて、各基端側の端部リンク部材5の目標とする回転角 $\beta_n$  (図4)を求め、姿勢検出手段59 (図1)によって検出される実際の回転角 $\beta_n$ が目標とする回転角 $\beta_n$ となるように、各アクチュエータ53をフィードバック制御する。

[0087] 回転角 $\beta_n$ は、例えば、下記の式7を逆変換することで求められる。逆変換とは、折れ角 $\theta$ および旋回角 $\phi$ から回転角 $\beta_n$ を算出する変換のことである。折れ角 $\theta$ および旋回角 $\phi$ と、回転角 $\beta_n$ とは相互関係があり、一方の値から他方の値を導くことができる。

$$\cos(\theta/2) \sin \beta_n - \sin(\theta/2) \sin(\phi + \delta_n) \cos \beta_n + \sin(\gamma/2) = 0$$



[表2]

登録No	折れ角	旋回角	$\beta 1$	$\beta 2$	$\beta 3$	
1	0	0	...	...	...	
2	10	0	...	...	...	
3	12	20	...	...	...	
4	3	100	...	...	...	
5	25	50.2	...	...	...	
6	1.4	19	...	...	...	
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮

[0090] 図8は、操作装置55の操作部の一例を示す。この操作部は、座標位置を数値入力により指定する方式であり、現在の座標位置のX座標値およびY座標値をそれぞれ表示する現在値表示部101、102と、目標のX座標値およびY座標値をそれぞれ表示する目標値表示部103、104と、目標値表示部103、104に目標のX座標値およびY座標値を入力する10キー等からなる数値入力ボタン105と、動作実行ボタン106とを備える。XY直交座標系上での座標位置の指定は、定められた基準点（例えば原点O）に対する絶対座標を数値入力する方式、現在の座標位置から目標とする座標位置までの差分を数値入力する方式の何れであってもよい。

[0091] 数値入力ボタン105を用いて目標のX座標値およびY座標値を入力すると、その値が目標値表示部103、104を表示される。それと共に、入力されたX座標値およびY座標値、先端側のリンクハブ3から被作業物（図示せず）の作業面までの距離、平行リンク機構1の各部の寸法等のパラメータにより、目標とする先端姿勢の折れ角 $\theta$ および旋回角 $\phi$ が計算される。また、この先端姿勢から、各アクチュエータ53の動作量が計算される。動作実行ボタン106を押すと、各アクチュエータ53が駆動されて、入力されたX座標値およびY座標値となるように先端姿勢が変更される。このように、XY直交座標系100上の座標位置で目標とする先端姿勢の指定を行う

ので、被作業物の座標位置が直交座標系で扱われる場合でも、リンク作動装置 5 1 (図 1) を直感的に操作することができる。

[0092] 図 9 は、操作装置 5 5 の操作部の異なる例を示す。この操作部は、座標位置を操作量で指定する方式であり、現在の座標位置の X 座標値および Y 座標値をそれぞれ表示する現在値表示部 1 0 1, 1 0 2 と、先端姿勢を変更操作する押し操作ボタン 1 0 7 ~ 1 1 0 とを有する。押し操作ボタン 1 0 7 を押すと X 座標値が大きくなる側へ姿勢変更し、押し操作ボタン 1 0 8 を押すと X 座標値が小さくなる側へ姿勢変更し、押し操作ボタン 1 0 9 を押すと Y 座標値が大きくなる側へ姿勢変更し、押し操作ボタン 1 1 0 を押すと Y 座標値が小さくなる側へ姿勢変更する。

[0093] 姿勢変更の程度は、押し操作ボタン 1 0 7 ~ 1 1 0 を押している時間または押した回数に応じて変わる。また、この例では、各押し操作ボタン 1 0 7 ~ 1 1 0 は、姿勢変更が低速で行われる低速ボタン 1 0 7 a, 1 0 8 a, 1 0 9 a, 1 1 0 a と、姿勢変更が高速で行われる高速ボタン 1 0 7 b, 1 0 8 b, 1 0 9 b, 1 1 0 b とからなり、姿勢変更を低速および高速の 2 段階で行えるようになっている。

[0094] この操作装置 5 5 の場合、押し操作ボタン 1 0 7 ~ 1 1 0 の操作により X 座標値および Y 座標値が逐次変更され、その都度、目標とする折れ角  $\theta$  および旋回角  $\phi$  を計算し、それに応じたアクチュエータ 5 3 の動作量を決定するシステムとなっている。つまり、押し操作ボタン 1 0 7 ~ 1 1 0 を押している間だけ、先端姿勢が変更し続ける。そのため、操作と座標位置との関係が感覚的に分かり易い。

[0095] 上記操作装置 5 5 と組み合して用いられる制御装置 5 4 は、操作装置 5 5 の姿勢指定手段 5 5 c から与えられる先端姿勢の情報を、定められた変換式によりアクチュエータ 5 3 の動作量に変換し、その動作量だけアクチュエータ 5 3 を動作させるように制御する。詳しくは、姿勢指定手段 5 5 c から折れ角  $\theta$  および旋回角  $\phi$  で表される先端姿勢が制御装置 5 4 に与えられると、制御装置 5 4 は、前記式 7 を用いて上記折れ角  $\theta$  および旋回角  $\phi$  を逆変換す

ることで各基端側の端部リンク部材5の回転角 $\beta_n$ を求め、その求められた回転角 $\beta_n$ を用いて式8を演算することで、各アクチュエータ53の動作量 $R_n$ を算出する。

$$R_n = \beta_n \times k ; (n = 1, 2, 3) \quad \dots (式8)$$

ここで、 $k$ は、アクチュエータ53に付設されている減速機（図示せず）の減速比によって決まる係数である。このように先端姿勢の情報を、変換式によりアクチュエータ53の動作量に変換すると、アクチュエータ53の制御を容易に行える。

[0096] アクチュエータ53の動作量や先端姿勢の変更速度を段階的に変更可能とするのではなく、押し操作ボタン107～110の一操作当たりのアクチュエータ53の動作量や先端姿勢の変更速度を任意に変えられるようにしても良い。また、この例のように、複数の押し操作ボタン107～110で操作するのではなく、ジョイスティックのような一つの操作手段で操作するようにしても良い。

[0097] 図10は、上記リンク作動装置51を備えた作業装置120を示す。この作業装置120は、作業室121の天井部を構成するベース部材52に基端側のリンクハブ2を固定して、平行リンク機構1が吊り下げ状態で設置されており、この平行リンク機構1の先端側のリンクハブ3にエンドエフェクタ122が搭載されている。エンドエフェクタ122は、例えば塗装機である。

[0098] エンドエフェクタ122の下方には、被作業物 $W$ を $XY$ 軸方向に移動させる移動機構123が設置されている。移動機構123は、床面に固定して設置された $X$ 軸方向に沿って長い $X$ 軸レール124と、この $X$ 軸レール124に沿って進退自在で $Y$ 軸方向に沿って長い $Y$ 軸レール125と、この $Y$ 軸レール125に沿って進退自在で上面に被作業物が載せられる作業台126とを備える。 $Y$ 軸レール125および作業台126は、それぞれ図示しない駆動源の駆動により $X$ 軸方向および $Y$ 軸方向に移動させられる。

[0099] エンドエフェクタ122が塗装機である場合、移動機構123による作業

台 1 2 6 を X 軸および Y 軸方向に進退させることで、被作業物 W の塗装箇所を塗装機の塗料噴射口 1 2 2 a の先に位置させる。また、リンク作動装置 5 1 の先端姿勢を変更してエンドエフェクタ 1 2 2 の向きを変えることで、常に前記塗料噴射口 1 2 2 a が被作業物 W の塗装面に向くように調整する。

[0100] 以下に、この発明の第 2 ～ 第 1 2 実施形態について説明する。以下の説明においては、各実施形態で先行する実施形態で説明している事項に対応している部分には同一の符号を付し、重複する説明を略する。構成の一部のみを説明している場合、構成の他の部分は、先行して説明している実施形態と同様とする。実施形態で具体的に説明している部分の組合せばかりではなく、特に組合せに支障が生じなければ、実施形態同士を部分的に組合せることも可能である。

[0101] 図 1 1 ないし図 1 3 は、リンク作動装置の第 2 実施形態を示す。このリンク作動装置 6 1 は、図 1 1 に示すように、ベース部材 6 2 に平行リンク機構 1 が吊り下げ状態で設けられている。すなわち、平行リンク機構 1 は、基端側のリンクハブ 2 がベース部材 6 2 を介して前記ベース部材 6 2 に固定され、先端側のリンクハブ 3 に、各種器具等を取付ける先端取付部材 6 3 が搭載されている。

[0102] 図 1 2 および図 1 3 に示すように、平行リンク機構 1 は、基端側のリンクハブ 2 および先端側のリンクハブ 3 に対して端部リンク部材 5, 6 をそれぞれ回転自在に支持する軸受 3 1 を外輪回転タイプとしたものである。基端側のリンクハブ 2 と基端側の端部リンク部材 5 の回転対偶部 T 1 を例にとって説明すると、基端側のリンクハブ 2 の円周方向の 3 箇所には軸部 3 2 が形成され、この軸部 3 2 の外周に二つの軸受 3 1 の内輪（図示せず）が嵌合し、基端側の端部リンク部材 5 に形成された連通孔 3 3 の内周に軸受 3 1 の外輪（図示せず）が嵌合している。軸受 3 1 は、例えば深溝玉軸受、アンギュラ玉軸受等の玉軸受であって、ナット 3 4 による締付けでもって所定の予圧量が付与された状態で固定されている。先端側のリンクハブ 3 と先端側の端部リンク部材 6 の回転対偶部 T 4 も、上記同様の構造である。

- [0103] また、基端側の端部リンク部材 5 と中央リンク部材 7 の回転対偶部 T 2 に設けられた軸受 3 6 は、基端側の端部リンク部材 5 の先端に形成された連通路 3 7 の内周に外輪（図示せず）が嵌合し、中央リンク部材 7 と一体の軸部 3 8 の外周に内輪（図示せず）が嵌合している。軸受 3 6 は、例えば深溝玉軸受、アンギュラ玉軸受等の玉軸受であって、ナット 3 9 による締付けでもって所定の予圧量が付与された状態で固定されている。先端側の端部リンク部材 6 と中央リンク部材 7 の回転対偶部 T 3 も、上記同様の構造である。
- [0104] パラレルリンク機構 1 の 3 組のリンク機構 4 のすべてに、基端側の端部リンク部材 5 を回転させて先端位置姿勢を任意に変更させるアクチュエータ 7 0 と、このアクチュエータ 7 0 の動作量を基端側の端部リンク部材 5 に減速して伝達する減速機構 7 1 とが設けられている。アクチュエータ 7 0 はロータリアクチュエータ、より詳しくは減速機 7 0 a 付きのサーボモータであって、モータ固定部材 7 2 によりベース部材 6 2 に固定されている。減速機構 7 1 は、アクチュエータ 7 0 の減速機 7 0 a と、歯車式の減速部 7 3 A とでなる。
- [0105] 歯車式の減速部 7 3 A は、アクチュエータ 7 0 の出力軸 7 0 b にカップリング 7 5 を介して回転伝達可能に連結された小歯車 7 6 と、基端側の端部リンク部材 5 に固定され前記小歯車 7 6 と噛み合う大歯車 7 7 とで構成されている。図示例では、小歯車 7 6 および大歯車 7 7 は平歯車であり、大歯車 7 7 は、扇形の周面にのみ歯が形成された扇形歯車である。大歯車 7 7 は小歯車 7 6 よりもピッチ円半径が大きく、アクチュエータ 7 0 の出力軸 7 0 b の回転が基端側の端部リンク部材 5 へ、基端側のリンクハブ 2 と基端側の端部リンク部材 5 との回転対偶部 T 1 の回転軸 O 1 回りの回転に減速して伝達される。その減速比は 1 0 以上とされている。
- [0106] 大歯車 7 7 のピッチ円半径は、基端側の端部リンク部材 5 のアーム長 L の  $1/2$  以上としてある。前記アーム長 L は、基端側のリンクハブ 2 と基端側の端部リンク部材 5 との回転対偶部 T 1 の中心軸 O 1 の軸方向中心点 P 1 から、基端側の端部リンク部材 5 と中央リンク部材 7 との回転対偶部 T 2 の中

心軸 $O_2$ の軸方向中心点 $P_2$ を基端側のリンクハブ $2$ と基端側の端部リンク部材 $5$ の回転対偶軸 $O_1$ に直交してその軸方向中心点 $P_1$ を通る平面に投影した点 $P_3$ までの距離である。この実施形態の場合、大歯車 $77$ のピッチ円半径が前記アーム長 $L$ 以上である。そのため、高い減速比を得るのに有利である。

[0107] 小歯車 $76$ は、大歯車 $77$ と噛み合う歯部 $76a$ の両側に突出する軸部 $76b$ を有し、これら両軸部 $76b$ が、ベース部材 $62$ に設置された回転支持部材 $79$ に設けられた二つの軸受 $80$ によりそれぞれ回転自在に支持されている。軸受 $80$ は、例えば深溝玉軸受、アンギュラ玉軸受等の玉軸受である。図示例のように玉軸受を複列で配列する以外に、ローラ軸受や滑り軸受を用いてもよい。二つの軸受 $80$ の各外輪（図示せず）間にはシム（図示せず）を設け、軸部 $76b$ に螺合したナット $81$ を締め付けることにより、軸受 $80$ に予圧を付与する構成としてある。軸受 $80$ の外輪は、回転支持部材 $79$ に圧入されている。

[0108] この実施形態の場合、大歯車 $77$ は、基端側の端部リンク部材 $5$ と別部材であり、基端側の端部リンク部材 $5$ に対してボルト等の結合具 $82$ により着脱可能に取付けられている。大歯車 $77$ は基端側の端部リンク部材 $5$ と一体であってもよい。

[0109] アクチュエータ $70$ の回転軸心 $O_3$ および小歯車 $76$ の回転軸心 $O_4$ は同軸上に位置する。これら回転軸心 $O_3$ 、 $O_4$ は、基端側のリンクハブ $2$ と基端側の端部リンク部材 $5$ の回転対偶軸 $O_1$ と平行で、かつベース部材 $62$ からの高さが同じとされている。

[0110] このリンク作動装置 $61$ も、アクチュエータ $70$ を制御する制御装置 $84$ と、この制御装置 $84$ に操作指令を入力する操作装置 $85$ とを、コントローラ $86$ 内に備える。制御装置 $84$ および操作装置 $85$ は、前記実施形態のものと同じ構成であり、前記同様の作用・効果が得られる。操作装置 $85$ は、前記第1実施形態と同様に姿勢指定手段 $55a$ 、姿勢取得手段 $55b$ 、および姿勢情報付与手段 $55c$ を有するが、これらの図示を省略している。

- [0111] このリンク作動装置 61 は、3組のリンク機構 4 のすべてにアクチュエータ 70 および減速機構 71 を設けたことで、平行リンク機構 1 や減速機構 71 のガタを詰めるように制御することが可能となり、先端側のリンクハブ 3 の位置決め精度が向上すると共に、リンク作動装置 61 自体の高剛性化を実現できる。
- [0112] また、減速機構 71 の歯車式の減速部 73A は、小歯車 76 と大歯車 77 の組合せからなり、10 以上の高い減速比が得られる。減速比が高いと、エンコーダ等による位置決め分解能が高くなるため、先端側のリンクハブ 3 の位置決め分解能が向上する。また、低出力のアクチュエータ 70 を使用することができる。この実施形態では減速機 70a 付きのアクチュエータ 70 を使用しているが、歯車式の減速部 73A の減速比が高ければ、減速機無しのアクチュエータ 70 を使用することも可能となり、アクチュエータ 70 を小型化できる。
- [0113] 大歯車 77 のピッチ円半径を、基端側の端部リンク部材 5 のアーム長  $L$  の  $1/2$  以上としたことで、先端負荷による基端側の端部リンク部材 5 の曲げモーメントが小さくなる。そのため、リンク作動装置 61 全体の剛性を必要以上に高くしなくて済むと共に、基端側の端部リンク部材 5 の軽量化を図れる。例えば、基端側の端部リンク部材 5 をステンレス鋼 (SUS) からアルミに変更できる。また、大歯車 77 のピッチ円半径が比較的大きいため、大歯車 77 の歯部の面圧が減少し、リンク作動装置 61 全体の剛性が高くなる。また、大歯車 77 のピッチ円半径が前記アーム長の  $1/2$  以上であると、大歯車 77 が、基端側のリンクハブ 2 と基端側の端部リンク部材 5 の回転対偶部 T1 に設置する軸受 12 の外径よりも十分大きな径となるため、大歯車 77 の歯部と軸受 12 との間にスペースができ、大歯車 77 の設置が容易である。
- [0114] 特にこの第 2 実施形態の場合、大歯車 77 のピッチ円半径が前記アーム長  $L$  以上であるため、大歯車 77 のピッチ円半径がさらに大きくなり、前記作用・効果がより一層顕著に現れる。加えて、小歯車 76 をリンク機構 4 より

も外径側に設置することが可能となる。その結果、小歯車 76 の設置スペースを容易に確保することができ、設計の自由度が増す。また、小歯車 76 と他の部材との干渉が起こり難くなり、リンク作動装置 61 の可動範囲が広がる。

[0115] 小歯車 76 および大歯車 77 は、それぞれ平歯車であるため、製作が容易であり、しかも回転の伝達効率が高い。小歯車 76 は軸方向両側で軸受 80 により支持されているため、小歯車 76 の支持剛性が高い。それにより、先端負荷による基端側の端部リンク部材 5 の角度保持剛性が高くなり、リンク作動装置 61 の剛性や位置決め精度の向上に繋がる。また、アクチュエータ 70 の回転軸心 O3、小歯車 76 の回転軸心 O4、および基端側のリンクハブ 2 と基端側の端部リンク部材 5 との回転対偶部 T1 の中心軸 O1 が同一平面上にあるため、全体的なバランスが良く、組立性が良い。

[0116] 大歯車 77 は、基端側の端部リンク部材 5 に対して着脱自在であるため、歯車式の減速部 73A の減速比や、基端側のリンクハブ 2 に対する先端側のリンクハブ 3 の作動範囲等の仕様の変更が容易となり、リンク作動装置 61 の量産性が向上する。つまり、同じリンク作動装置 61 を、大歯車 77 を変えるだけで、様々な用途に適用することが可能である。また、メンテナンス性が良い。例えば、歯車式の減速部 73A に障害が生じた場合に、同減速部 73A のみを交換するだけで対処可能である。

[0117] この発明の第 3 実施形態にかかるリンク作動装置を図 14、および前記した第 1 実施形態で用いた図 2～図 6 を援用して説明する。なお、第 1 実施形態と同一または相当する構成部分には同一の符号を付してその詳しい説明を省略し、相違する構成について説明する。第 1 実施形態を示す図 1 との相違は、図 14 に示すこのリンク作動装置 51 は、平行リンク機構 1 および減速部 73 から落下する潤滑剤を受ける潤滑剤受け部材 200 を有している点である。

[0118] 前記潤滑剤受け部材 200 は、板状部 201 と、この板状部 201 の外周縁から板状部 201 の表面に対して交差する一方向に突出した突出部 202

とを有する皿状の部材であり、突出部202が基端側のリンクハブ2の側を向くように、板状部201の中央部を先端側のリンクハブ3の先端面に固定して設置されている。板状部201の先端側のリンクハブ3への固定は、例えばボルト（図示せず）によって行われる。この潤滑剤受け部材200は、簡単な構成であるため、安価に製作することができる。また、潤滑剤受け部材200は、平行リンク機構1および減速部73の下方位置にだけ設ければよく、平行リンク機構1の全体を覆うものではないため、コンパクトである。

[0119] 潤滑剤受け部材200を設けたことにより、図14のように基端側のリンクハブ2に対して先端側のリンクハブ3が下方に位置するように平行リンク機構1を下向きに設置した場合でも、平行リンク機構1の軸受12、19や減速部73のかさ歯車57、58から漏れ出て、平行リンク機構1を伝って落下または歯車部や軸受部から直接落下する潤滑剤が、潤滑剤受け部材200に受けられる。潤滑剤受け部材200は、板状部201の外周縁に突出部202を有する皿状であるため、先端側のリンクハブ3の姿勢変化に伴い潤滑剤受け部材200が傾いても、受けた潤滑剤が板状部201の外周縁から垂れることがない。そのため、下方の被作業物（図示せず）に潤滑剤が掛かることが防止される。

[0120] 言い換えると、潤滑剤受け部材200を設けると、軸受12、19やかさ歯車57、58から少しだけなら潤滑剤が漏れ出ることを許容できるため、軸受12、19やかさ歯車57、58のシール構造を簡素化できる。それにより、軸受12、19の寸法を小さくして、機構のコンパクト化を図ることができ、平行リンク機構1の高速位置決めが可能となる。また、軸受12、19やかさ歯車57、58の潤滑剤の交換を容易に行うことができ、メンテナンス性に優れる。さらに、コスト低減に繋がる。

[0121] 上記第3実施形態の場合、先端側のリンクハブ3に潤滑剤受け部材200が設けられており、同リンクハブ3の姿勢の変化に応じて潤滑剤受け部材200が動くため、平行リンク機構1の折れ角 $\theta$ （図4）が大きい場合、

潤滑剤受け部材200がかさ歯車57, 58や一部の軸受12, 19の真下に位置せずに、かさ歯車57, 58や軸受12, 19から落下する潤滑剤を潤滑剤受け部材200で受けられないことがある。よって、この実施形態の構成は、平行リンク機構1の折れ角が $\pm 45^\circ$ 以下で使用する場合に適用するのが有効である。

[0122] 図15に示す第4実施形態にかかるリンク作動装置51のように、潤滑剤受け部材200の突出部202を、その突出端側が、先端側のリンクハブ3の中心軸QBに向かって傾く形状とすると、先端側のリンクハブ3が大きく傾いた場合でも、潤滑剤受け部材200から潤滑剤が垂れることを防止できる。その場合、潤滑剤受け部材200の突出部202の傾き角度は、平行リンク機構1の動作範囲における折れ角 $\theta$ の最大値(最大折れ角) $\theta_{max}$ 以上とするのが望ましい。突出部202の傾き角度を上記のように定めると、常に突出部202の突出端側が中心方向に傾く状態となるため、潤滑剤が突出部202を乗り越えて垂れることを確実に防止できる。

[0123] また、図16に示す第5実施形態にかかるリンク作動装置51のように、潤滑剤受け部材200を、突出部202の突出端に結合され、板状部201と平行で内周部に貫通孔203aが形成された上板203を有する構成としてもよい。潤滑剤受け部材200が上板203を有すると、平行リンク機構1の先端側のリンクハブ3が $90^\circ$ (最大折れ角)傾いた状態でも、上板203が地面に対して垂直方向に向いているため、潤滑剤受け部材200に多量の潤滑剤が溜まっても、潤滑剤受け部材200から潤滑剤が垂れることを確実に防止できる。

[0124] 図17は、第6実施形態を示す。このリンク作動装置51は、ベース部材52に支柱204を介して支持され、ベース部材52と平行で内周部に貫通孔205aが形成されたリング状の固定部材205を有する。固定部材205の外周端には、ベース部材52側へ突出する突出部206が形成され、内周端にはベース部材52と反対側へ突出する内周立縁部207が形成されている。潤滑剤受け部材200は、先端側のリンクハブ3に固定された板状部

201と、この板状部201と固定部材205間の全周を覆い、これら両者を互いに連結する伸縮自在な連結部208とでなる。具体的には、連結部208は、シート状の弾性材料からなり、両端を板状部201の外周面および固定部材205の内周立縁部207の外周面にそれぞれ嵌合させて設置されている。連結部208を板状部201の外周面および固定部材205の内周立縁部207の外周面に対して固定バンドなどで固定すると良い。

[0125] この構成であると、平行リンク機構1における固定部材205よりも先端側の部分が潤滑剤受け部材200で広範に覆われるため、動作時に平行リンク機構1や減速部73から飛び散る潤滑剤も潤滑剤受け部材200で受けることができる。固定部材205の外周端に突出206が設けられているため、固定部材205の上に潤滑剤が落下しても、その潤滑剤が固定部材205の外側へ落ちることがなく、被作業物に潤滑剤が掛かることを防止できる。連結部208は伸縮自在であるため、基端側のリンクハブ2に対する先端側のリンクハブ3の姿勢が変わっても、それに応じて潤滑剤受け部材200の連結部208が変形することができる。

[0126] 図18に示す第7実施形態のように、潤滑剤受け部材200の連結部208Aは、板状部201と固定部材205間の全周を覆う蛇腹状の形状としても良い。その場合、連結部208Aは、外力が作用しない自然状態よりも小さく圧縮された状態で、板状部201および固定部材205に組み付けておく。この場合も、前記同様に、基端側のリンクハブ2に対する先端側のリンクハブ3の姿勢が変わっても、それに応じて潤滑剤受け部材200の連結部208Aが変形することができる。

[0127] 図19は、第8実施形態を示す。このリンク作動装置51は、減速部73のかさ歯車57、58から落下する潤滑剤を受ける潤滑剤受け部材210を設けたものである。潤滑剤受け部材210は、減速部73の真下に位置する板状部211と、この板状部211の外周縁からベース部材52側へ突出した突出部212とを有する皿状の部材であり、突出部212の一部分と繋がる取付部213を介して、ボルト（図示せず）等によりベース部材52に取

付けられている。潤滑剤受け部材 210 は、例えば板金等により製作される。

[0128] このような潤滑剤受け部材 210 を設けることで、減速部 73 から落下した潤滑剤が被作業物に掛かることを防止できる。ただし、平行リンク機構 1 から落下した潤滑剤が被作業物にかかることは防止できない。そのため、二点鎖線で示すように、図 14、図 15、図 16 の潤滑剤受け部材 200 を併用するのが望ましい。あるいは、軸受 12, 19 (図 6) をシール付き軸受とするか、軸受取付部にシール機能を持たせても良い。

[0129] シール機能を持たせた軸受取付部の構造の一例を以下に示す。図 20 は、基端側のリンクハブ 2 と基端側の端部リンク部材 5 の回転対偶部 T1 を示す。前記二つの軸受 12 はアンギュラ玉軸受であり、例えば背面組合せで配置されている。軸部材 13 の内端部分は、軸受 12 の内輪 12a の内周に嵌合した部分 13b よりも外径が大きい段差部 13c とされ、この段差部 13c の段差面 13d が内側の軸受 12 の内輪 12a の端面に当接することで、内輪 12a を軸方向に位置決めしている。また、外側の軸受 12 の内輪 12a と基端側の端部リンク部材 5 との間には、両端をこれらに接して間座 16 が設けられている。よって、前記ナット 14 を締付けることにより、基端側の端部リンク部材 5 および間座 16 を介して内輪 12a が前記段差面 13d に押付けられて、内輪 12a を締付け固定すると共に、軸受 12 に対して予圧を付与する。

[0130] 基端側のリンクハブ 2 における前記連通孔 11 の周辺部分は、環状内面形成部 87 とされる。図示例では、環状内面形成部 87 は基端側のリンクハブ 2 の一部とされているが、環状内面形成部 87 は基端側のリンクハブ 2 と別体であっても良い。また、図示例では、軸部である軸部材 13 は基端側の端部リンク部材 5 とは別部材とされているが、軸部は基端側の端部リンク部材 5 と一体に設けられていても良い。

[0131] 環状内面形成部 87 の一部は、軸受 12 の外輪 12b の外周に嵌合した部分すなわち外輪嵌合部 87a よりも内径が小さい段差部 87b とされ、この

段差部 87b の段差面 87c が内側の軸受 12 の外輪 12b の端面に当接することで、外輪 12b を軸方向に位置決めしている。また、外側の軸受 12 の外輪 12b は、環状内面形成部 87 に取付けた止め輪 17 によって抜け止めされている。

[0132] 前記軸部材 13 の段差部 13c の外周面と前記環状内面形成部 87 の段差部 87b の内周面とは、僅かな隙間 90A を介して非接触で対向している。これにより、軸部材 13 の段差部 13c と環状内面形成部 87 の段差部 87b とは互いに回転が可能でありながら、軸受 12 の内部と外部間の潤滑剤等の出入りを規制するシール構造 88 が構築されている。つまり、隙間 90A を狭くすることで、軸受 12 の内部の潤滑剤が外部に漏れることや、外部から軸受 12 の内部へ異物が侵入することを防いでいる。上記隙間 90A が狭いほどシール効果が高い。

[0133] 前記間座 16 の軸方向外側部分は、前記止め輪 17 を避けて外径側へ延びたつば状部 16a として形成されており、このつば状部 16a の外周面と環状内面形成部 87 の一部である外端部 87d とが、僅かな隙間 90B を介して非接触で対向している。これにより、間座 16 のつば状部 16a と環状内面形成部 87 の外端部 87d とは互いに回転が可能であり、かつ前記同様のシール機能を有するシール構造 89 が構築されている。上記隙間 90B が狭いほどシール効果が高い。

[0134] このように、リンクハブ 2(3) と端部リンク部材 5(6) の回転対偶部 T1(T4) では、軸受 12 の軸方向一方側に、回転対偶部の一方の対偶構成部材である端部リンク部材 5(6) に設けられた軸部材 13 と他方の対偶構成部材であるリンクハブ 2(3) に設けられた環状内面形成部 87 とでシール構造 88 が構築され、かつ軸方向他方側に、前記軸部材 13 の外周に嵌合する間座 16 と前記環状内面形成部 87 とでシール構造 89 が構築されている。

[0135] リンクハブ 2(3) および端部リンク部材 5(6) は、平行リンク機構 1 を構成する部品である。また、間座 16 は、軸受 12 の内輪 12a をナ

ット14で締付け固定する場合に、内輪12aに対して均一に荷重がかかるように、一般的に内輪12aとナット14の間に設けられる部品である。このように、必要不可欠な部品だけでシール構造88, 89を構築することで、別部材からなるシールを設ける必要がなくなり、軸受12の幅寸法を抑えることができる。そのため、リンク機構4の部品間の干渉が起り難く、作業範囲が広がる。また、軸受12周辺の寸法が小さくなるため、平行リンク機構1全体の軽量・コンパクト化を実現できる。

[0136] 組立性等の問題により、軸部材13と環状内面形成部87だけでは軸受12の両端にシール構造を構築することは難しいが、間座16と環状内面形成部87とによるシール構造を併用することで、軸受12の両端にシール構造88, 89を容易に構築することができる。

[0137] より詳しくは、前記シール構造88は、軸部材13の一部である段差部13cの外周面と、環状内面形成部87の一部である段差部87bの内周面との間の隙間90Aにより構築されている。軸部材13の段差部13cは内輪12aの位置決めに利用され、環状内面形成部87の段差部87bは外輪12bの位置決めに利用される。両段差部87c, 87bは互いに近い距離にあるため、別部材を設置することなく、容易に隙間90Aによるシール構造88を構築できる。

[0138] また、前記シール構造89は、間座16の一部であるつば状部16aの外周面と環状内面形成部87の一部である外端部87dの内周面との間の隙間90Bにより構築されている。間座16は内輪12aの締付け固定に利用され、環状内面形成部87の外端部87dは止め輪17の保持に利用される。間座16につば状部16aを設けて、つば状部16aの外周面と環状内面形成部87の外端部87dの内周面との距離を近くすることにより、別部材を設置することなく、容易に隙間90Bによるシール構造89を構築できる。

[0139] 図21は、基端側の端部リンク部材5と中央リンク部材7の回転対偶部T2を示す。前記二つの軸受19はアンギュラ玉軸受であり、例えば背面組合せで配置されている。軸部25の基端部分は、軸受19の内輪19aの内周

に嵌合した部分 25 b よりも外径が大きい段差部 25 c とされ、この段差部 25 c の段差面 25 d が基端側の軸受 19 の内輪 19 a の端面に当接することで、内輪 19 a を軸方向に位置決めしている。また、先端側の軸受 19 の内輪 19 a は、前記間座 26 に接している。よって、前記ナット 27 を締付けることにより、間座 26 を介して内輪 19 a が前記段差面 25 d に押付けられて、内輪 19 a を締付け固定すると共に、軸受 19 に対して予圧を付与する。

[0140] 中央リンク部材 7 における前記連通孔 23 の周辺部分は、環状内面形成部 28 とされる。図示例では、環状内面形成部 28 は中央リンク部材 7 の一部とされているが、環状内面形成部 28 は中央リンク部材 7 と別体であっても良い。また、図示例では、軸部 25 は基端側の端部リンク部材 5 と一体に設けられているが、軸部 25 は基端側の端部リンク部材 5 と別部材であっても良い。

[0141] 環状内面形成部 28 の一部は、軸受 19 の外輪 19 b の外周に嵌合した部分すなわち外輪嵌合部 28 a よりも内径が小さい段差部 28 b とされ、この段差部 28 b の段差面 28 c が基端側内側の軸受 19 の外輪 19 b の端面に当接することで、外輪 19 b を軸方向に位置決めしている。また、先端側の軸受 19 の外輪 19 b は、環状内面形成部 28 に取付けた止め輪 29 によって抜け止めされている。

[0142] 前記軸部 25 の段差部 25 c の外周面と前記環状内面形成部 28 の段差部 28 b の内周面とは、僅かな隙間 97 を介して非接触で対向している。これにより、軸部 25 の段差部 25 c と環状内面形成部 28 の段差部 28 b とは互いに回転が可能でありながら、軸受 19 の内部と外部間の潤滑剤等の出入りを規制するシール構造 95 が構築されている。つまり、隙間 97 を狭くすることで、軸受 19 の内部の潤滑剤が外部に漏れることや、外部から軸受 19 の内部へ異物が侵入することを防いでいる。上記隙間 97 が狭いほどシール効果が高い。

[0143] 前記間座 26 の軸方向先端側部分は、前記止め輪 29 を避けて外径側へ延

びたつば状部 26 a として形成されており、このつば状部 26 a の外周面と環状内面形成部 28 の一部である先端部 28 d とが、僅かな隙間 98 を介して非接触で対向している。これにより、間座 26 のつば状部 26 a と環状内面形成部 28 の先端部 28 d とは互いに回転が可能であり、かつ前記同様のシール機能を有するシール構造 96 が構築されている。上記隙間 98 が狭いほどシール効果が高い。

[0144] このように、端部リンク部材 5 (6) と中央リンク部材 7 の回転対偶部 T2 (T3) では、軸受 19 の軸方向一方側に、回転対偶部の一方の対偶構成部材である端部リンク部材 5 (6) に設けられた軸部 25 と他方の対偶構成部材である中央リンク部材 7 に設けられた環状内面形成部 28 とでシール構造 95 が構築され、かつ軸方向他方側に、前記軸部 25 の外周に嵌合する間座 26 と前記環状内面形成部 28 とでシール構造 96 が構築されている。

[0145] 前記同様に、必要不可欠な部品だけでシール構造 95, 96 を構築することで、別部材からなるシールを設ける必要がなくなり、軸受 19 の幅寸法を抑えることができる。そのため、リンク機構 4 の部品間の干渉が起り難く、作業範囲が広がる。また、軸受 19 周辺の寸法が小さくなるため、平行リンク機構 1 全体の軽量・コンパクト化を実現できる。

[0146] 組立性等の問題により、軸部 25 と環状内面形成部 28 だけでは軸受 19 の両端にシール構造を構築することは難しいが、間座 26 と環状内面形成部 28 とによるシール構造を併用することで、軸受 19 の両端にシール構造 95, 96 を容易に構築することができる。

[0147] より詳しくは、前記シール構造 95 は、軸部 25 の一部である段差部 25 c の外周面と、環状内面形成部 28 の一部である段差部 28 b の内周面との間の隙間 97 により構築されている。軸部 25 の段差部 25 c は内輪 19 a の位置決め利用され、環状内面形成部 28 の段差部 28 b は外輪 19 b の位置決め利用される。両段差部 25 c, 28 b は互いに近い距離にあるため、別部材を設置することなく、容易に隙間 97 によるシール構造 95 を構築できる。

[0148] また、前記シール構造 96 は、間座 26 の一部であるつば状部 26 a の外周面と環状内面形成部 28 の一部である外端部 28 d の内周面との間の隙間 98 により構築されている。間座 26 は内輪 19 a の締付け固定に利用され、環状内面形成部 28 の外端部 28 d は止め輪 29 の保持に利用される。間座 26 につば状部 26 a を設けて、つば状部 26 a の外周面と環状内面形成部 28 の外端部 28 d の内周面との距離を近くすることにより、別部材を設置することなく、容易に隙間 98 によるシール構造 96 を構築できる。

[0149] 図 22 ないし図 25 に示す第 9 実施形態は、上記実施形態と比べて平行リンク機構の構成が異なるリンク作動装置を示す。図 22 に示すように、このリンク作動装置 61 も、前記リンク作動装置 51 と同様に、水平状のベース部材 62 と、このベース部材 62 にスペーサ 62 a を介して下向きに設置された平行リンク機構 1 と、この平行リンク機構 1 を作動させる複数のアクチュエータ 70 と、各アクチュエータ 70 の駆動力を平行リンク機構 1 へ伝達する減速部 73 A と、各アクチュエータ 70 を制御する制御装置 65 とを備える。なお、ベース部材 62 には、減速部 73 A の後記大歯車 77 が嵌り込む開口 62 b が形成されている。また、リンク作動装置 61 は、平行リンク機構 1 および減速部 73 A から落下する潤滑剤を受ける潤滑剤受け部材 200 を有している。図示例の潤滑剤受け部材 200 は、図 14 に示すものと同じであるが、図 15 または図 16 に示すものとしても良い。

[0150] このリンク作動装置 61 の平行リンク機構 1 は、基端側のリンクハブ 2 および先端側のリンクハブ 3 に対して端部リンク部材 5, 6 をそれぞれ回転自在に支持する軸受 12 (図 24) を外輪回転タイプとしたものである。それに伴い、図 2、図 3 の平行リンク機構 1 と比べて、各部の形状が少し異なるが、基本的な構成は同じである。よって、基本的に同じ構成である箇所については、説明を省略し、図面に同一符号を付してある。なお、図 23 は、基端側のリンクハブ 2 の中心軸 Q A と先端側のリンクハブ 3 の中心軸 Q B とが同一線上にある状態を示している。

[0151] 図2、図3の平行リンク機構1と比べて異なる点を、基端側のリンクハブ2と基端側の端部リンク部材5の回転対偶部T1、および基端側の端部リンク部材5と中央リンク部材7の回転対偶部T2を例にとって説明する。図24に示すように、回転対偶部T1は、基端側のリンクハブ2の円周方向の3箇所に軸部35が形成され、これら軸部35の外周に、並列に設けた二つの軸受12を介して基端側の端部リンク部材5が回転自在に支持されている。二つの軸受12は、基端側の端部リンク部材5に形成された連通孔134内に設けられ、間座136を介して、軸部35の先端ねじ部35aに螺着したナット137によって締付け固定されている。

[0152] また、回転対偶部T2は、基端側の端部リンク部材5の連通孔44内に二つの軸受19を設け、これら軸受19により中央リンク部材7の軸部45を回転自在に支持する構造である。軸受19は、間座46を介して、軸部45の先端ねじ部45aに螺着したナット47によって締付け固定されている。

[0153] 図25およびその部分拡大図である第2実施形態で引用した図13に示すように、このリンク作動装置61のアクチュエータ70はロータリアクチュエータ、より詳しくは減速機70a付きのサーボモータであって、モータ固定部材72によりベース部材62に固定されている。減速部73Aは、歯車式の減速機構として構成されている。この実施形態では、アクチュエータ70および減速部73Aが、平行リンク機構1の3組のリンク機構4のすべてに設けられているが、3組のリンク機構4のうちの少なくとも2組に設ければ、平行リンク機構1の動作を規定することができる。

[0154] この実施形態では、潤滑剤受け部材200として、図14に示すものと同じものが用いられている。それにより、平行リンク機構1の軸受12、19、並びに減速部73Aの大小歯車77、76および軸受80から落下する潤滑剤を潤滑剤受け部材100が受けて、下方の被作業物（図示せず）に掛かるのを防止することができる。潤滑剤受け部材100としては、図15または図16に示すものを用いてもよい。また、減速部73Aから落下する潤滑剤のみを受ける潤滑剤受け部材（図示せず）を設け、平行リンク機

構 1 の軸受 1 2, 1 9 は、シール付き軸受とするか、軸受取付部にシール機能を持たせた構成としてもよい。

[0155] シール機能を持たせた軸受取付部の構造の一例を以下に示す。図 2 6 は、基端側のリンクハブ 2 と基端側の端部リンク 5 の回転対偶部 T 1 を示す。前記二つの軸受 1 2 はアンギュラ玉軸受であり、例えば背面組合せで配置されている。軸部 3 5 の基端部分は、軸受 1 2 の内輪 1 2 a の内周に嵌合した部分 3 5 b よりも外径が大きい段差部 3 5 c とされ、この段差部 3 5 c の段差面 3 5 d が基端側の軸受 1 2 の内輪 1 2 a の端面に当接することで、内輪 1 2 a を軸方向に位置決めしている。また、先端側の軸受 1 2 の内輪 1 2 a は、前記間座 1 3 6 に接している。よって、前記ナット 1 3 7 を締付けることにより、間座 1 3 6 を介して内輪 1 2 a が前記段差面 3 5 d に押付けられて、内輪 1 2 a を締付け固定すると共に、軸受 1 2 に対して予圧を付与する。

[0156] 基端側の端部リンク部材 5 における前記連通孔 1 3 4 の周辺部分は、環状内面形成部 9 9 とされる。図示例では、環状内面形成部 9 9 は基端側の端部リンク部材 5 の一部とされているが、環状内面形成部 9 9 は基端側の端部リンク部材 5 と別体であっても良い。また、図示例では、軸部 3 5 は基端側のリンクハブ 2 と一体に設けられているが、軸部 3 5 は基端側のリンクハブ 2 と別部材であっても良い。

[0157] 環状内面形成部 9 9 の一部は、軸受 1 2 の外輪 1 2 b の外周に嵌合した部分すなわち外輪嵌合部 9 9 a よりも内径が小さい段差部 9 9 b とされ、この段差部 9 9 b の段差面 9 9 c が基端側の軸受 1 2 の外輪 1 2 b の端面に当接することで、外輪 1 2 b を軸方向に位置決めしている。また、基端側の端部リンク部材 5 には、その側面から突出して基端が外輪嵌合部 9 9 a の一部となる環状のつば状部 9 9 d を有しており、外輪嵌合部 9 9 a に外輪 1 2 b が嵌合した状態で前記つば状部 9 9 d を内径側へかしめることで、外輪 1 2 b を締め込み嵌めとし、またはつば状部 9 9 d の外輪 1 2 b よりも突出した部分である先端部 9 9 d a の基端を外輪 1 2 b の端面に係合させることで、前記段差部 9 9 b とかしめ部分の間で外輪 1 2 b を軸方向に抜け止めした状態に

位置決めしている。

- [0158] 前記軸部 35 の段差部 35 c の外周面と前記環状内面形成部 99 の段差部 99 b の内周面とは、僅かな隙間 40 を介して非接触で対向している。これにより、軸部 35 の段差部 35 c と環状内面形成部 99 の段差部 99 b とは互いに回転が可能でありながら、軸受 12 の内部と外部間の潤滑剤等の出入りを規制するシール構造 41 が構築されている。つまり、隙間 40 を狭くすることで、軸受 12 の内部の潤滑剤が外部に漏れることや、外部から軸受 12 の内部へ異物が侵入することを防いでいる。上記隙間 40 が狭いほどシール効果が高い。
- [0159] 前記間座 136 の軸方向先端側部分は、外輪 12 a との接触を避けて外径側へ延びたつば状部 136 a として形成されており、このつば状部 136 a の外周面と環状内面形成部 99 の一部である前記先端部 99 d a の内周面とが、僅かな隙間 42 を介して非接触で対向している。これにより、間座 136 のつば状部 136 a と環状内面形成部 99 の先端部 99 d a とは互いに回転が可能であり、かつ前記同様のシール機能を有するシール構造 43 が構築されている。上記隙間 42 が狭いほどシール効果が高い。
- [0160] 図 27 は、基端側の端部リンク部材 5 と中央リンク部材 7 の回転対偶部 T2 を示す。前記二つの軸受 19 はアンギュラ玉軸受であり、例えば背面組合せで配置されている。軸部 45 の基端部分は、軸受 19 の内輪 19 a の内周に嵌合した部分 45 b よりも外径が大きい段差部 45 c とされている。この段差部 45 c は 2 段の段差 45 c a, 45 c b を有し、1 段目の段差 45 c a の段差面 45 d が基端側の軸受 19 の内輪 19 a の端面に当接することで、内輪 19 a を軸方向に位置決めしている。2 段目の段差 45 c b は別部材としても良い。例えば、2 段目の段差 45 c b をリング部材とし、その内周面を 1 段目の段差 45 c a の外周面に嵌合させて固定しても良い。また、先端側の軸受 19 の内輪 19 a は、前記間座 46 に接している。よって、前記ナット 47 を締付けることにより、間座 46 を介して内輪 19 a が前記段差面 45 d に押付けられて、内輪 19 a を締付け固定すると共に、軸受 19 に

対して予圧を付与する。

- [0161] 基端側の端部リンク部材 5 における前記連通孔 4 4 の周辺部分は、環状内面形成部 4 8 とされる。図示例では、環状内面形成部 4 8 は基端側の端部リンク部材 5 の一部とされているが、環状内面形成部 4 8 は基端側の端部リンク部材 5 と別体であっても良い。また、図示例では、軸部 4 5 は中央リンク部材 7 と一体に設けられているが、軸部 4 5 は中央リンク部材 7 と別部材であっても良い。
- [0162] 環状内面形成部 4 8 の一部は、軸受 1 9 の外輪 1 9 b の外周に嵌合した部分すなわち外輪嵌合部 4 8 a よりも内径が小さい段差部 4 8 b とされ、この段差部 4 8 b の段差面 4 8 c が先端側の軸受 1 9 の外輪 1 9 b の端面に当接することで、外輪 1 9 b を軸方向に位置決めしている。また、基端側の端部リンク部材 5 には、その側面から突出して基端が外輪嵌合部 4 8 a の一部となる環状のつば状部 4 8 d を有しており、外輪嵌合部 4 8 a に外輪 1 9 b が嵌合した状態で前記つば状部 4 8 d を内径側へかしめることで、外輪 1 9 b を締め込みとし、またはつば状部 4 8 d の外輪 1 9 b よりも突出した部分である先端部 4 8 d a の基端を外輪 1 9 b の端面に係合させることで、前記段差部 4 8 b とかしめ部分の間で外輪 1 9 b を軸方向に抜け止めした状態に位置決めしている。
- [0163] 前記軸部 4 5 の段差部 4 5 c の外周面と前記環状内面形成部 4 8 の先端部 4 8 d a の内周面とは、僅かな隙間 5 0 を介して非接触で対向している。これにより、軸部 4 5 の段差部 4 5 c と環状内面形成部 4 8 の先端部 4 8 d a とは互いに回転が可能でありながら、軸受 1 9 の内部と外部間の潤滑剤等の出入りを規制するシール構造 1 5 1 が構築されている。つまり、隙間 5 0 を狭くすることで、軸受 1 9 の内部の潤滑剤が外部に漏れることや、外部から軸受 1 9 の内部へ異物が侵入することを防いでいる。上記隙間 5 0 が狭いほどシール効果が高い。
- [0164] 前記間座 4 6 の外周面と環状内面形成部 4 8 の段差部 4 8 b の内周面とが、僅かな隙間 1 5 2 を介して非接触で対向している。これにより、間座 4 6

と環状内面形成部48の段差部48bとは互いに回転が可能であり、かつ前記同様のシール機能を有するシール構造153が構築されている。上記隙間152が狭いほどシール効果が高い。

[0165] 以上、基端側のリンクハブ2と基端側の端部リンク部材5の回転対偶部T1、および基端側の端部リンク部材5と中央リンク部材7の回転対偶部T2について説明した。詳細な説明は省略するが、先端側のリンクハブ3と先端側の端部リンク部材6の回転対偶部T4は回転対偶部T1と同じ構造であり、先端側の端部リンク部材6と中央リンク部材7の回転対偶部T3は回転対偶部T2と同じ構成である。このように、各リンク機構4における4つの回転対偶部T1～T4に軸受12, 19を設けた構造とすることにより、前記実施形態の場合と同様の作用・効果が得られる。

[0166] この発明にかかる制御方法が適用されたリンク作動装置の第10実施形態を図28～図29と共に説明する。図28に示すように、このリンク作動装置51は、平行リンク機構1と、この平行リンク機構1を支持する基台64と、平行リンク機構1を作動させる複数（後記リンク機構4と同数）のアクチュエータ53と、これらアクチュエータ53を制御する制御装置54とを備える。この例では、制御装置54がコントローラ56内に設けられているが、制御装置54はコントローラ56と別に設けてもよい。

[0167] 図28において、基台64は縦長の部材であって、その上面に平行リンク機構1の基端側のリンクハブ2が固定されている。基台64の上部の外周にはつば状のベース部材52が設けられ、このベース部材52に前記アクチュエータ53が垂下状態で取付けられている。アクチュエータ53の数は、リンク機構4と同数の3個である。アクチュエータ53はロータリアクチュエータからなり、その出力軸に取付けたかさ歯車57と基端側のリンクハブ2の軸部材13（図6）に取付けた扇形のかさ歯車58とが噛み合っている。

[0168] このリンク作動装置51は、コントローラ56を操作して各アクチュエータ53を回転駆動することで、平行リンク機構1を作動させる。詳しく

は、アクチュエータ53が回転駆動すると、その回転が一对のかさ歯車57, 58を介して軸部材13に伝達されて、基端側のリンクハブ2に対する基端側の端部リンク部材5の角度が変更する。それにより、基端側のリンクハブ2に対する先端側のリンクハブ3の位置および姿勢（以下、「先端位置姿勢」とする）が決まる。ここでは、かさ歯車57, 58を用いて基端側の端部リンク部材5の角度を変更しているが、その他の機構（例えば、平歯車やウォーム機構）でも良い。

[0169] パラレルリンク機構1を作動させるためのアクチュエータ53の回転駆動は、コントローラ56に設けられた指令操作器（図示せず）による指令に基づき、制御装置54による自動制御で行う。制御装置54は、コンピュータによる数値制御式のものであり、同期・姿勢制御手段54aを有する。同期・姿勢制御手段54aは、3つのアクチュエータ53のすべてが同時に動作を開始して同時に動作を完了するように制御する同期制御と、アクチュエータ53ごとの動作を制御して、前記先端側のリンクハブ3を任意の姿勢に変更する姿勢制御とを行う。

[0170] 姿勢制御は以下のように行う。まず、指令された先端位置姿勢に応じて、各基端側の端部リンク部材5の回転角 $\beta_n$ （図29）を求める。ここで言う回転角 $\beta_n$ は、指令された先端位置姿勢に対応する各基端側の端部リンク部材5の回転角（水平面からの角度）のことである。

[0171] 回転角 $\beta_n$ （ $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ ）を求めたなら、アクチュエータ53（ $53_1, 53_2, 53_3$ ）ごとに制御パラメータを決める。各アクチュエータ53（ $53_1, 53_2, 53_3$ ）の制御パラメータは、例えば図30のような波形になる。すなわち、回転開始から $t_1$ 時までは加速し、 $t_1$ 時から $t_2$ 時までには指令速度 $V_n$ （ $V_1, V_2, V_3$ ）を維持し、その後、減速して $t_3$ 時に回転を停止する。アクチュエータ $53_1$ の場合、ハッチングで示された範囲の面積が、アクチュエータ $53_1$ の動作量、すなわち基端側の端部リンク部材5の回転角 $\beta_1$ を示す。他のアクチュエータ $53_2, 53_3$ についても同様である。図から明らかなように、同期制御により、各アクチュエータ53（ $53_1$

、 $53_2$ 、 $53_3$ ) が同時に動作を開始して同時に動作を完了し、かつ加速時間および減速時間も各アクチュエータ $53$  ( $53_1$ 、 $53_2$ 、 $53_3$ ) で同じになるように制御されている。

[0172] 例えば、前記指令速度 $V_n$  ( $V_1$ 、 $V_2$ 、 $V_3$ ) は、現在の回転角 $\beta_n$  ( $\beta_1$ 、 $\beta_2$ 、 $\beta_3$ ) と指令姿勢の回転角 $\beta_n'$  ( $\beta_1'$ 、 $\beta_2'$ 、 $\beta_3'$ ) との差分の比率で定義されており、指令速度 $V_n$ の基準となるベース速度を $V$ とすると、指令速度 $V_n$ は式9で表される。

[数5]

$$V_n = \frac{V(\beta_n' - \beta_n)}{\sqrt{(\beta_1' - \beta_1)^2 + (\beta_2' - \beta_2)^2 + (\beta_3' - \beta_3)^2}} \quad (n=1,2,3)$$

… (式9)

この場合、ベース速度 $V$ は各アクチュエータ $53$ の指令速度 $V_n$ の合成速度となり、どのような状況においても基端側のリンクハブ5の移動速度がほぼ一定となるように制御できる。

[0173] また、指令速度 $V_n$ は、最高速度を $V_{max}$ 、現在の回転角 $\beta_n$ と指令姿勢の回転角 $\beta_n'$ の差分( $\beta_n' - \beta_n$ )の最大を $\Delta\beta_{max}$ とした場合に、式10で表される関係式を用いて計算しても良い。

$$V_n = V_{max} (\beta_n' - \beta_n) / \Delta\beta_{max} \quad ; \quad (n = 1, 2, 3)$$

… (式10)

この場合、常に少なくとも1つのアクチュエータ $53$ を最高速度で駆動でき、基端側のリンク部材5の回転速度が最大となるように制御できる。

[0174] このように3つのアクチュエータ $53$ の指令速度 $V_n$ を設定することで、3つのアクチュエータ $53$ の同期制御が可能となる。ベース速度 $V$ や最高速度 $V_{max}$ は、先端側のリンクハブ3の整定時間により調整すればよい。整定時間とは、アクチュエータ $53$ の動作完了から先端側のリンクハブ3が完全に静止するまでの時間のことである。アクチュエータ $53$ が回転を開始してから指令速度 $V_n$ に達するまでの加速度、および指令速度 $V_n$ から回転を停止

するまでの減速度は、図30における直線の傾きで表され、加速時間と指令速度 $V_n$ 、並びに減速時間と指令速度 $V_n$ によってそれぞれ決まる。

[0175] 各アクチュエータ53の加速時間および減速時間（「加減速時間」とする）は、リンク作動装置1の持つ共振周波数の1周期付近に設定してある。具体的には、リンク作動装置1の持つ共振周波数の0.8ないし1.2周期の範囲内に設定するのが望ましい。その理由を、以下に説明する。なお、ここで言う共振周波数は、先端側のリンクハブ3に搭載物を設置した状態での共振周波数のことである。

[0176] 図31は、加減速時間を一定にしてベース速度 $V$ （または指令速度 $V_n$ ）により加減速度を変更した場合における加減速度と整定時間との関係を示すグラフである。また、図32は、ベース速度 $V$ （または指令速度 $V_n$ ）を一定にして加減速時間により加減速度を変更した場合における加減速度と整定時間との関係を示すグラフである。図31のように、加減速度が小さいほど整定時間が短くなるのが一般的であるが、図32ではある加減速度までは整定時間は短くなり、その後、整定時間は一定または長くなる傾向が見られる。整定時間の傾向が変わる変曲点は、図33で示すように、リンク作動装置51の持つ共振周波数の1周期付近で見られる。

[0177] 図34は、共振周波数の1周期分ごとに加速するステップ加速を行う場合の先端側のリンクハブ3の振動の振幅を示す。先端側のリンクハブ3は半周期後に加速を打ち消す方向に振動するため、ステップ加速後の先端側のリンクハブ3の振動が小さくなると考えられる。そのため、加減速時間をこの付近（0.8～1.2周期）に設定すれば、整定時間の短縮が可能となる。また、正弦波が最大振幅となるのは、0.75周期と1.25周期である。そこで、加速終了後や減速終了後に最大振幅で振動している状態となるのを避けるために、加減速時間をリンク作動装置の持つ共振周波数の0.8ないし1.2周期としている。

[0178] より好ましくは、加減速時間を、リンク作動装置51の持つ共振周波数の0.9～1.1周期（±10%）の範囲内に設定すると良い。上記範囲内に

加減速時間を設定すれば、加減速終了時の振幅が共振周波数の最大振幅に対して  $1/2$  以下となり、余剰エネルギーが小さくなる。その結果、高速動作時でもアクチュエータが動作を完了した後の先端側のリンクハブの振動が小さくなり、さらに先端側のリンクハブの高速で高精度の位置決め動作が可能となると共に、さらなる整定時間の短縮が可能となる。

[0179] このリンク作動装置 5 1 のパラレルリンク機構 1 は、4 つの回転対偶部からなる 3 節連鎖のリンク機構 4 を 3 組備えた構成であり、3 組のリンク機構 4 のうち少なくとも 2 組にアクチュエータ 5 3 が設けられていれば、先端位置姿勢を確定することができる。しかし、このリンク作動装置 5 1 は、3 組すべてのリンク機構 4 にアクチュエータ 5 3 が設けられており、各アクチュエータ 5 3 の回転を冗長制御により制御するようになっている。それにより、どのような先端位置姿勢においても、各アクチュエータ 5 3 の駆動トルクのバランスを良くすることができ、また先端側のリンクハブ 3 の整定時間を短くできる。さらに、アクチュエータ 5 3 およびその周辺部分のガタやリンク機構 4 のガタを詰めるように制御できるため、アクチュエータ 5 3 を停止した後のガタによる先端側のリンクハブ 3 の振動を抑制でき、整定時間が短くなる。

[0180] 図 3 5 および図 3 6 は、この発明の第 1 1 実施形態にかかる制御方法が適用されるリンク作動装置 6 1 を示す。このリンク作動装置 6 1 は、図 3 5 に示すように、パラレルリンク機構 1 を介して、基端側の基台 6 2 に対して先端側に、各種器具等が取付けられる先端取付部材 6 3 を姿勢変更可能に連結したものである。基台 6 2 と、パラレルリンク機構 1 の基端側のリンクハブ 2 との間にはスペーサ 6 7 を介在させてある。

[0181] 図 3 6 に示すように、このリンク作動装置 6 1 も、コントローラ 8 6 に設けられた指令操作器（図示せず）の指令に基づき、制御装置 8 4 による自動制御で行う。制御装置 8 4 は同期・姿勢制御手段 8 4 a を有し、この姿勢制御手段 8 4 a により、3 つのアクチュエータ 7 0 のすべてが同時に動作を開始して同時に動作を完了するように制御する同期制御と、アクチュエータ 7

0ごとの動作を制御して、前記先端側のリンクハブ3を任意の姿勢に変更する姿勢制御とを行う。それにより、前記同様の作用・効果が得られる。

[0182] この発明の第12実施形態を図37により説明する。図37は、上記制御方法とは別の制御方法によりアクチュエータを制御するリンク作動装置を示す。このリンク作動装置91は、平行リンク機構1が前記リンク作動装置61のものと同じ構成であるが、前記リンク作動装置51のものと同じ構成であっても良い。この制御方法は、いずれの場合にも適用できる。

[0183] この制御方法では、先端側のリンクハブ3に、先端側のリンクハブ3にリンク作動装置91の持つ共振周波数を検出する共振周波数検出用センサ92を設置する。共振周波数検出用センサ92は、先端位置姿勢の変化に伴い出力が変動するものであれば良く、例えば加速度ピックアップを用いる。加速度ピックアップは小型で設置し易い。他に、傾斜角センサを用いても良い。また、リンク作動装置91の基端側に、共振周波数検出用センサ92の信号から共振周波数を計算する共振周波数測定器93を設置する。共振周波数測定器93としては、例えばFFTアナライザを用いる。FFTアナライザで容易に加速時間および減速時間を設定できる。共振周波数検出用センサ92と共振周波数測定器93とは、可撓性のケーブル94により接続されている。

[0184] この制御方法によると、共振周波数測定器93により共振周波数検出用センサ92の信号から共振周波数を計算し、その計算結果に基づいてアクチュエータ（図示せず）の加減速時間の設定値を変更する。これにより、先端負荷やリンク作動装置91の剛性が変わっても、容易に加速時間および減速時間を更新できる。例えば、先端側のリンクハブ3の搭載物を変更したり取付け位置を変えたりした場合にも、加速時間および減速時間を最適に設定することができる。そのため、どのような状況においても、アクチュエータを停止した後の先端側のリンクハブ3の振動を小さくでき、高速で高精度の位置決め動作が可能となる。

[0185] 加速時間および減速時間の更新は、電源投入時に行なってもよく、一定周

期ごとに行ってもよく、人為的に任意のタイミングで行ってもよい。また、正常動作時において、共振周波数検出用センサ 9 2 が常に共振周波数を監視し、加速時間および減速時間の設定値と比較して、ずれが生じた場合に自動で加速時間および減速時間の設定値を更新するようにしてもよい。

[0186] 前記第 3 ～第 9 実施形態は、アクチュエータ 5 3 の制御装置 5 4 が前記先端姿勢を、前記基端側のリンクハブ 2 の中心軸 Q A に対して前記先端側のリンクハブ 3 の中心軸 Q B が傾斜した垂直角度である折れ角  $\theta$  と、前記基端側のリンクハブ 2 の中心軸 Q A に対して前記先端側のリンクハブ 3 の中心軸 Q B が傾斜した水平角度である旋回角  $\phi$  とによって規定し、

前記操作装置 5 5 が、

前記基端側のリンクハブ 2 の中心軸 Q A の延長軸上に原点 O が位置し、前記中心軸の延長軸と直交する 2 次元の直交座標系上の座標位置で、目標とする前記先端姿勢を人為操作で指定する姿勢指定手段と、

この姿勢指定手段 5 5 a により指定された座標位置から、演算により前記折れ角  $\theta$  および旋回角  $\phi$  で表される前記先端姿勢を取得する姿勢取得手段 5 5 b と、

この姿勢取得手段 5 5 b により取得された前記先端姿勢の情報を前記制御装置 5 4 に与える姿勢情報付与手段 5 5 c と、

を備える」という前提条件を要件としないつぎの態様 1 ～ 10 を含む。

[0187] [態様 1]

基端側のリンクハブ 2 に対し先端側のリンクハブ 3 を、3 組以上のリンク機構 4 を介して姿勢を変更可能に連結し、前記各リンク機構 4 は、それぞれ前記基端側のリンクハブ 2 および先端側のリンクハブ 3 に一端が回転可能に連結された基端側および先端側の端部リンク部材と、これら基端側および先端側の端部リンク部材の他端に両端がそれぞれ回転可能に連結された中央リンク部材 7 とでなり、前記各リンク機構 4 は、このリンク機構を直線で表現した幾何学モデルが、前記中央リンク部材 7 の中央部に対する基端側部分と先端側部分とが対称を成す形状であるパラレルリンク機構 1 と、このパラレ

ルリンク機構 1 の前記 3 組以上のリンク機構 4 のうち 2 組以上のリンク機構 4 を駆動して、前記基端側のリンクハブ 2 に対する前記先端側のリンクハブ 3 の姿勢を任意に変更させるアクチュエータ 5 3 と、このアクチュエータ 5 3 の駆動力を対応するリンク機構 4 へ伝達する駆動伝達機構とを備えたリンク作動装置 5 1 であって、

前記基端側のリンクハブ 2 よりも前記先端側のリンクハブ 3 が下方に位置し、前記平行リンク機構 1 または前記駆動伝達機構 7 3 に、これら平行リンク機構 1 および駆動伝達機構 7 3 の少なくともどちらかから落下する潤滑剤を受ける潤滑剤受け部材 2 0 0 を設けたリンク作動装置 5 1。

[0188] リンク作動装置の可動部分である平行リンク機構 1 は、基端側のリンクハブ 2 と、先端側のリンクハブ 3 と、3 組以上のリンク機構 4 とで、基端側のリンクハブ 2 に対し先端側のリンクハブ 3 が直交 2 軸方向に移動自在な 2 自由度機構として構成される。言い換えると、基端側のリンクハブ 2 に対して先端側のリンクハブ 3 を、回転が 2 自由度で姿勢変更自在な機構である。この 2 自由度機構は、コンパクトでありながら、基端側のリンクハブ 2 に対する先端側のリンクハブ 3 の可動範囲を広くとれる。例えば、基端側のリンクハブ 2 の中心軸 Q A と先端側のリンクハブ 3 の中心軸 Q B の折れ角  $\theta$  は最大で約  $\pm 90^\circ$  であり、基端側のリンクハブ 2 に対する先端側のリンクハブ 3 の旋回角  $\phi$  を  $0^\circ \sim 360^\circ$  の範囲に設定できる。

[0189] 平行リンク機構 1 または駆動伝達機構に潤滑剤受け部材 2 0 0 を設けたことにより、基端側のリンクハブ 2 に対して先端側のリンクハブ 3 が下方に位置するように平行リンク機構 1 を下向きに設置した場合でも、平行リンク機構 1 や駆動伝達機構 7 3 から落下する潤滑剤が、潤滑剤受け部材 2 0 0 に受けられる。具体的には、平行リンク機構 1 に設けられた軸受 1 2, 1 9 や駆動伝達機構 7 3 に設けられた歯車 5 7, 5 8 から漏れ出て、平行リンク機構 1 を伝って落下、または軸受 1 2, 1 9 や歯車 5 7, 5 8 から直接落下する潤滑剤が、潤滑剤受け部材 2 0 0 に受けられる。そのため、下方の被作業物に潤滑剤が掛かることが防止される。潤滑剤受け部材

200は、単に平行リンク機構1または駆動伝達機構73から落下する潤滑剤を受けるだけの簡単な構成であるため、安価に製作することができる。また、潤滑剤受け部材200は、平行リンク機構1または駆動伝達機構73の下方位置にだけ設ければよく、平行リンク機構1の全体を覆うものではないため、コンパクトである。

[0190] 言い換えると、潤滑剤受け部材200を設けると、平行リンク機構1の軸受12, 19や駆動伝達機構73の歯車57, 58から少しだけなら潤滑剤が漏れ出ることを許容できるため、軸受取付部や歯車取付部のシール構造を簡素化できる。それにより、軸受等の寸法を小さくして、機構のコンパクト化を図ることができ、平行リンク機構1の高速位置決めが可能となる。また、軸受取付部や歯車取付部の潤滑剤の交換を容易に行うことができ、メンテナンス性に優れる。さらに、コスト低減に繋がる。

[0191] [態様2]

態様1において、前記潤滑剤受け部材200は、板状部201と、この板状部201の外周縁から板状部201の表面に対して交差する一方向に突出した突出部202とを有する皿状の部材であり、前記突出部202前記基端側のリンクハブ2の側を向くように、前記先端側のリンクハブ3に設置されているリンク作動装置51。

[0192] [態様3]

態様2において、前記潤滑剤受け部材200の突出部202は、その突出端側が前記先端側のリンクハブ3の中心軸QBに向かって傾いているリンク作動装置。

[0193] [態様4]

態様3において、前記基端側のリンクハブ2の中心軸QAに対して前記先端側のリンクハブ3の中心軸QBが傾斜した垂直角度を折れ角 $\theta$ とした場合、前記潤滑剤受け部材200の突出部202の傾き角度を、前記平行リンク機構1の動作範囲における前記折れ角の最大値 $\theta_{max}$ 以上とした作動装置。

## [0194] [態様 5]

態様 2 において、前記潤滑剤受け部材 200 は、前記突出部 202 の突出端に結合され前記板状部 201 と平行で内周部に貫通孔が形成された上板 203 を有するリンク作動装置 51。

## [0195] [態様 6]

態様 1 において、前記基端側のリンクハブ 2 および前記アクチュエータ 53 が設置されたベース部材 52 と、このベース部材 52 に支持されベース部材 52 と平行で内周部に貫通孔が形成された固定部材 205 とを有し、前記潤滑剤受け部材 200 は、前記先端側のリンクハブ 2 に固定された板状部 201 と、この板状部 201 と前記固定部材 205 間の全周を覆い、これら両者を互いに連結する伸縮自在な連結部 207 とを有するリンク作動装置 51。

## [0196] [態様 7]

態様 6 において、前記潤滑剤受け部材 200 の連結部 207 は、蛇腹状の形状であり、外力が作用しない自然状態よりも小さく圧縮された状態で前記板状部 201 および前記固定部材 205 に組み付けられているリンク作動装置 51。

## [0197] [態様 8]

態様 6 において、前記潤滑剤受け部材 200 の連結部 207 は、シート状の弾性材料からなるリンク作動装置 51。

## [0198] [態様 9]

態様 6 ないし態様 8 のいずれか 1 項において、前記固定部材 205 は、その外周部に前記ベース部材 52 側へ突出する突出部 206 を有するリンク作動装置 51。

## [0199] [態様 10]

態様 1 において、前記基端側のリンクハブ 2 および前記アクチュエータ 53 が設置されたベース部材 52 を有し、前記潤滑剤受け部材 200 は、板状部 201 と、この板状部 201 の外周縁から板状部 201 の表面に対して交

差する一方向に突出した突出部 206 とを有する皿状の部材であり、前記板状部 201 が前記駆動伝達機構 73 の下方を覆い、前記突出部 206 が前記ベース部材 52 の側を向くように、前記ベース部材 52 または前記駆動伝達機構 73 の固定部に設置されているリンク作動装置 51。

[0200] また、前記第 10～第 12 実施形態もやはり、前記前提条件を要件としないつぎの態様 11～23 を含む。

[0201] [態様 11]

基端側のリンクハブ 2 に対し先端側のリンクハブ 3 を、3 組以上のリンク機構 4 を介して姿勢を変更可能に連結し、前記各リンク機構 4 は、それぞれ前記基端側のリンクハブ 2 および先端側のリンクハブ 3 に一端が回転可能に連結された基端側および先端側の端部リンク部材 5, 6 と、これら基端側および先端側の端部リンク部材 5, 6 の他端に両端がそれぞれ回転可能に連結された中央リンク部材 7 とでなり、前記各リンク機構 4 は、このリンク機構 4 を直線で表現した幾何学モデルが、前記中央リンク部材 7 の中央部に対する基端側部分と先端側部分とが対称を成す形状であり、前記 3 組以上のリンク機構 4 のうち 2 組以上のリンク機構 4 に、前記基端側のリンクハブ 2 に対する前記先端側のリンクハブ 3 の姿勢を任意に変更させるアクチュエータ 53 を設けたリンク作動装置における、前記アクチュエータ 53 の動作を制御する方法であって、

前記アクチュエータ 53 のすべてが同時に動作を開始して同時に動作を完了するように制御する同期制御により、前記アクチュエータ 53 ごとの動作を制御して、前記先端側のリンクハブ 3 を任意の姿勢に変更する姿勢制御を行い、前記すべてのアクチュエータ 53 の減速時間を、前記リンク作動装置の持つ共振周波数の 1 周期付近に設定して、前記同期制御および姿勢制御を行うリンク作動装置 51 の制御方法。

[0202] 同時制御を行うことで、すべてのアクチュエータ 53 が同時に動作を完了するため、動作完了時における各リンク機構 4 から先端側のリンクハブ 3 に作用する力のバランスが良くなり、先端側のリンクハブ 3 の整定時間が短く

なる。なお、整定時間は、アクチュエータ 5 3 の動作完了から先端側のリンクハブ 3 が完全に静止するまでの時間のことである。

[0203] さらに、先端側のリンクハブ 3 は共振周波数の約半周期後に加速を打ち消す方向に振動するため、アクチュエータ 5 3 の減速時間がリンク作動装置の持つ共振周波数の 1 周期付近に設定されていると、周期的に加速するステップ加速を行う場合に、ステップ加速後の先端側のリンクハブ 3 の振動が小さくなる。その結果、高速動作時でもアクチュエータ 5 3 の動作完了後の先端側のリンクハブ 3 の振動が小さくなり、先端側のリンクハブ 3 を高速で高精度の位置決め動作させることが可能となる。なお、基端側のリンクハブ 2 に対する先端側のリンクハブ 3 の位置が変わると同時に姿勢も変わるので、位置決め動作は姿勢変更動作と同じ意味である。

[0204] [態様 1 2]

態様 1 1 において、前記減速時間を、前記リンク作動装置の持つ共振周波数の 0.8 ないし 1.2 周期の範囲内に設定したリンク作動装置 5 1 の制御方法。

[0205] [態様 1 3]

態様 1 1 または態様 1 2 において、前記すべてのアクチュエータ 5 3 の加速時間を、前記リンク作動装置 5 1 の持つ共振周波数の 1 周期付近に設定して、前記同期制御および姿勢制御を行うリンク作動装置 5 1 の制御方法。

[0206] [態様 1 4]

態様 1 3 において、前記加速時間を、前記リンク作動装置 5 1 の持つ共振周波数の 0.8 ないし 1.2 周期の範囲内に設定したリンク作動装置 5 1 の制御方法。

[0207] [態様 1 5]

態様 1 1 ないし態様 1 4 のいずれか 1 項において、前記姿勢制御は、目標となる前記先端側のリンクハブ 3 の姿勢から前記アクチュエータ 5 3 ごとに指令動作量を決定し、前記同期制御は、前記すべてのアクチュエータ 5 3 の指令動作量の比率により各アクチュエータ 5 3 の動作速度を設定するリンク

作動装置 5 1 の制御方法。

[0208] [態様 1 6]

態様 1 5 において、前記基端側のリンクハブ 2 に対する前記基端側の端部リンク部材 5 の回転角を  $\beta_n$ 、前記基端側の端部リンク部材 5 に回転自在に連結された中央リンク部材 7 の連結端軸と、前記先端側の端部リンク部材 6 に回転自在に連結された中央リンク部材 7 の連結端軸とが成す角度を  $\gamma$ 、基準となる基端側の端部リンク部材 5 に対する各基端側の端部リンク部材 5 の円周方向の離間角を  $\delta_n$ 、前記基端側のリンクハブの中心軸 Q A に対して前記先端側のリンクハブの中心軸 Q B が傾斜した垂直角度を  $\theta$ 、前記基端側のリンクハブの中心軸 Q A に対して前記先端側のリンクハブの中心軸 Q B が傾斜した水平角度を  $\phi$  とした場合に、

$$\cos(\theta/2) \sin\beta_n - \sin(\theta/2) \sin(\phi + \delta_n) \cos\beta_n + \sin(\gamma/2) = 0$$

で表される式を逆変換することにより、前記姿勢制御における前記各基端側の端部リンク部材 5 の目標とする回転角を求め、この目標とする回転角と、前記各基端側の端部リンク部材 5 の現在の回転角との差分により、前記各アクチュエータの指令動作量を算出するリンク作動装置 5 1 の制御方法。

[0209] [態様 1 7]

態様 1 5 において、前記基端側のリンクハブ 2 に対する前記基端側の端部リンク部材 5 の回転角を  $\beta_n$ 、前記基端側の端部リンク部材 5 に回転自在に連結された中央リンク部材 7 の連結端軸と、前記先端側の端部リンク部材 6 に回転自在に連結された中央リンク部材 7 の連結端軸とが成す角度を  $\gamma$ 、基準となる基端側の端部リンク部材 5 に対する各基端側の端部リンク部材 5 の円周方向の離間角を  $\delta_n$ 、前記基端側のリンクハブ 2 の中心軸 Q A に対して前記先端側のリンクハブ 3 の中心軸 Q B が傾斜した垂直角度を  $\theta$ 、前記基端側のリンクハブ 2 の中心軸 Q A に対して前記先端側のリンクハブ 3 の中心軸 Q B が傾斜した水平角度を  $\phi$  とした場合に、

$$\cos(\theta/2) \sin\beta_n - \sin(\theta/2) \sin(\phi + \delta_n) \cos\beta_n + \sin(\gamma/2) = 0$$

2) = 0

で表される式を逆変換することにより、前記基端側のリンクハブ2に対する前記先端側のリンクハブ3の姿勢と、前記各基端側の端部リンク部材5の回転角との関係を示すテーブルを作成し、このテーブルを用いて、前記姿勢制御における前記各基端側の端部リンク部材5の目標とする回転角を求め、この目標とする回転角と、前記各基端側の端部リンク部材5の現在の回転角との差分により、前記各アクチュエータの指令動作量を算出するリンク作動装置51の制御方法。

[0210] [態様18]

態様15ないし態様17のいずれか1項において、前記各アクチュエータ53の動作速度は、この動作速度を $V_n$ 、ベース速度を $V$ 、前記基端側の端部リンク部材5の現在の回転角を $\beta_n$ 、前記姿勢制御における前記基端側の端部リンク部材5の目標とする回転角を $\beta_n'$ とした場合に、

[数6]

$$V_n = \frac{V(\beta_n' - \beta_n)}{\sqrt{(\beta_1' - \beta_1)^2 + (\beta_2' - \beta_2)^2 + (\beta_3' - \beta_3)^2}} \quad (n=1,2,3)$$

で表される式を用いて計算するリンク作動装置51の制御方法。

[0211] [態様19]

態様15ないし態様17のいずれか1項において、前記各アクチュエータ53の動作速度は、この動作速度を $V_n$ 、最高速度を $V_{max}$ 、前記基端側の端部リンク部材5の現在の回転角を $\beta_n$ 、前記姿勢制御における前記基端側の端部リンク部材5の目標とする回転角を $\beta_n'$ 、 $(\beta_n' - \beta_n)$ の最大値を $\Delta\beta_{max}$ とした場合、

$$V_n = V_{max} (\beta_n' - \beta_n) / \Delta\beta_{max}$$

で表される式を用いて計算するリンク作動装置の制御方法。

[0212] [態様20]

態様11ないし態様19のいずれか1項において、前記3組以上のリンク

機構 4 のすべてに、前記基端側のリンクハブ 2 に対する前記先端側のリンクハブ 3 の姿勢を任意に変更させるアクチュエータ 5 3 を設け、これら各アクチュエータ 5 3 を冗長制御により制御するリンク作動装置 5 1 の制御方法。

[0213] [態様 2 1]

態様 1 1 ないし態様 2 0 のいずれか 1 項において、前記先端側のリンクハブ 3 に前記リンク作動装置 5 1 の持つ共振周波数を検出する共振周波数検出用センサ 9 2 を設置し、その信号から共振周波数測定器 9 3 により共振周波数を計算し、その計算結果から前記アクチュエータ 5 3 の加速時間および減速時間の設定値を更新するリンク作動装置 5 1 の制御方法。

[0214] [態様 2 2]

態様 2 1 において、前記共振周波数検出用センサ 9 2 として加速度ピックアップを用い、かつ前記共振周波数測定器 9 3 として F F T アナライザを用いたリンク作動装置 5 1 の制御方法。

[0215] [態様 2 3]

基端側のリンクハブ 2 に対し先端側のリンクハブ 3 を、3 組以上のリンク機構 4 を介して姿勢を変更可能に連結し、前記各リンク機構 4 は、それぞれ前記基端側のリンクハブ 2 および先端側のリンクハブ 3 に一端が回転可能に連結された基端側および先端側の端部リンク部材 5, 6 と、これら基端側および先端側の端部リンク部材 5, 6 の他端に両端がそれぞれ回転可能に連結された中央リンク部材 7 とでなり、前記各リンク機構 4 は、このリンク機構 4 を直線で表現した幾何学モデルが、前記中央リンク部材 7 の中央部に対する基端側部分と先端側部分とが対称を成す形状であり、前記 3 組以上のリンク機構のうち 2 組以上のリンク機構 4 に、前記基端側のリンクハブ 2 に対する前記先端側のリンクハブ 3 の姿勢を任意に変更させるアクチュエータ 5 3 を設けたリンク作動装置 5 1 における、前記アクチュエータ 5 3 の動作を制御する装置であって、前記アクチュエータ 5 3 のすべてが同時に動作を開始して同時に動作を完了するように制御する同期制御により、前記アクチュエータ 5 3 ごとの動作を制御して、前記先端側のリンクハブ 3 を任意の姿勢に

変更する姿勢制御を行い、前記すべてのアクチュエータ 5 3 の減速時間を、前記リンク作動装置 5 1 の持つ共振周波数の 1 周期付近に設定して、前記同期制御および姿勢制御を行う同期・姿勢制御手段 5 4 a を設けたことを特徴とするリンク作動装置 5 1 の制御装置。

[0216] 以上のとおり、図面を参照しながら好適な実施形態および応用形態を説明したが、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、請求の範囲から定まる発明の範囲内のものと解釈される。

### 符号の説明

- [0217] 1…パラレルリンク機構  
2…基端側のリンクハブ  
3…先端側のリンクハブ  
4…リンク機構  
5…基端側の端部リンク部材  
6…先端側の端部リンク部材  
7…中央リンク部材  
5 1, 6 1…リンク作動装置  
5 2, 6 2…ベース部材  
5 3, 7 0…アクチュエータ  
5 4, 8 4…制御装置  
5 4 a, 8 4 a…同期・姿勢制御手段  
5 5, 8 5…操作装置  
5 5 a…姿勢指定手段  
5 5 b…姿勢取得手段  
5 5 c…姿勢情報付与手段  
9 2…共振周波数検出センサ  
9 3…共振周波数測定器  
1 0 0…直交座標系

200, 210...潤滑剤受け部材

O...原点

QA...基端側のリンクハブの中心軸

QA'...延長軸

QB...先端側のリンクハブの中心軸

$\theta$ ...折れ角

$\phi$ ...旋回角

## 請求の範囲

[請求項1]

アクチュエータを介してリンク作動装置を操作する操作装置であって、

基端側のリンクハブに対し先端側のリンクハブが、3組以上のリンク機構を介して姿勢を変更可能に連結され、

前記各リンク機構は、それぞれ前記基端側のリンクハブおよび先端側のリンクハブに一端が回転可能に連結された基端側および先端側の端部リンク部材と、これら基端側および先端側の端部リンク部材の他端に両端がそれぞれ回転可能に連結された中央リンク部材とを有し、

かつ、このリンク機構を直線で表現した幾何学モデルが、前記中央リンク部材の中央部に対する基端側部分と先端側部分とが対称を成す形状であるパラレルリンク機構であり、

さらに、前記パラレルリンク機構の前記3組以上のリンク機構のうち2組以上のリンク機構に設けられて、前記基端側のリンクハブに対する前記先端側のリンクハブの姿勢である先端姿勢を任意に変更させる前記アクチュエータと、

このアクチュエータを制御する制御装置とを備え、

前記制御装置は、前記先端姿勢を、前記基端側のリンクハブの中心軸に対して前記先端側のリンクハブの中心軸が傾斜した垂直角度である折れ角と、前記基端側のリンクハブの中心軸に対して前記先端側のリンクハブの中心軸が傾斜した水平角度である旋回角とによって規定し、

前記操作装置は、

前記基端側のリンクハブの中心軸の延長軸上に原点が位置し、前記中心軸の延長軸と直交する2次元の直交座標系上の座標位置で、目標とする前記先端姿勢を人為操作で指定する姿勢指定手段と、

この姿勢指定手段により指定された座標位置から、演算により前記折れ角および旋回角で表される前記先端姿勢を取得する姿勢取得手段

と、

この姿勢取得手段により取得された前記先端姿勢の情報を前記制御装置に与える姿勢情報付与手段と、

を備えるリンク作動装置の操作装置。

[請求項2]

請求項1において、前記姿勢取得手段は、前記折れ角および旋回角で表される前記先端姿勢を取得するための演算として、最小二乗法による収束演算を用いるリンク作動装置の操作装置。

[請求項3]

請求項1において、前記制御装置は、前記基端側のリンクハブに対する前記基端側の端部リンク部材の回転角を $\beta_n$ 、前記基端側の端部リンク部材に回転自在に連結された中央リンク部材の連結端軸と、前記先端側の端部リンク部材に回転自在に連結された中央リンク部材の連結端軸とが成す角度を $\gamma$ 、基準となる基端側の端部リンク部材に対する各基端側の端部リンク部材の円周方向の離間角を $\delta_n$ 、前記折れ角を $\theta$ 、前記旋回角を $\phi$ とした場合に、

$$\cos(\theta/2) \sin \beta_n - \sin(\theta/2) \sin(\phi + \delta_n) \cos \beta_n + \sin(\gamma/2) = 0$$

で表される式を逆変換することにより、目標とする前記先端姿勢における前記各基端側の端部リンク部材の回転角を求め、この求められた回転角と、現在の前記先端姿勢における前記各基端側の端部リンク部材の回転角との差分から、前記各アクチュエータの指令動作量を算出するリンク作動装置の操作装置。

[請求項4]

請求項1において、前記制御装置は、前記基端側のリンクハブに対する前記基端側の端部リンク部材の回転角を $\beta_n$ 、前記基端側の端部リンク部材に回転自在に連結された中央リンク部材の連結端軸と、前記先端側の端部リンク部材に回転自在に連結された中央リンク部材の連結端軸とが成す角度を $\gamma$ 、基準となる基端側の端部リンク部材に対する各基端側の端部リンク部材の円周方向の離間角を $\delta_n$ 、前記折れ角を $\theta$ 、前記旋回角を $\phi$ とした場合に、

$$\cos(\theta/2) \sin \beta n - \sin(\theta/2) \sin(\phi + \delta n) \cos \beta n + \sin(\gamma/2) = 0$$

で表される式を逆変換することにより、前記先端姿勢と前記各基端側の端部リンク部材の回転角との関係を示すテーブルを作成しておき、このテーブルを用いて、目標とする前記先端姿勢における前記各基端側の端部リンク部材の回転角を求め、この求められた回転角と、現在の前記各基端側の端部リンク部材の回転角との差分から、前記各アクチュエータの指令動作量を算出するリンク作動装置の操作装置。

[請求項5] 請求項1において、前記姿勢指定手段は、前記直交座標系上での座標位置の指示を、数値入力により行うリンク作動装置の操作装置。

[請求項6] 請求項5において、前記姿勢指定手段は、前記直交座標系上での座標位置の指示を、定められた基準点に対する絶対座標の数値入力、または現在の座標位置から目標とする座標位置までの差分を数値入力により行うリンク作動装置の操作装置。

[請求項7] 請求項1において、前記姿勢指定手段は、前記直交座標系上での座標位置を、操作時間または操作回数に応じて決まる操作量で指定するリンク作動装置の操作装置。

[請求項8] 請求項1に記載のリンク作動装置がアクチュエータの駆動力を対応するリンク機構へ伝達する減速部を備え、

前記基端側のリンクハブよりも前記先端側のリンクハブが下方に位置し、前記平行リンク機構または前記減速部に、これら平行リンク機構および減速部の少なくともどちらかから落下する潤滑剤を受ける潤滑剤受け部材を設けたリンク作動装置。

[請求項9] 請求項8において、前記潤滑剤受け部材は、板状部と、この板状部の外周縁から板状部の表面に対して交差する一方向に突出した突出部とを有する皿状の部材であり、前記突出部が前記基端側のリンクハブの側を向くように、前記先端側のリンクハブに設置されているリンク作動装置。

- [請求項10] 請求項9において、前記潤滑剤受け部材の突出部は、その突出端側が前記先端側のリンクハブの中心軸に向かって傾いているリンク作動装置。
- [請求項11] 請求項10において、前記基端側のリンクハブの中心軸に対して前記先端側のリンクハブの中心軸が傾斜した垂直角度を折れ角とした場合、前記潤滑剤受け部材の突出部の傾き角度を、前記平行リンク機構の動作範囲における前記折れ角の最大値以上とした作動装置。
- [請求項12] 請求項9において、前記潤滑剤受け部材は、前記突出部の突出端に結合され前記板状部と平行で内周部に貫通孔が形成された上板を有するリンク作動装置。
- [請求項13] 請求項8において、さらに、前記基端側のリンクハブおよび前記アクチュエータが設置されたベース部材と、このベース部材に支持されベース部材と平行で内周部に貫通孔が形成された固定部材とを有し、  
前記潤滑剤受け部材は、前記先端側のリンクハブに固定された板状部と、この板状部と前記固定部材間の全周を覆い、これら両者を互いに連結する伸縮自在な連結部とを有するリンク作動装置。
- [請求項14] 請求項13において、前記潤滑剤受け部材の連結部は、蛇腹状の形状であり、外力が作用しない自然状態よりも小さく圧縮された状態で前記板状部および前記固定部材に組み付けられているリンク作動装置。
- [請求項15] 請求項13において、前記潤滑剤受け部材の連結部は、シート状の弾性材料からなるリンク作動装置。
- [請求項16] 請求項13において、前記固定部材は、その外周部に前記ベース部材側へ突出する突出部を有するリンク作動装置。
- [請求項17] 請求項8において、さらに、前記基端側のリンクハブおよび前記アクチュエータが設置されたベース部材を有し、  
前記潤滑剤受け部材は、板状部と、この板状部の外周縁から板状部の表面に対して交差する一方向に突出した突出部とを有する皿状の部

材であり、前記板状部が前記減速部の下方を覆い、前記突出部が前記ベース部材の側を向くように、前記ベース部材または前記減速部の固定部に設置されているリンク作動装置。

[請求項18] 請求項1に記載のリンク作動装置における、前記アクチュエータの動作を制御する制御方法であって、

前記アクチュエータのすべてが同時に動作を開始して同時に動作を完了するように制御する同期制御により、前記アクチュエータごとの動作を制御して、前記先端側のリンクハブを任意の姿勢に変更する姿勢制御を行い、前記すべてのアクチュエータの減速時間を、前記リンク作動装置の持つ共振周波数の1周期付近に設定して、前記同期制御および姿勢制御を行うリンク作動装置の制御方法。

[請求項19] 請求項18において、前記減速時間を、前記リンク作動装置の持つ共振周波数の0.8ないし1.2周期の範囲内に設定したリンク作動装置の制御方法。

[請求項20] 請求項18において、前記すべてのアクチュエータの加速時間を、前記リンク作動装置の持つ共振周波数の1周期付近に設定して、前記同期制御および姿勢制御を行うリンク作動装置の制御方法。

[請求項21] 請求項20において、前記加速時間を、前記リンク作動装置の持つ共振周波数の0.8ないし1.2周期の範囲内に設定したリンク作動装置の制御方法。

[請求項22] 請求項18において、前記姿勢制御は、目標となる前記先端側のリンクハブの姿勢から前記アクチュエータごとに指令動作量を決定し、前記同期制御は、前記すべてのアクチュエータの指令動作量の比率により各アクチュエータの動作速度を設定するリンク作動装置の制御方法。

[請求項23] 請求項22において、前記基端側のリンクハブに対する前記基端側の端部リンク部材の回転角を $\beta_n$ 、前記基端側の端部リンク部材に回転自在に連結された中央リンク部材の連結端軸と、前記先端側の端部

リンク部材に回転自在に連結された中央リンク部材の連結端軸とが成す角度を $\gamma$ 、基準となる基端側の端部リンク部材に対する各基端側の端部リンク部材の円周方向の離間角を $\delta_n$ 、前記基端側のリンクハブの中心軸に対して前記先端側のリンクハブの中心軸が傾斜した垂直角度を $\theta$ 、前記基端側のリンクハブの中心軸に対して前記先端側のリンクハブの中心軸が傾斜した水平角度を $\phi$ とした場合に、

$$\cos(\theta/2) \sin\beta_n - \sin(\theta/2) \sin(\phi + \delta_n) \cos\beta_n + \sin(\gamma/2) = 0$$

で表される式を逆変換することにより、前記姿勢制御における前記各基端側の端部リンク部材の目標とする回転角を求め、この目標とする回転角と、前記各基端側の端部リンク部材の現在の回転角との差分により、前記各アクチュエータの指令動作量を算出するリンク作動装置の制御方法。

[請求項24]

請求項22において、前記基端側のリンクハブに対する前記基端側の端部リンク部材の回転角を $\beta_n$ 、前記基端側の端部リンク部材に回転自在に連結された中央リンク部材の連結端軸と、前記先端側の端部リンク部材に回転自在に連結された中央リンク部材の連結端軸とが成す角度を $\gamma$ 、基準となる基端側の端部リンク部材に対する各基端側の端部リンク部材の円周方向の離間角を $\delta_n$ 、前記基端側のリンクハブの中心軸に対して前記先端側のリンクハブの中心軸が傾斜した垂直角度を $\theta$ 、前記基端側のリンクハブの中心軸に対して前記先端側のリンクハブの中心軸が傾斜した水平角度を $\phi$ とした場合に、

$$\cos(\theta/2) \sin\beta_n - \sin(\theta/2) \sin(\phi + \delta_n) \cos\beta_n + \sin(\gamma/2) = 0$$

で表される式を逆変換することにより、前記基端側のリンクハブに対する前記先端側のリンクハブの姿勢と、前記各基端側の端部リンク部材の回転角との関係を示すテーブルを作成し、このテーブルを用いて、前記姿勢制御における前記各基端側の端部リンク部材の目標とする

回転角を求め、この目標とする回転角と、前記各基端側の端部リンク部材の現在の回転角との差分により、前記各アクチュエータの指令動作量を算出するリンク作動装置の制御方法。

[請求項25] 請求項22において、前記各アクチュエータの動作速度は、この動作速度を $V_n$ 、ベース速度を $V$ 、前記基端側の端部リンク部材の現在の回転角を $\beta_n$ 、前記姿勢制御における前記基端側の端部リンク部材の目標とする回転角を $\beta_n'$ とした場合に、

[数1]

$$V_n = \frac{V(\beta_n' - \beta_n)}{\sqrt{(\beta_1' - \beta_1)^2 + (\beta_2' - \beta_2)^2 + (\beta_3' - \beta_3)^2}} \quad (n=1,2,3)$$

で表される式を用いて計算するリンク作動装置の制御方法。

[請求項26] 請求項22において、前記各アクチュエータの動作速度は、この動作速度を $V_n$ 、最高速度を $V_{max}$ 、前記基端側の端部リンク部材の現在の回転角を $\beta_n$ 、前記姿勢制御における前記基端側の端部リンク部材の目標とする回転角を $\beta_n'$ 、 $(\beta_n' - \beta_n)$ の最大値を $\Delta\beta_{max}$ とした場合、

$$V_n = V_{max} (\beta_n' - \beta_n) / \Delta\beta_{max}$$

で表される式を用いて計算するリンク作動装置の制御方法。

[請求項27] 請求項18において、前記3組以上のリンク機構のすべてに、前記基端側のリンクハブに対する前記先端側のリンクハブの姿勢を任意に変更させるアクチュエータを設け、これら各アクチュエータを冗長制御により制御するリンク作動装置の制御方法。

[請求項28] 請求項18において、前記先端側のリンクハブに前記リンク作動装置の持つ共振周波数を検出する共振周波数検出用センサを設置し、その信号から共振周波数測定器により共振周波数を計算し、その計算結果から前記アクチュエータの加速時間および減速時間の設定値を更新するリンク作動装置の制御方法。

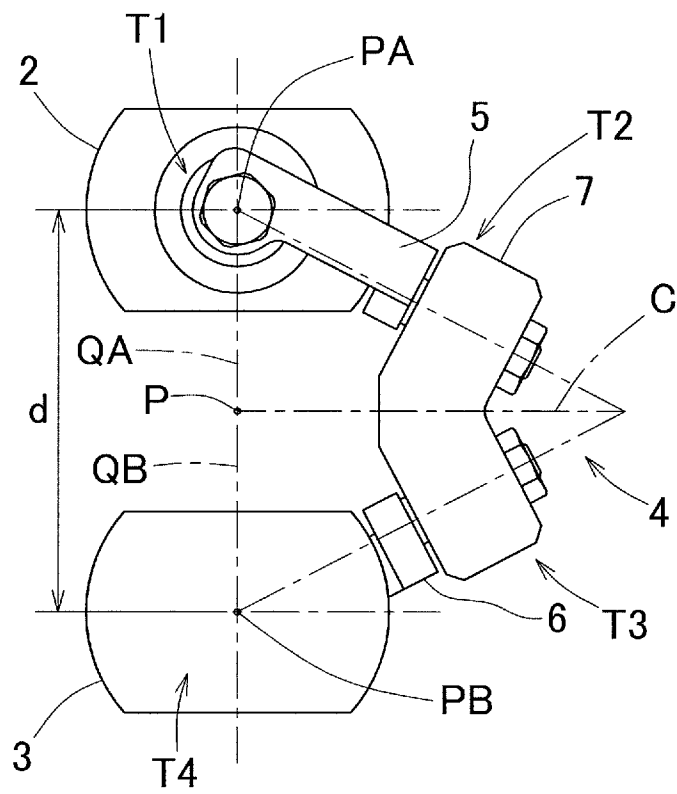
[請求項29] 請求項28において、前記共振周波数検出用センサとして加速度ピックアップを用い、かつ前記共振周波数測定器としてFFTアナライザを用いたリンク作動装置の制御方法。

[請求項30] 請求項1に記載のリンク作動装置における、前記アクチュエータの動作を制御するリンク作動装置の制御装置であって、

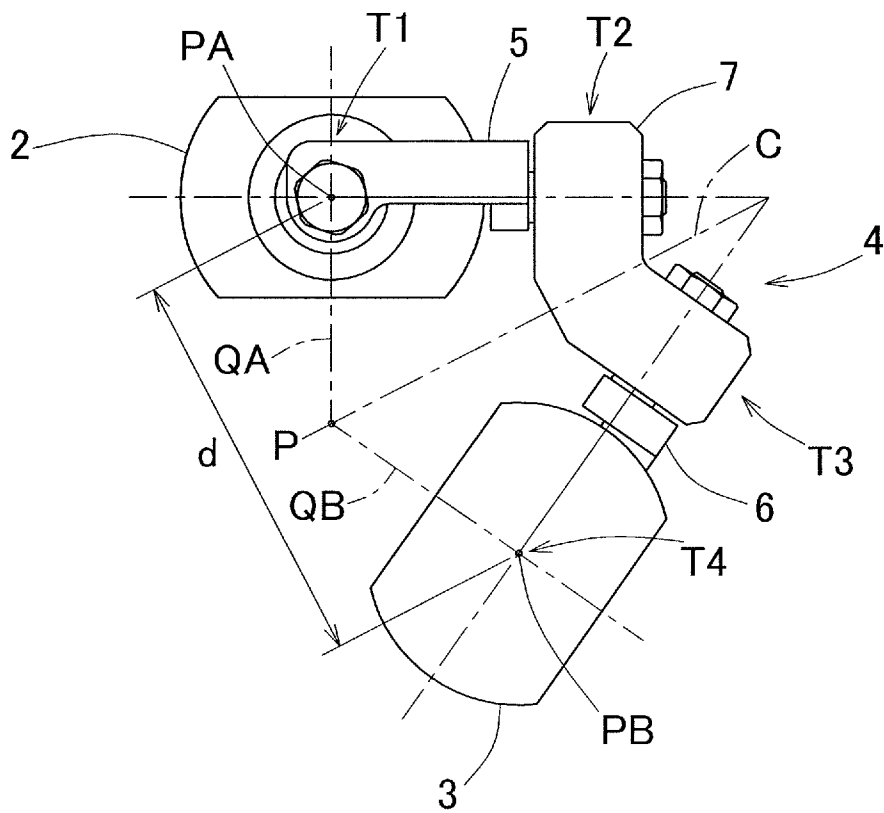
前記アクチュエータのすべてが同時に動作を開始して同時に動作を完了するように制御する同期制御により、前記アクチュエータごとの動作を制御して、前記先端側のリンクハブを任意の姿勢に変更する姿勢制御を行い、前記すべてのアクチュエータの減速時間を、前記リンク作動装置の持つ共振周波数の1周期付近に設定して、前記同期制御および姿勢制御を行う同期・姿勢制御手段を設けたリンク作動装置の制御装置。



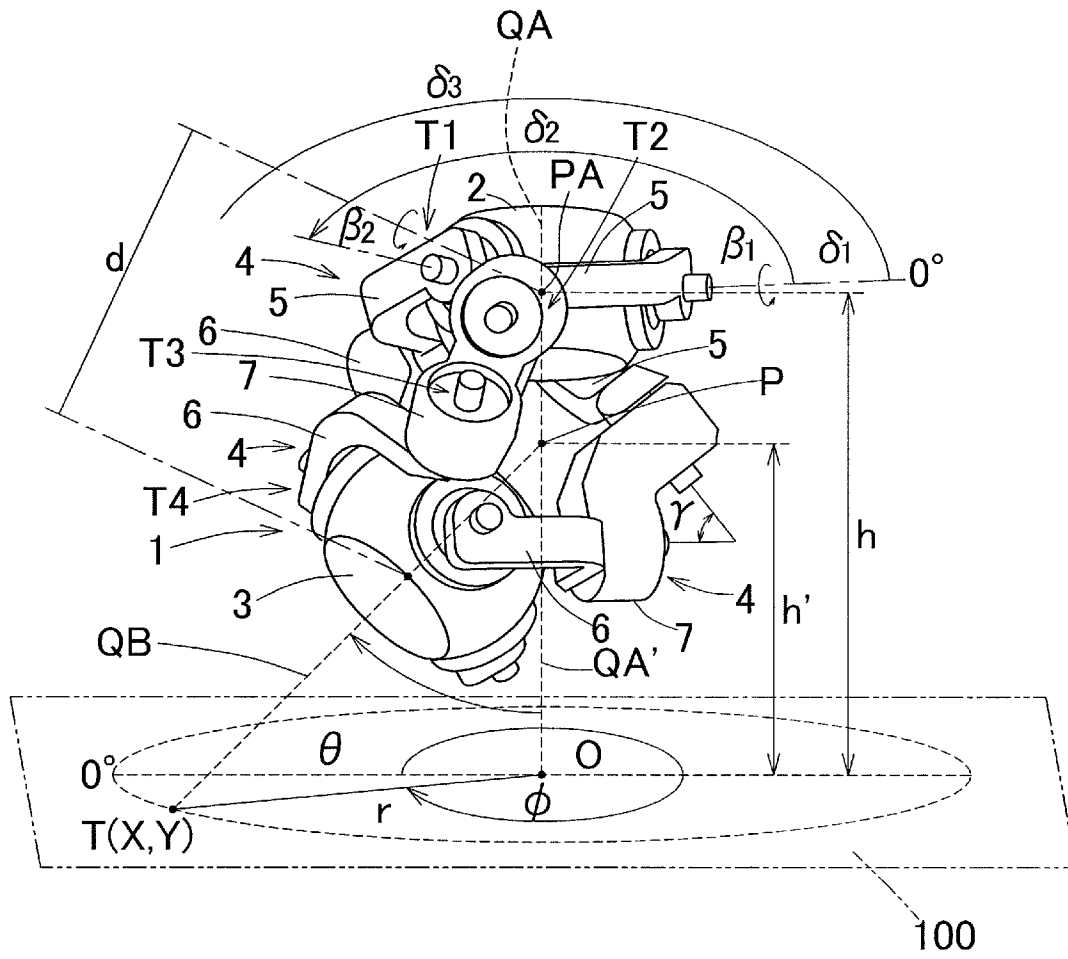
[図2]



[図3]

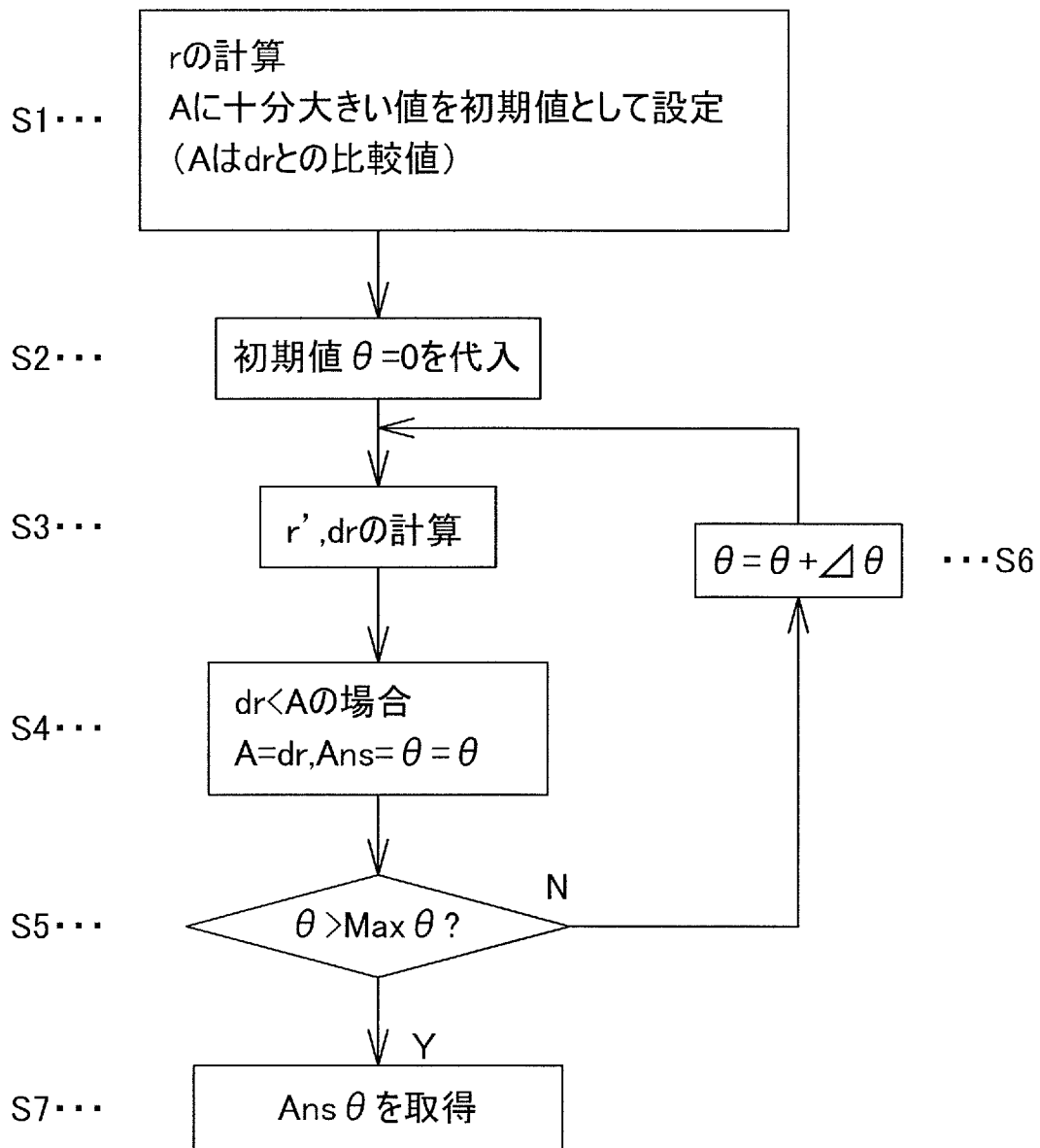


[図4]

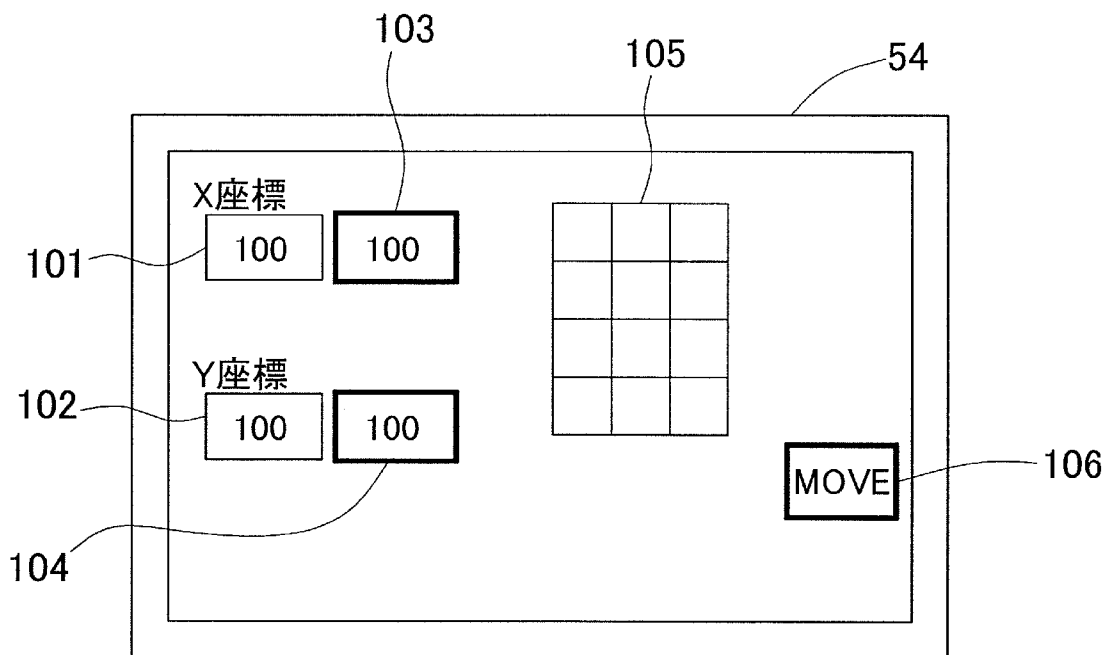




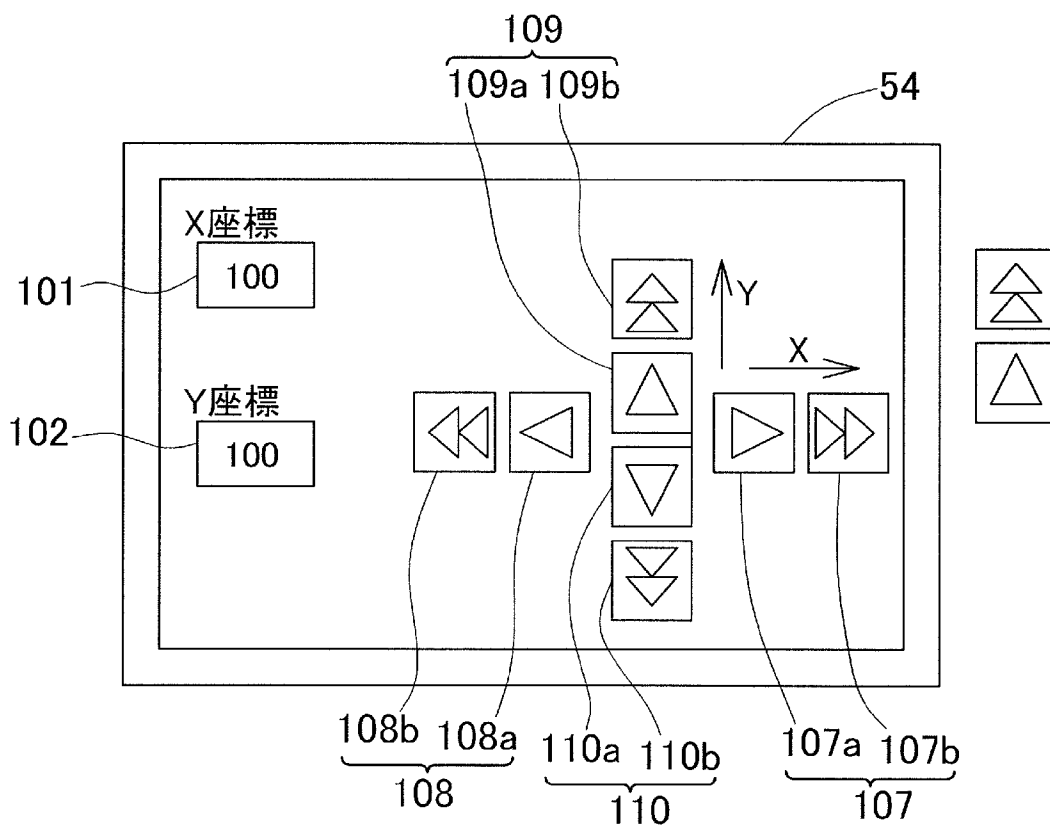
[図7]



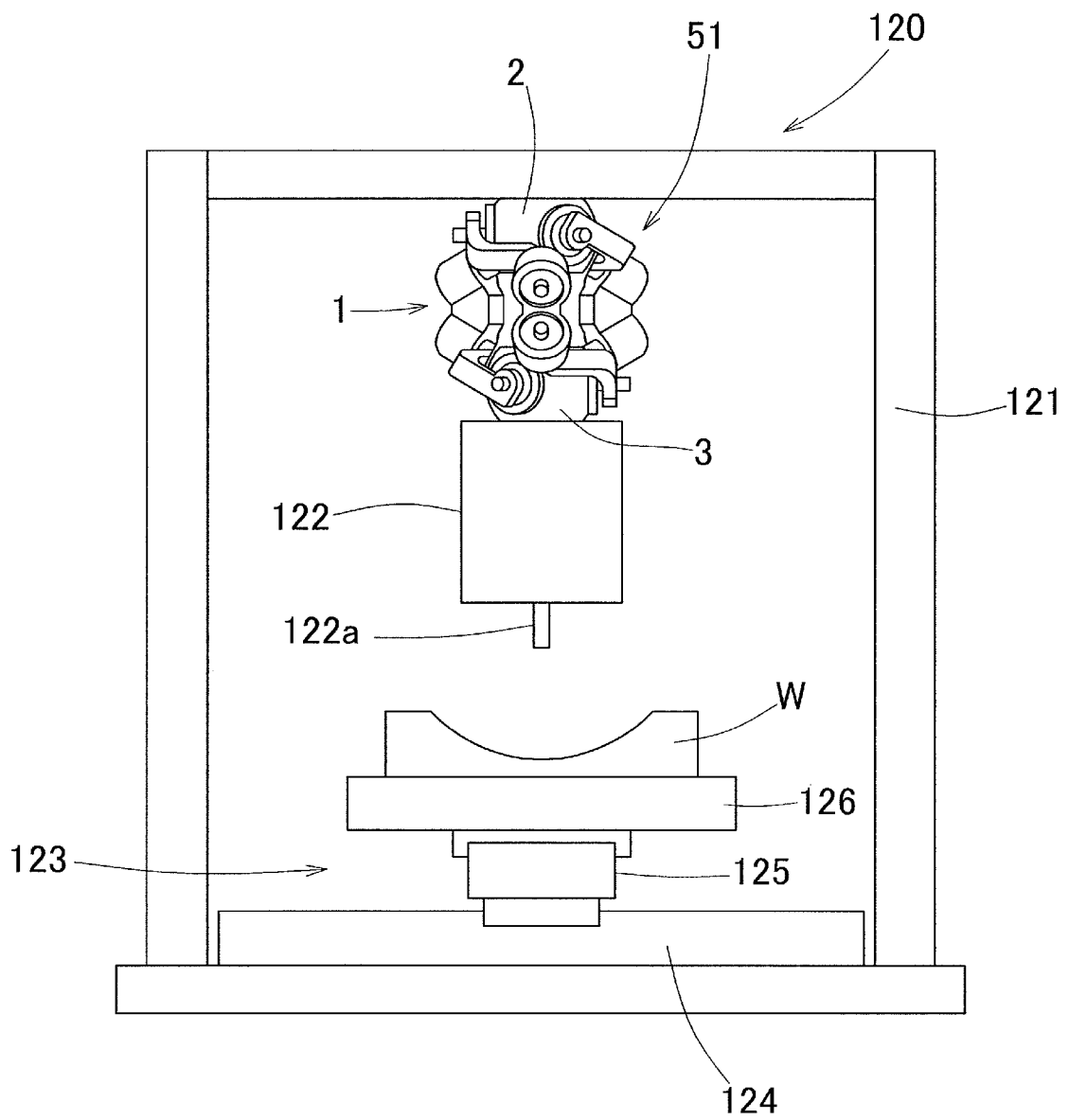
[図8]



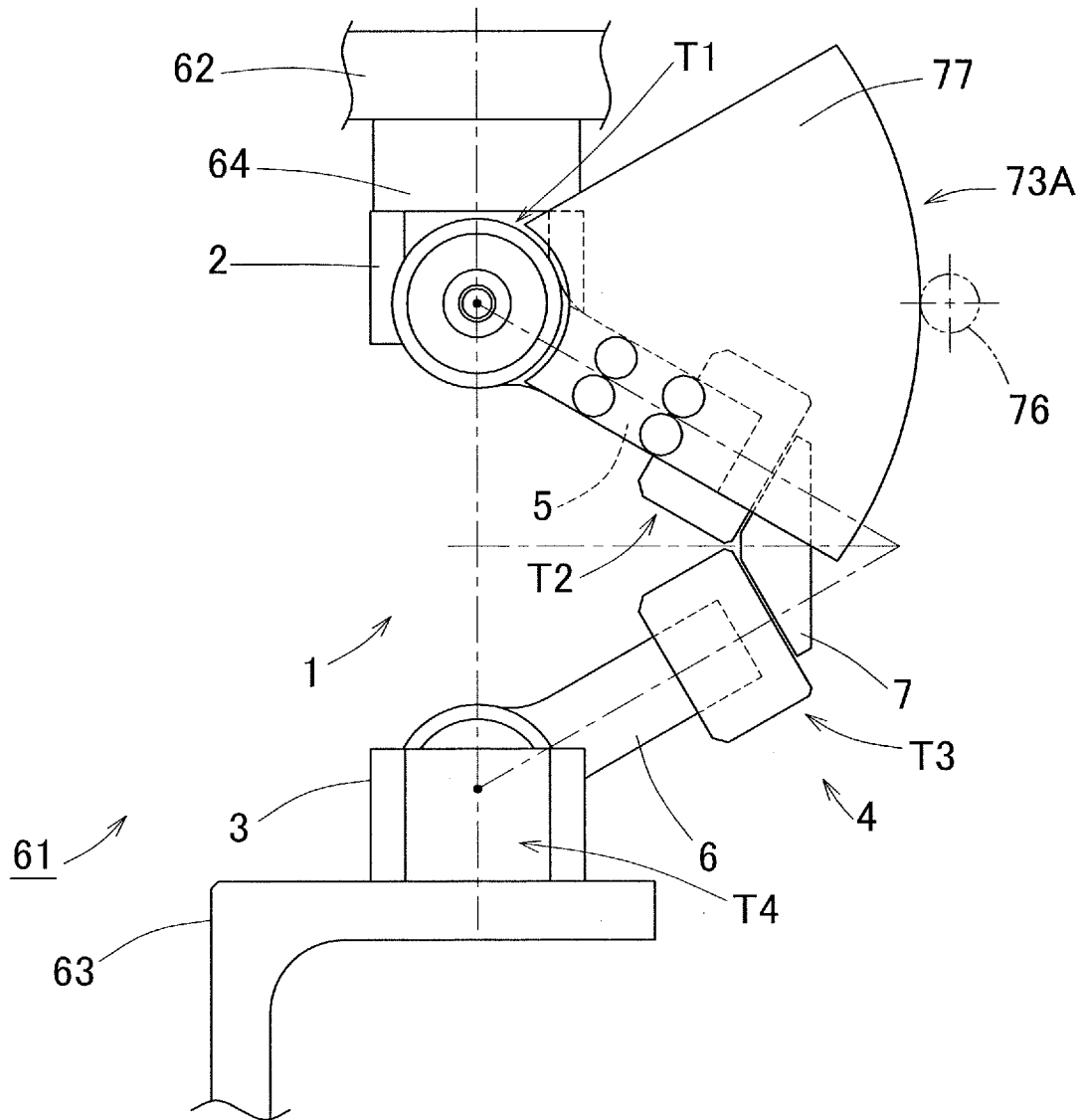
[図9]



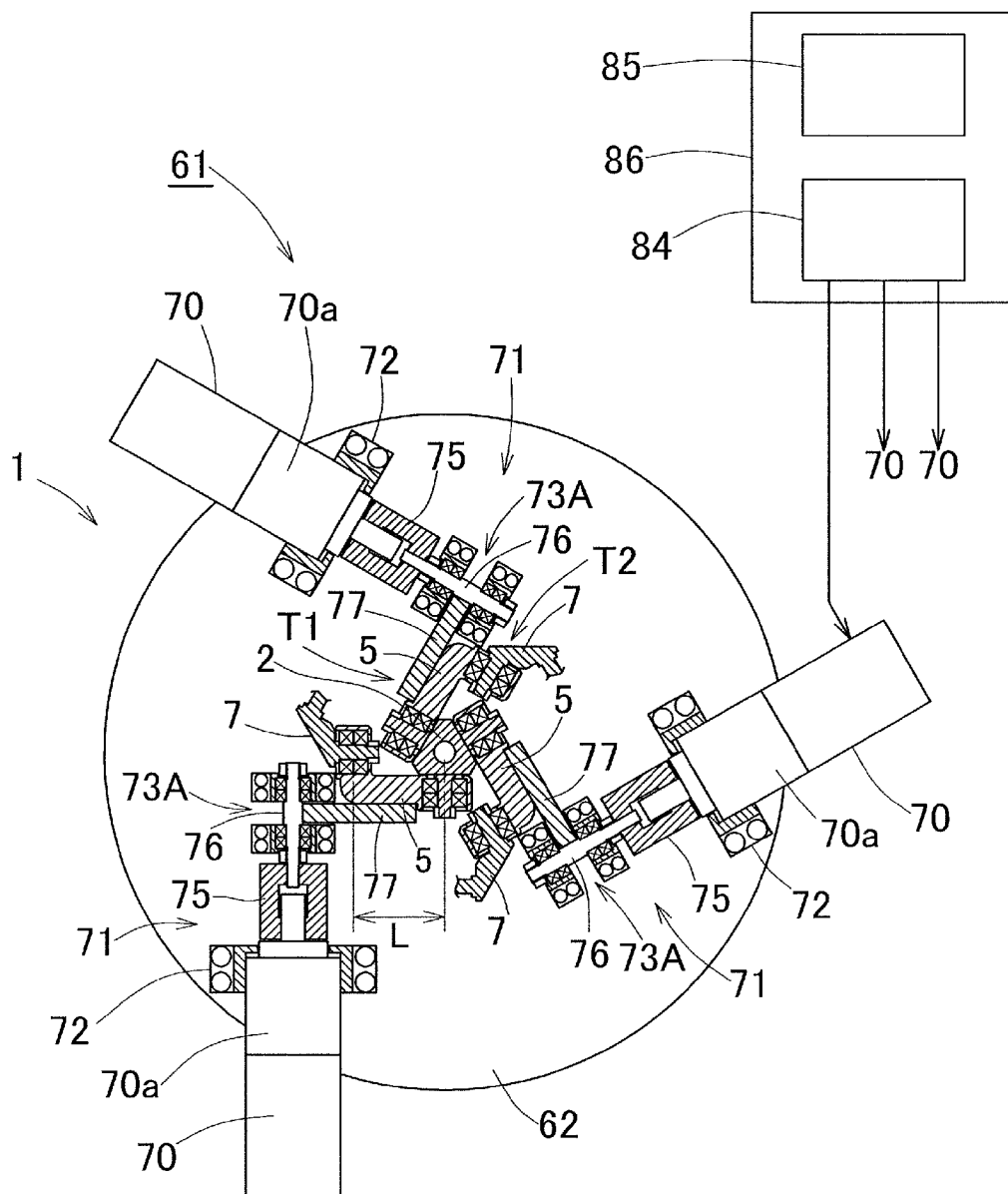
[図10]



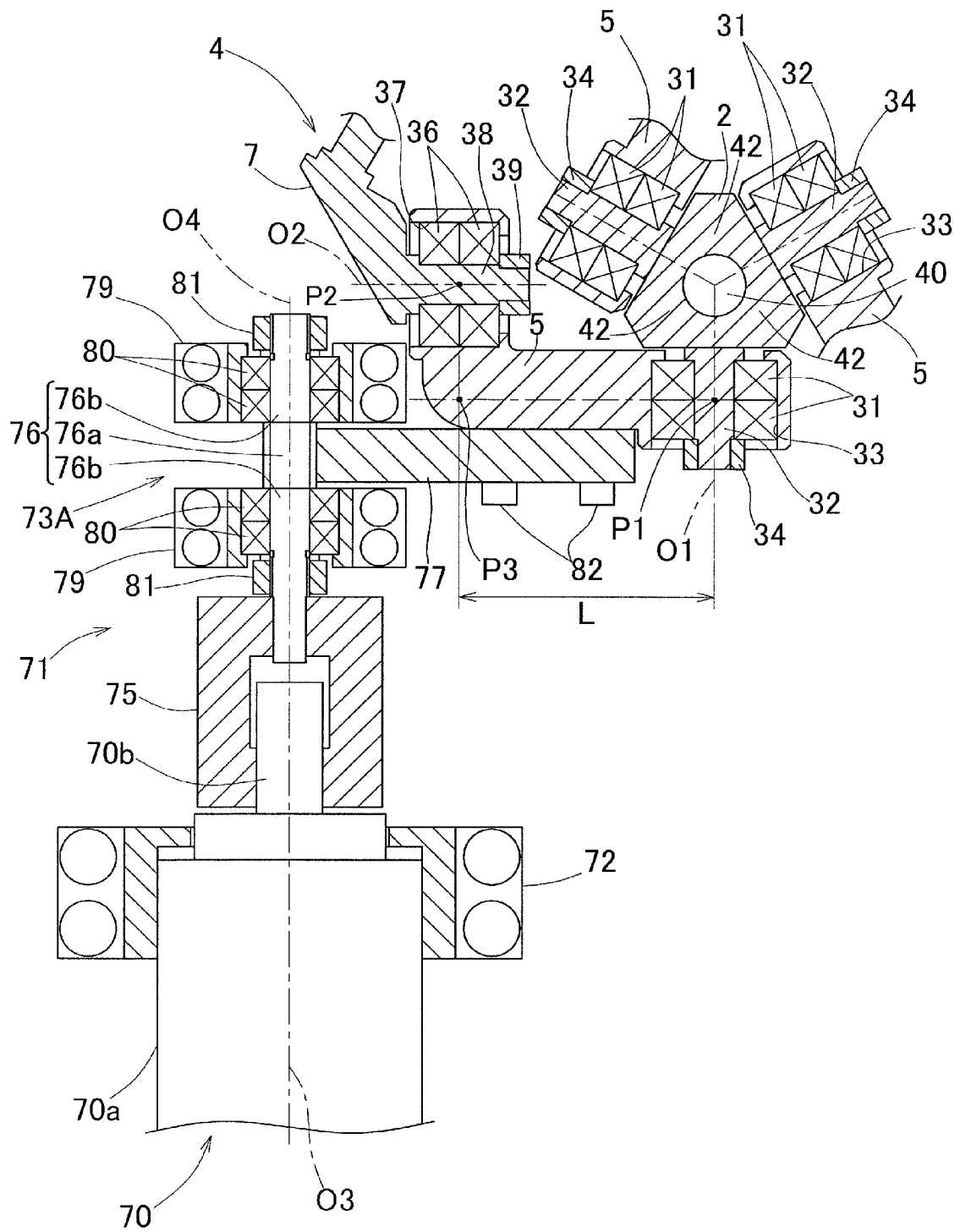
[図11]



[図12]



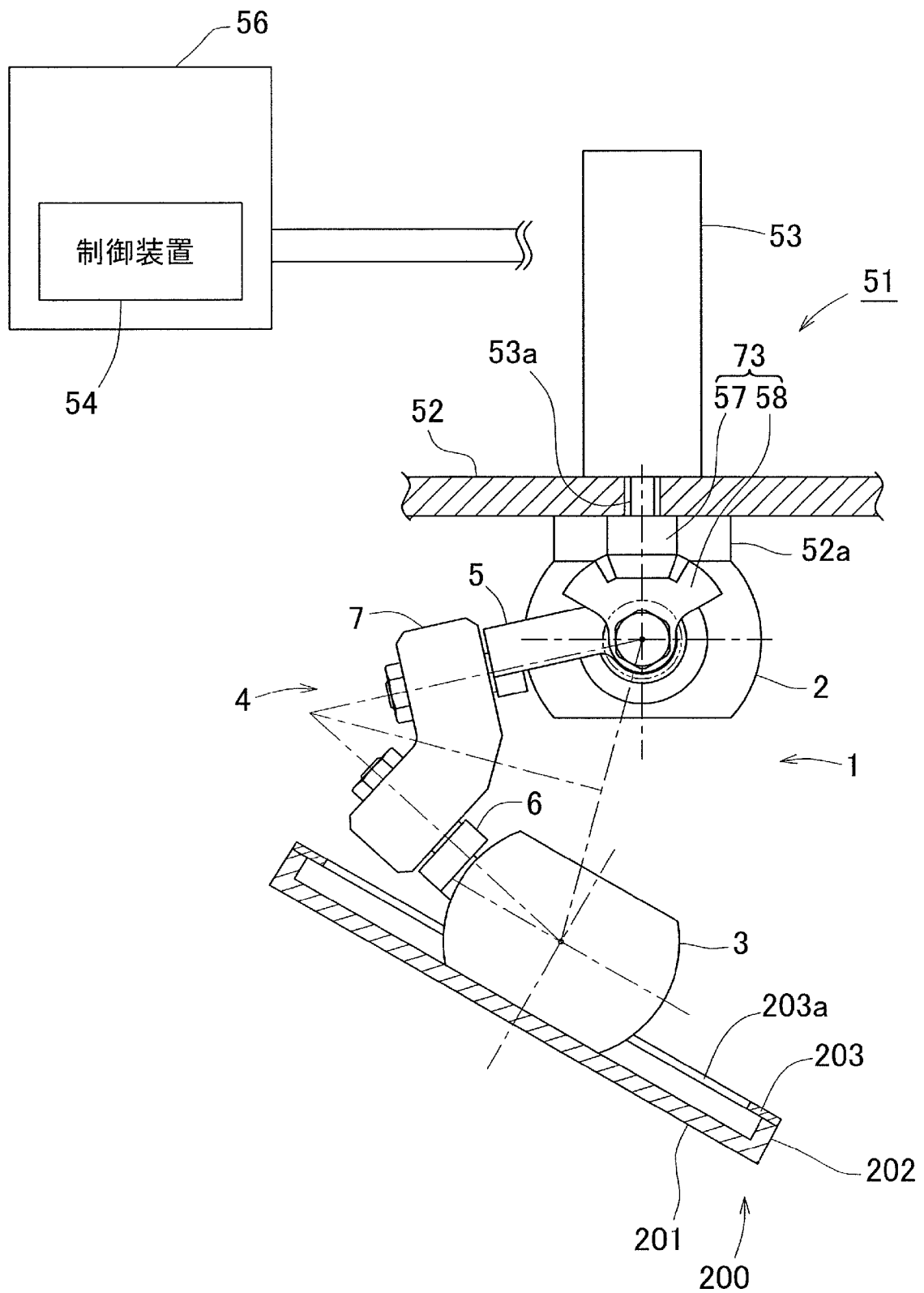
[図13]



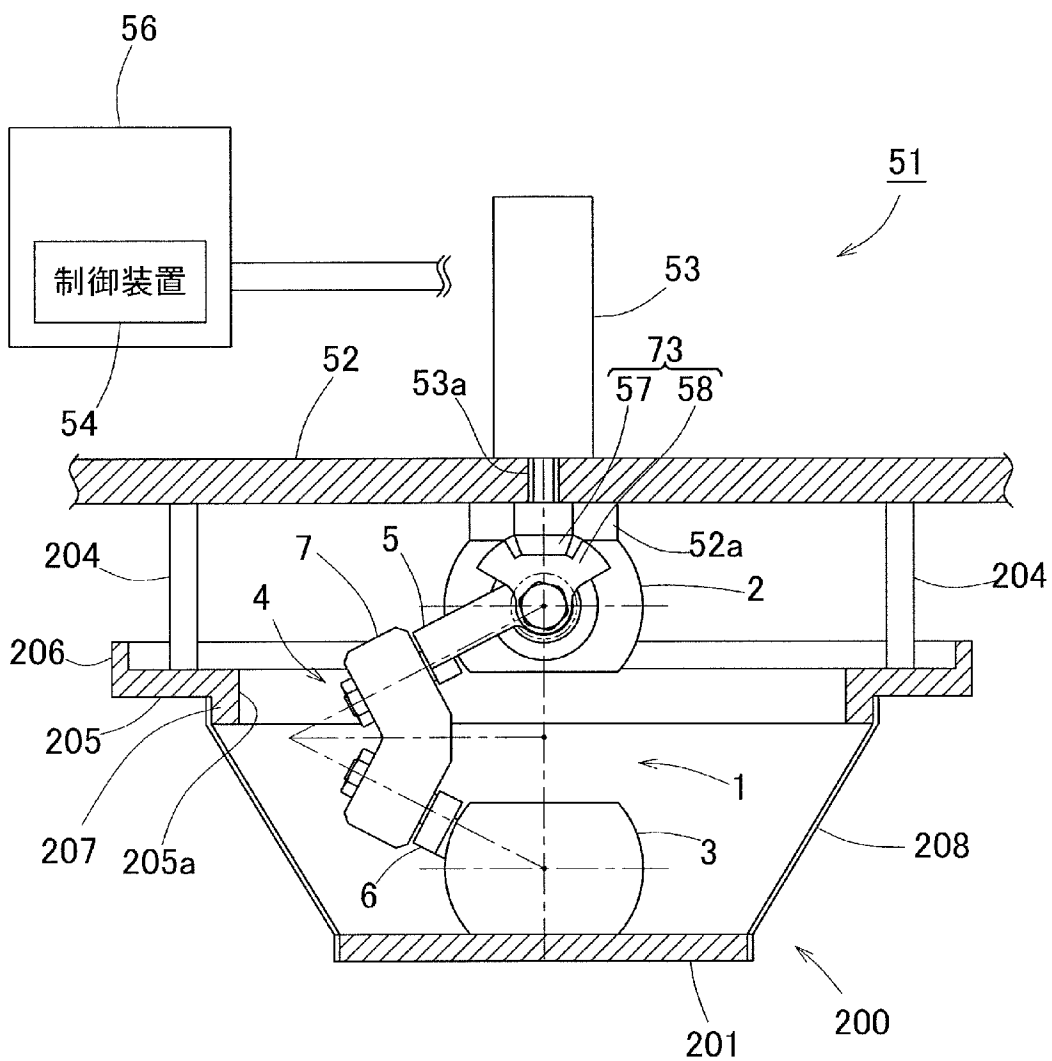




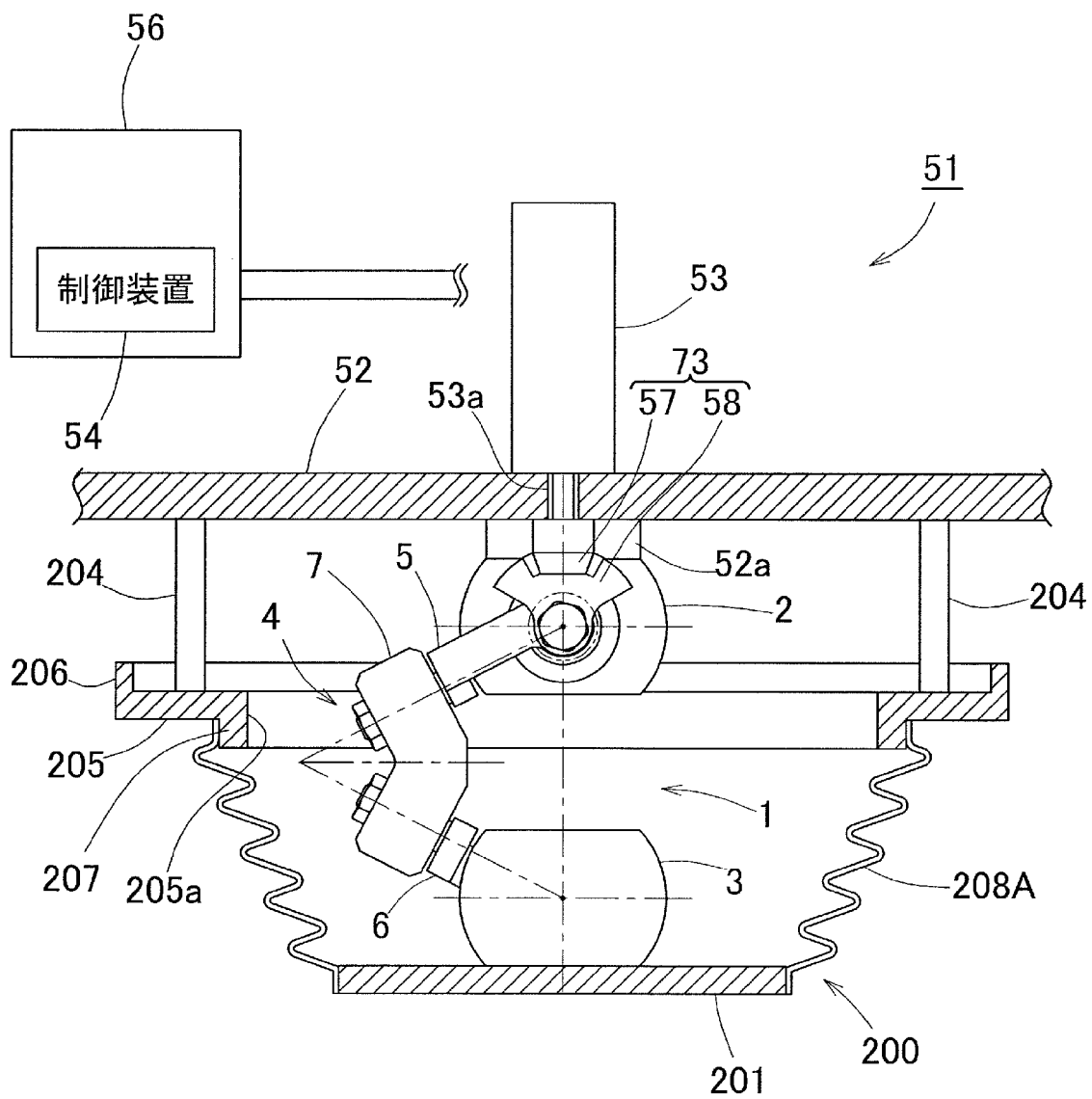
[図16]



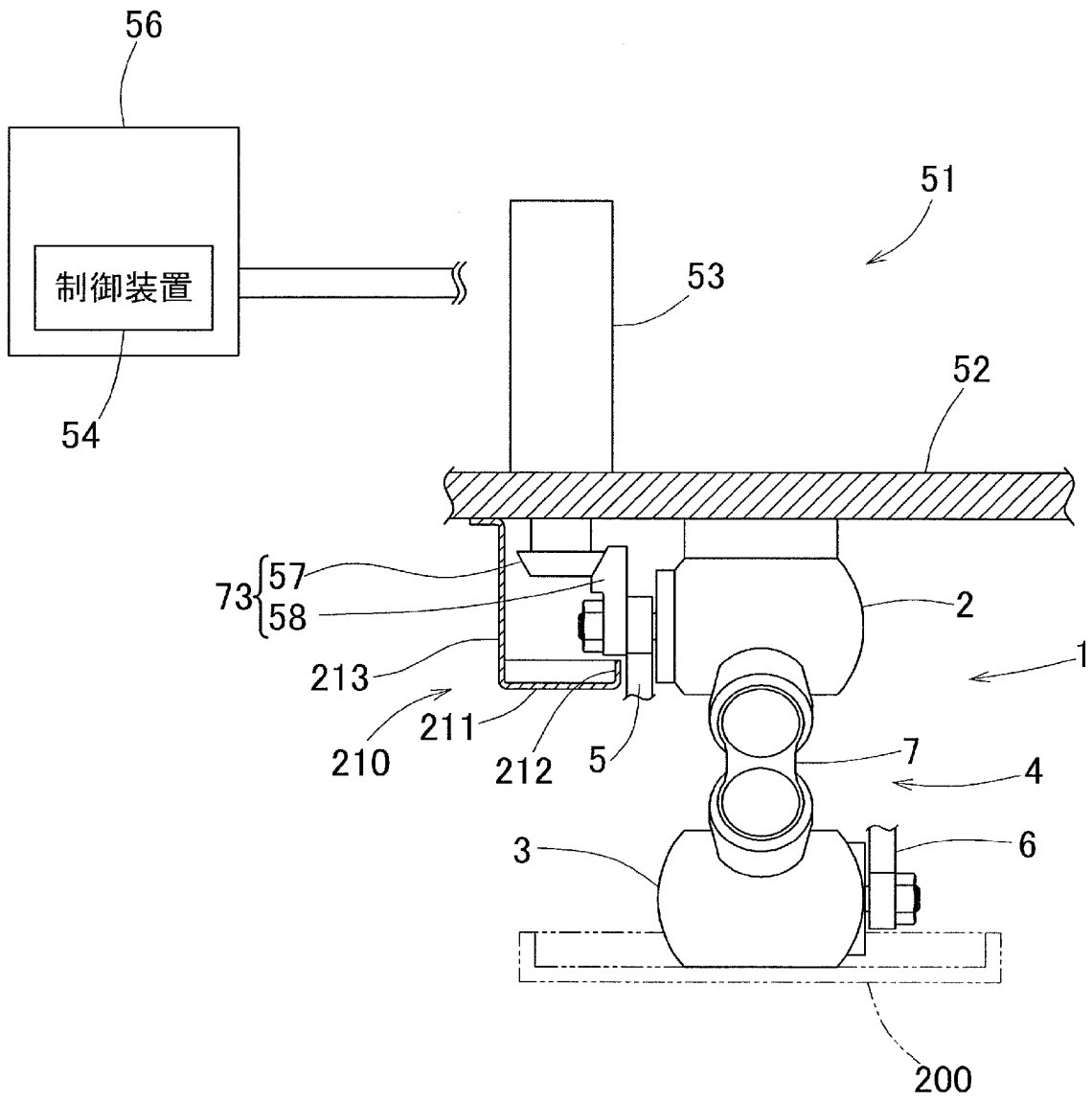
[図17]



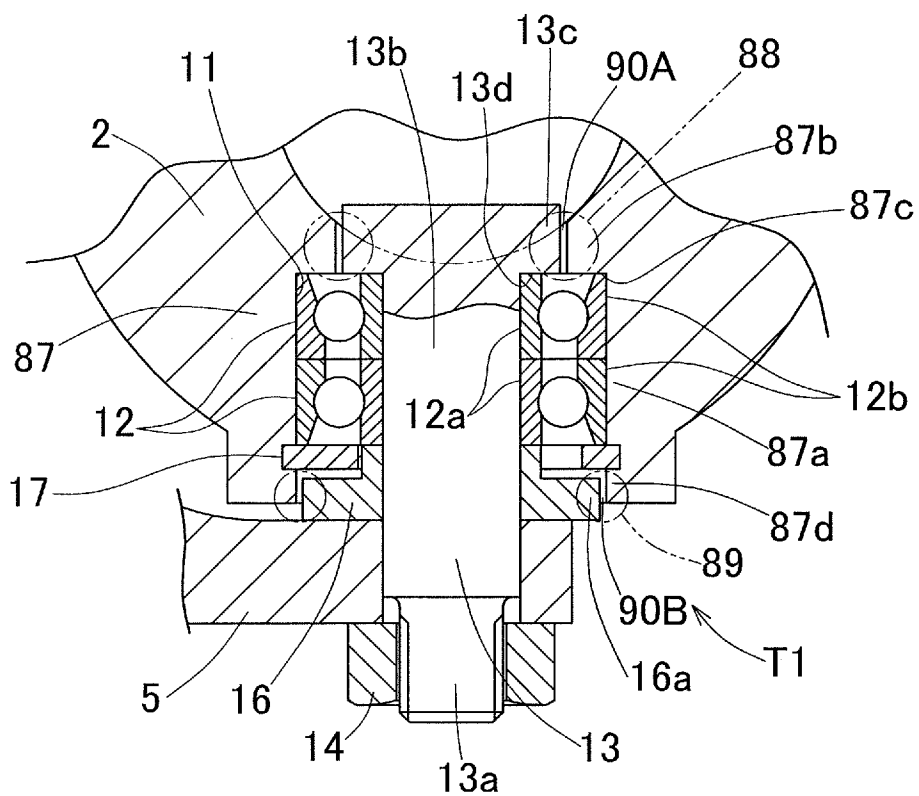
[図18]



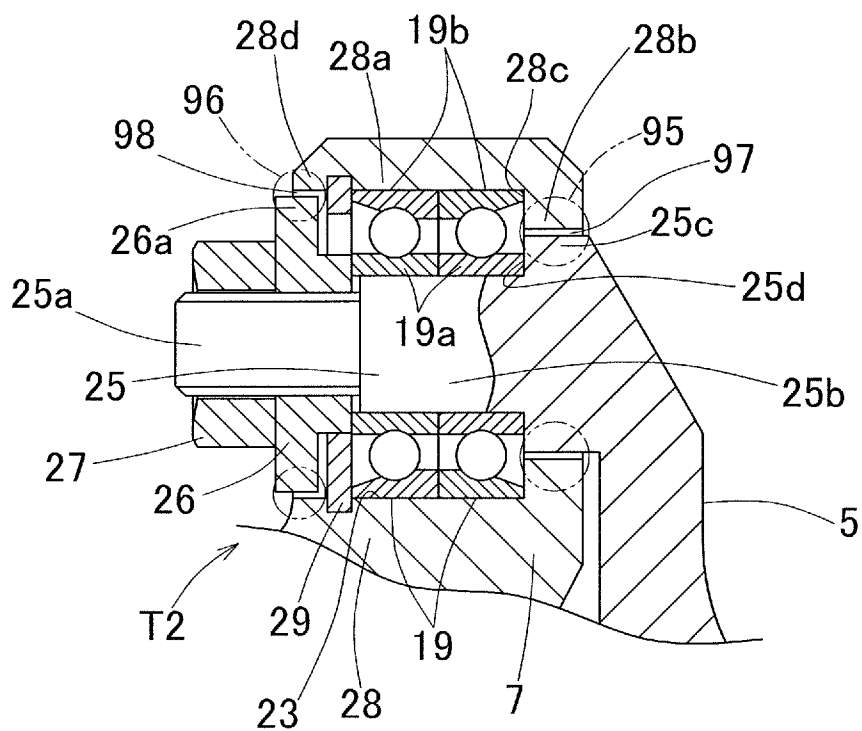
[図19]



[図20]

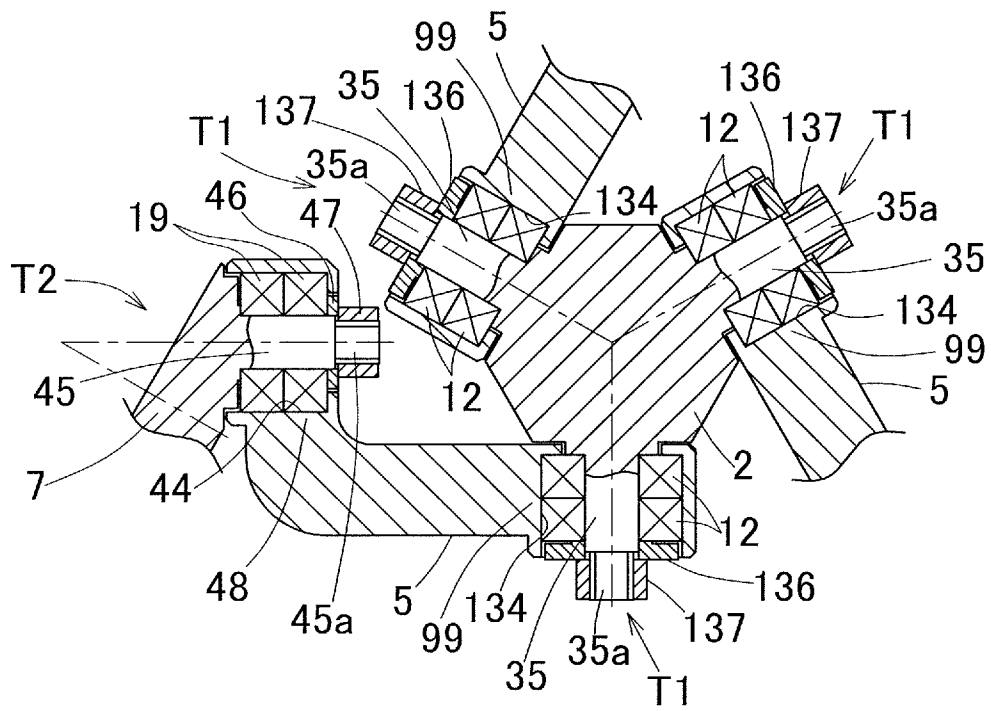


[図21]

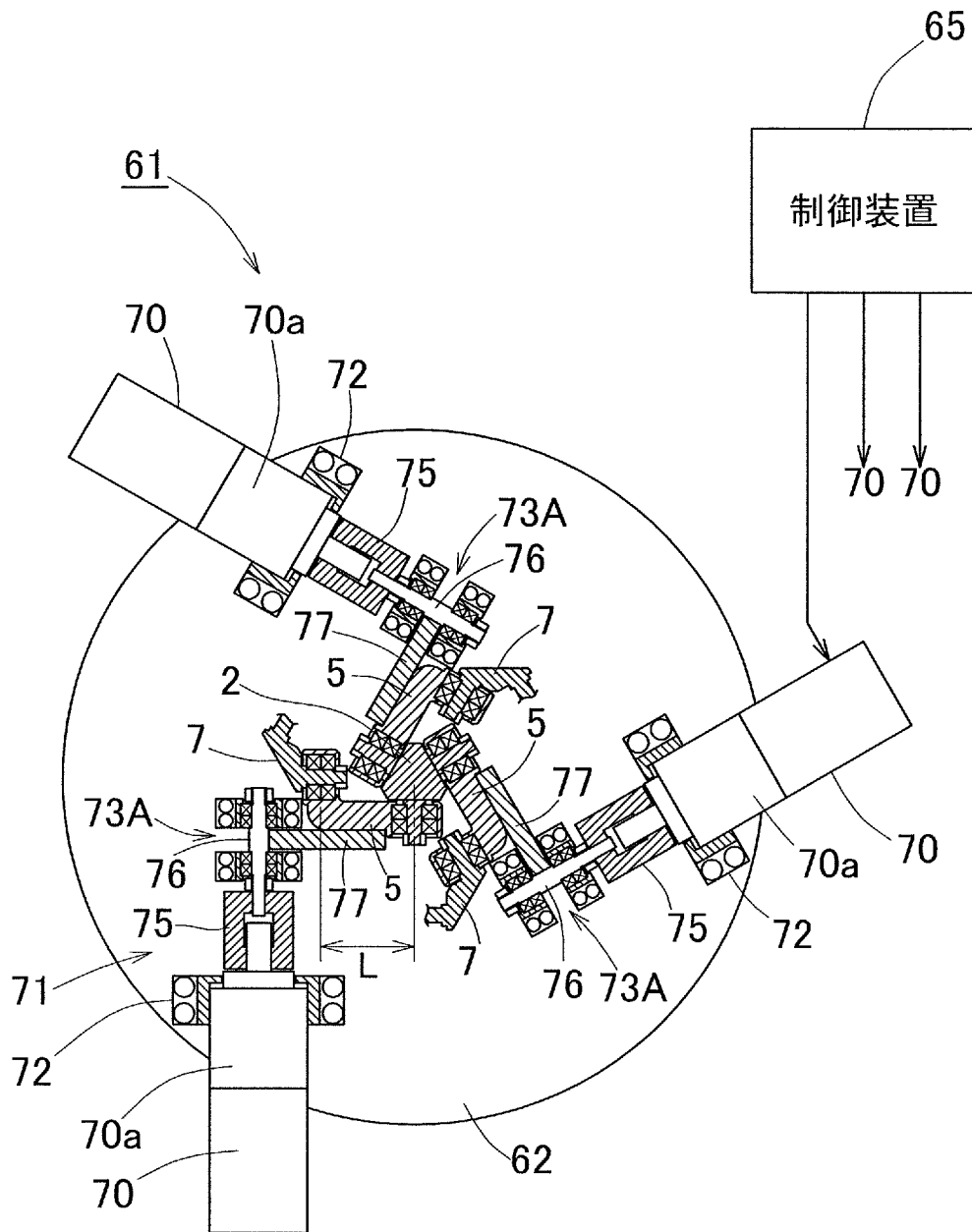




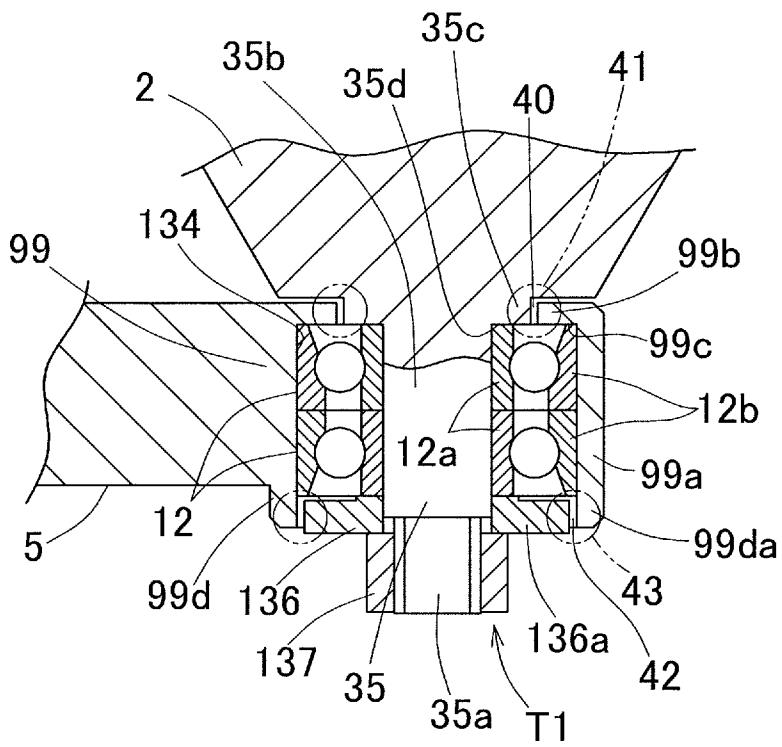
[図24]



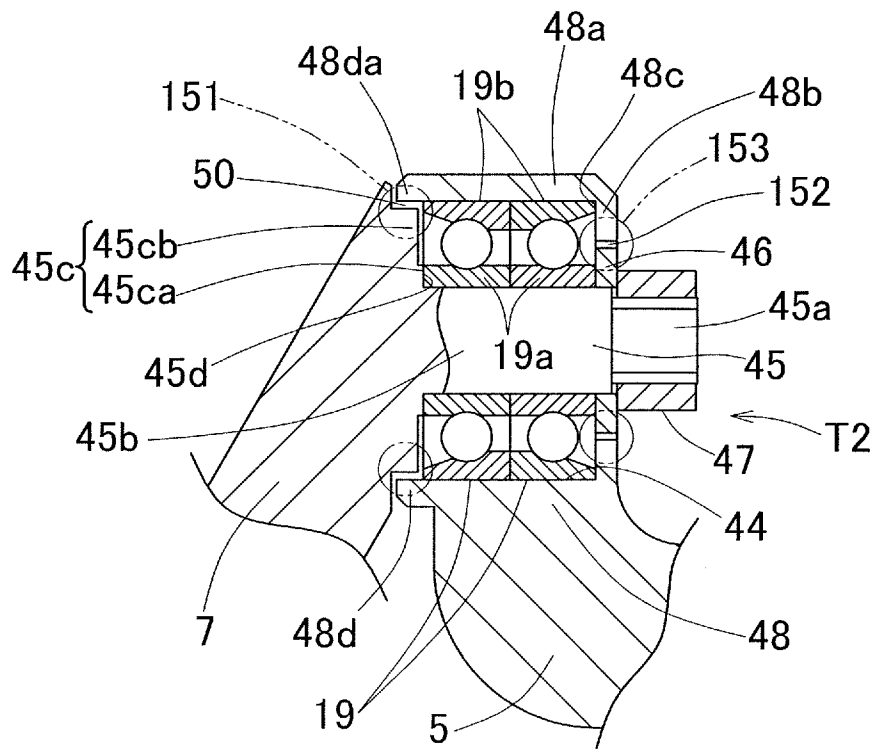
[図25]



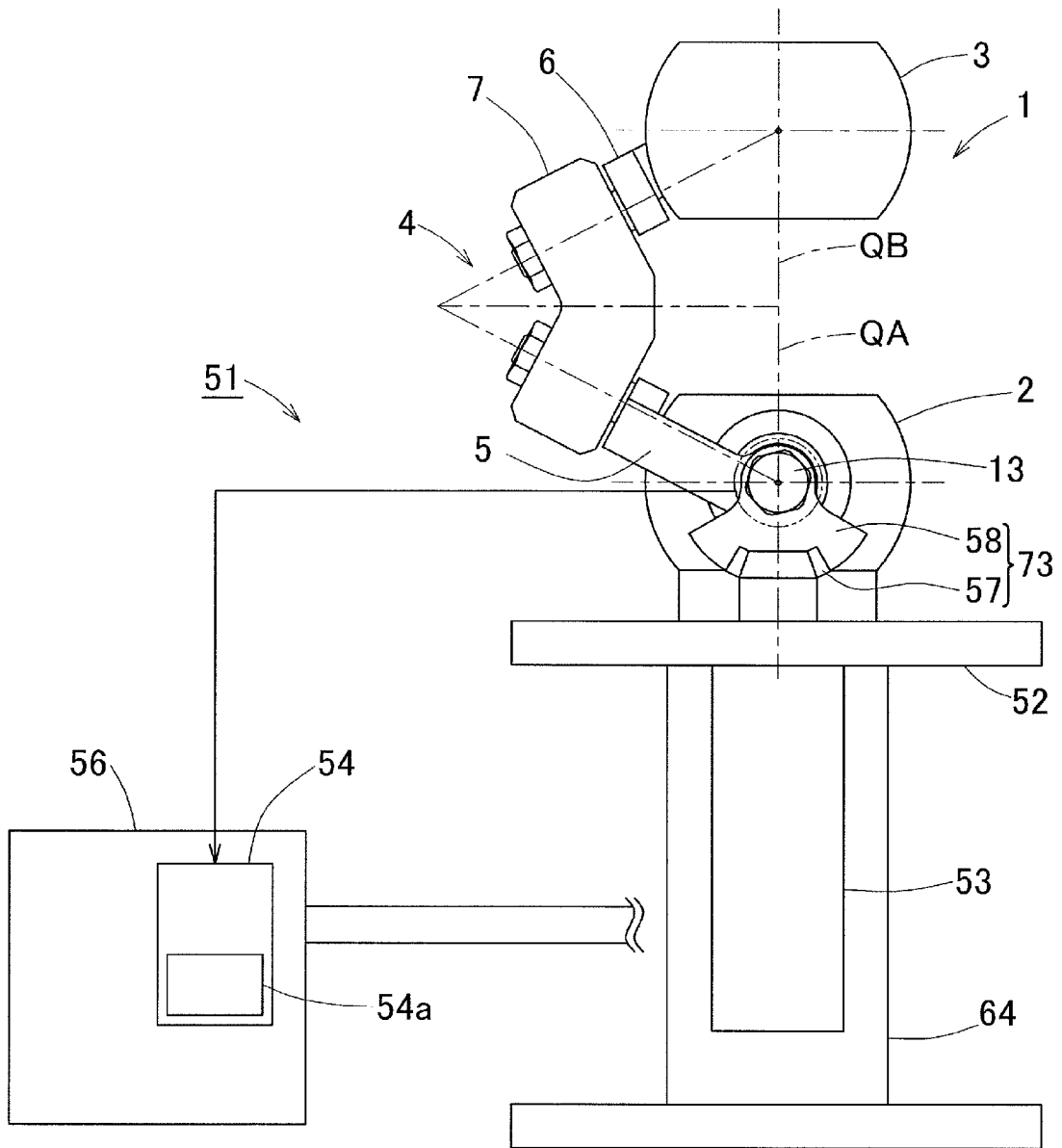
[図26]



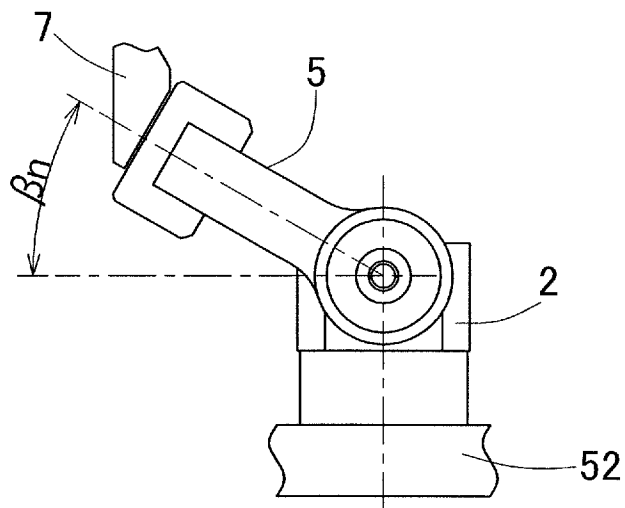
[図27]



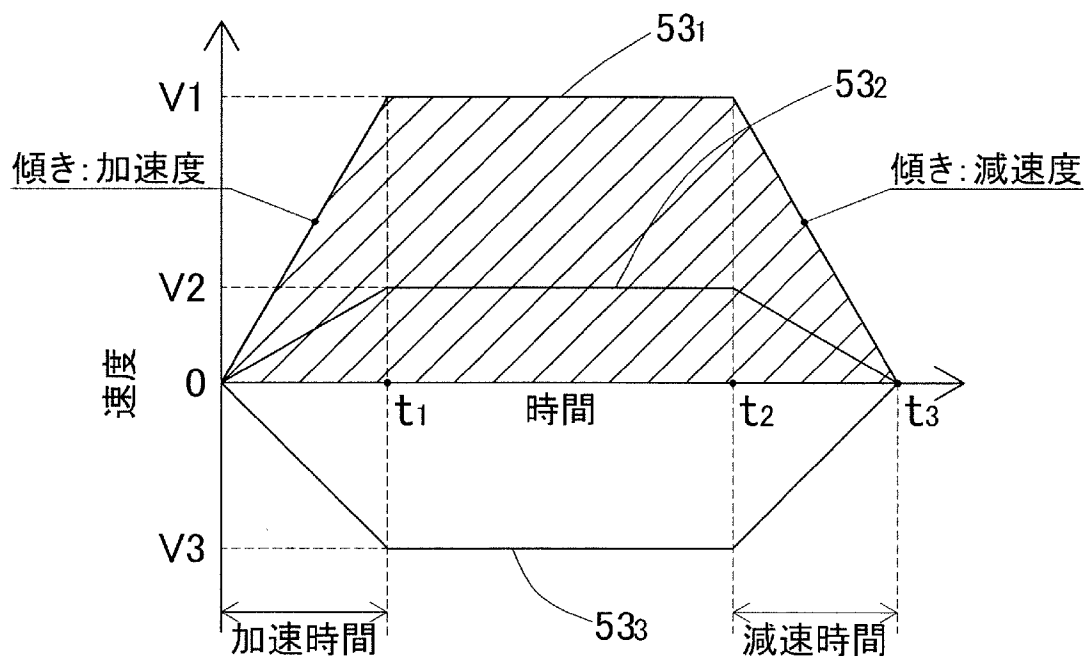
[図28]



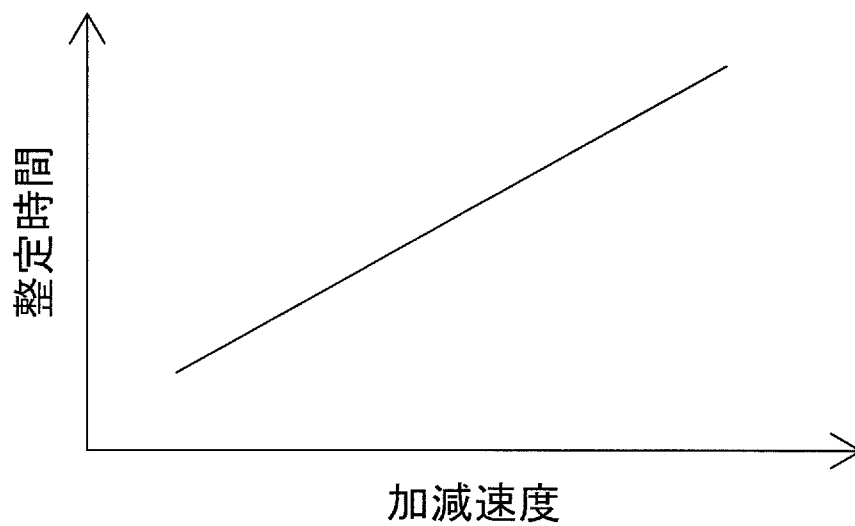
[図29]



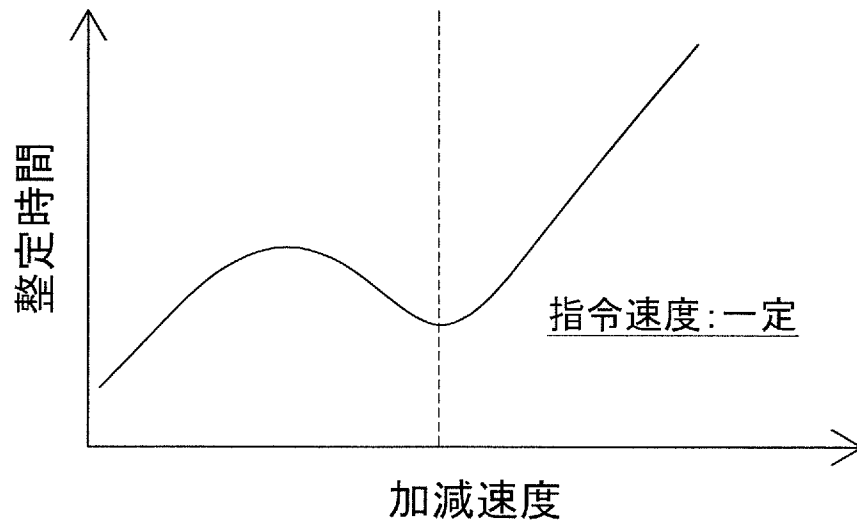
[図30]



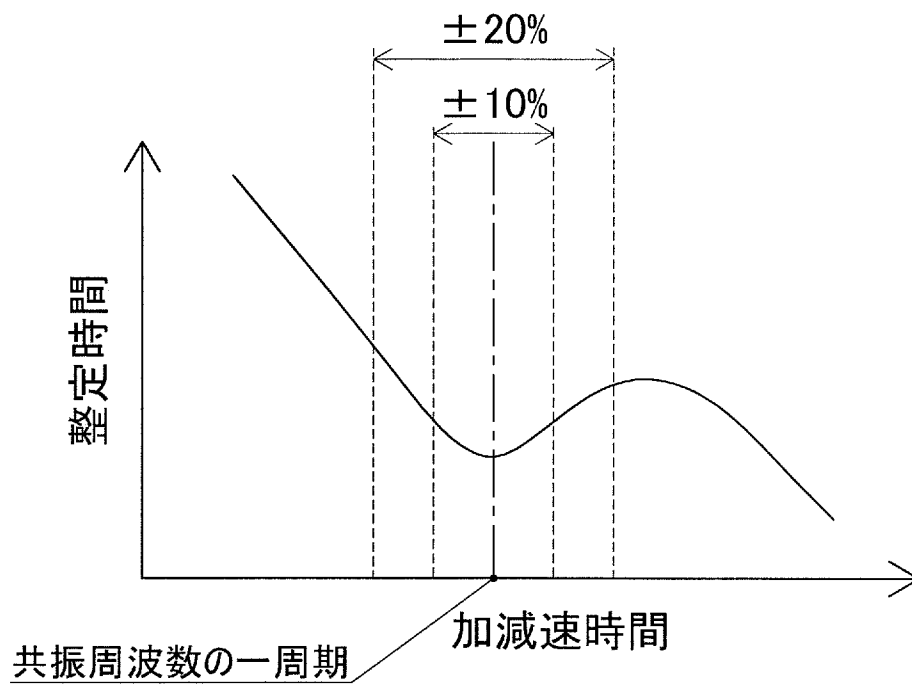
[図31]



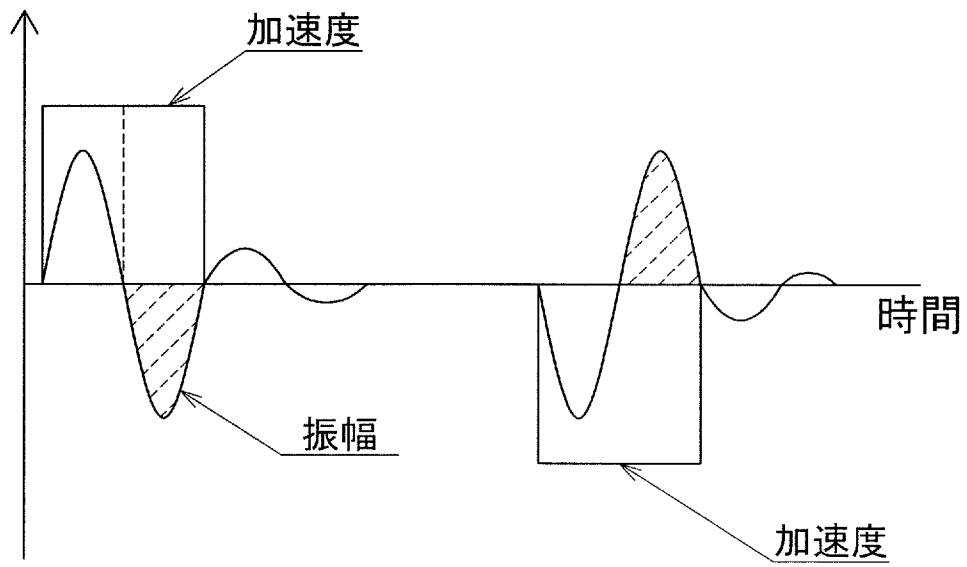
[図32]



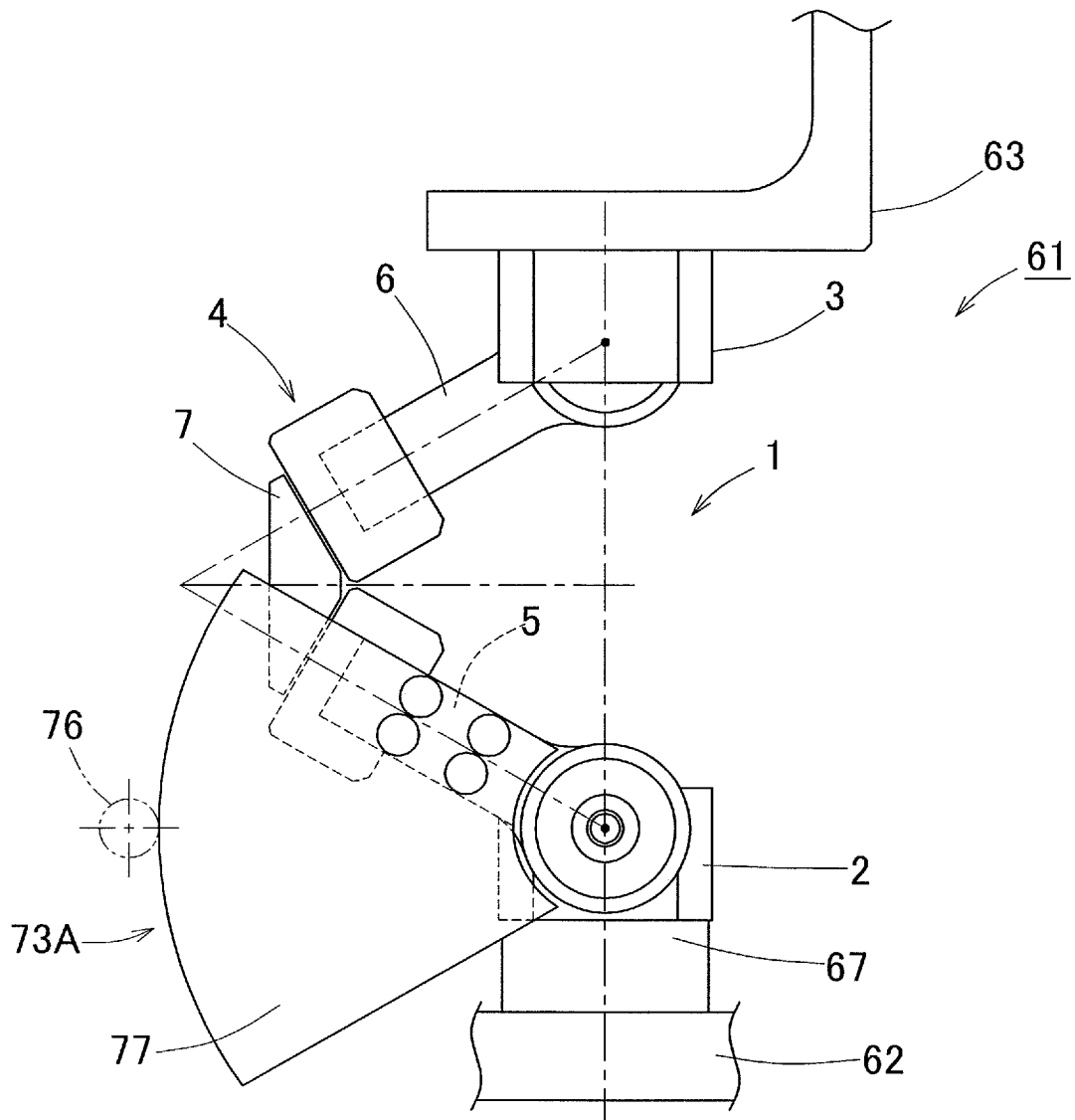
[図33]



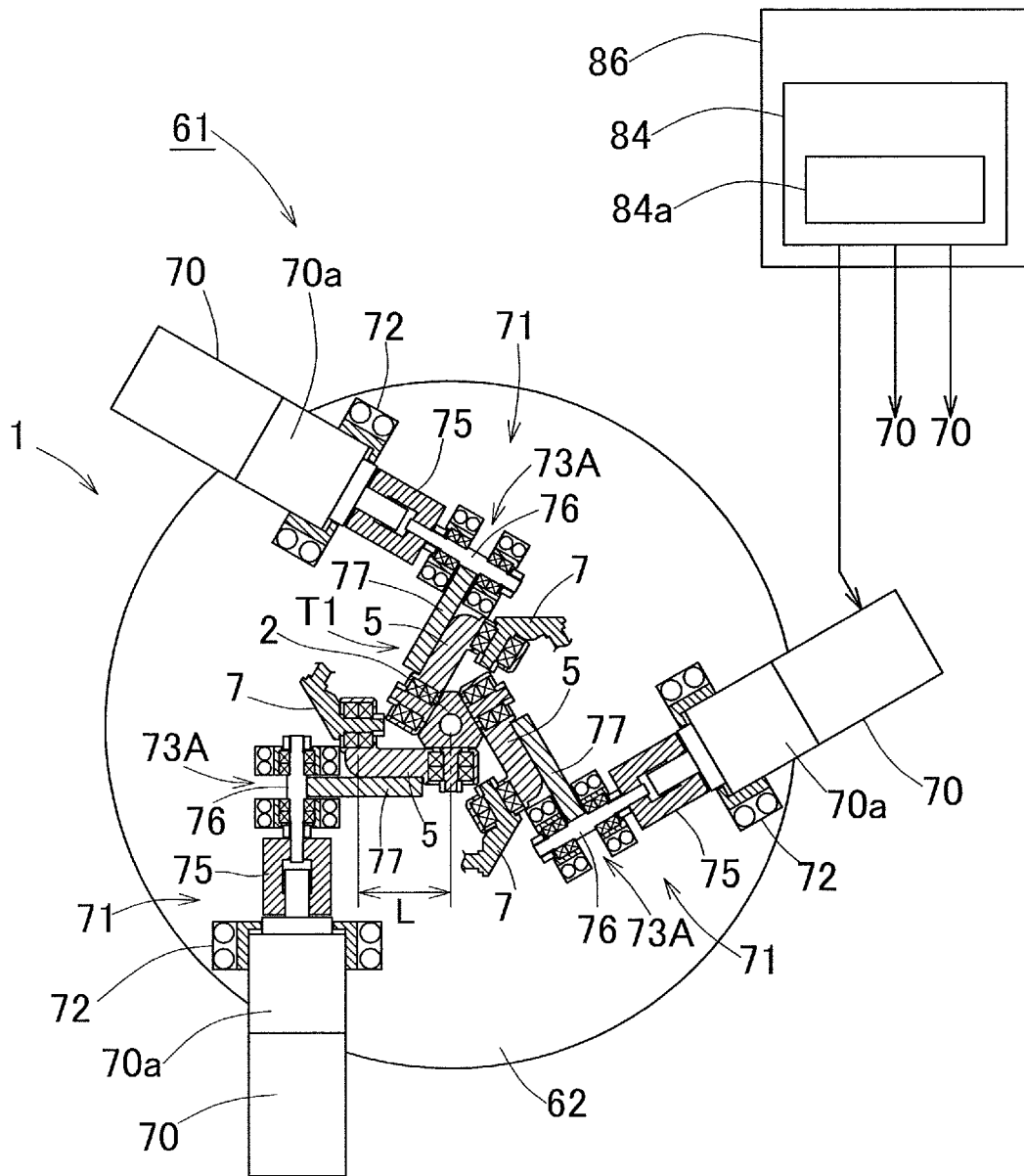
[図34]



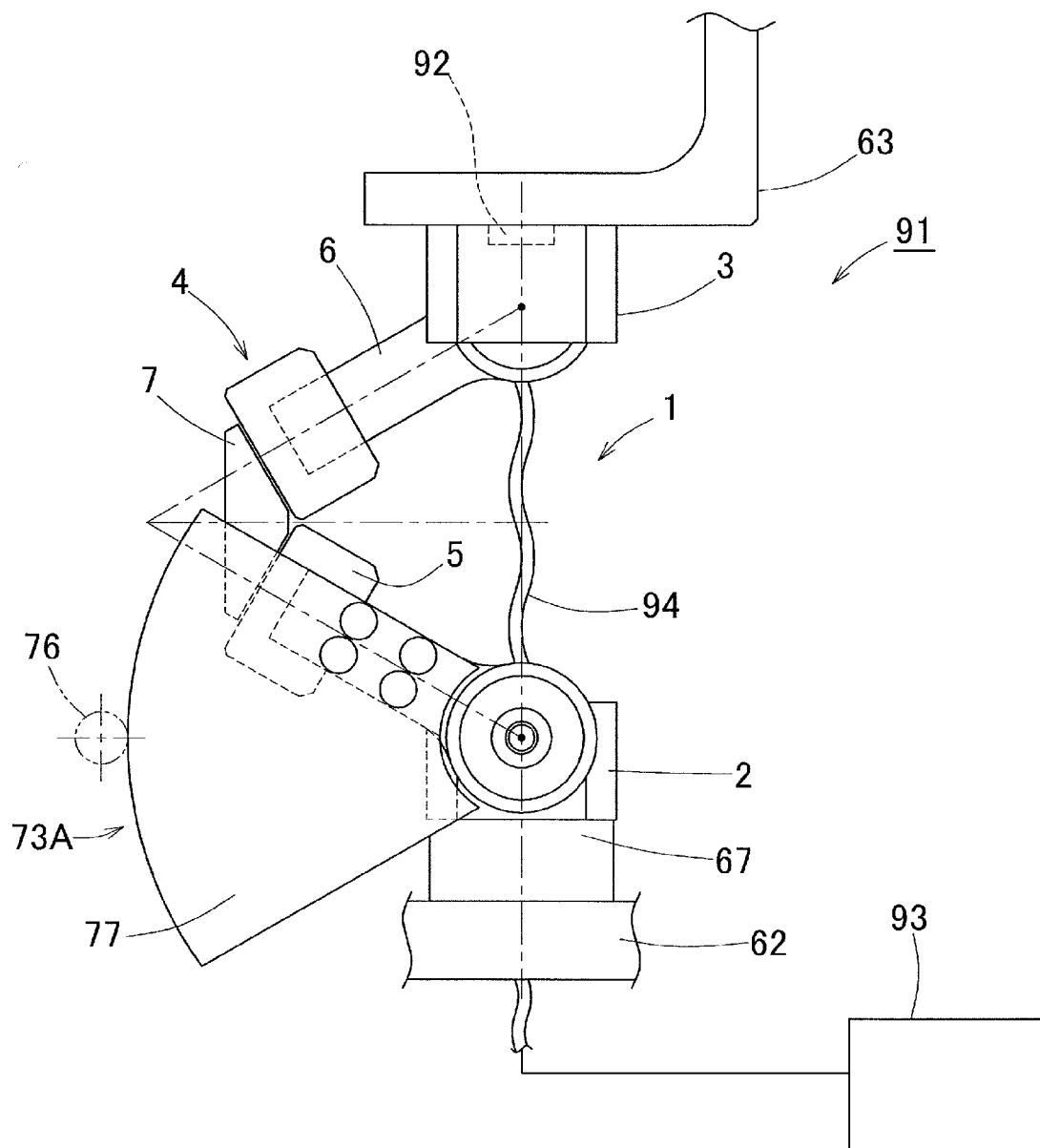
[図35]



[図36]



[図37]



**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

International application No.

PCT/JP2013/057233

**A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER**

B25J11/00(2006.01) i, B25J9/10(2006.01) i, B25J19/00(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)

B25J11/00, B25J9/10, B25J19/00

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	1996-2013
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2013	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2013

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 A	JP 2011-240440 A (NTN Corp.), 01 December 2011 (01.12.2011), entire text; all drawings & WO 2011/145499 A1 & CN 102892559 A & US 2013/0055843 A1	1-12, 17 13-16, 18-30
Y A	JP 2002-273676 A (Toyoda Machine Works, Ltd.), 25 September 2002 (25.09.2002), entire text; all drawings (Family: none)	1-12, 17 13-16, 18-30
Y	JP 2005-226777 A (NTN Corp.), 25 August 2005 (25.08.2005), claim 11 (Family: none)	3-4

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  
02 May, 2013 (02.05.13)

Date of mailing of the international search report  
14 May, 2013 (14.05.13)

Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/057233

## C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	JP 2009-214211 A (Nachi-Fujikoshi Corp.), 24 September 2009 (24.09.2009), entire text; all drawings (Family: none)	8-12, 17 13-16
A	JP 2009-255194 A (Murata Machinery Ltd.), 05 November 2009 (05.11.2009), abstract (Family: none)	8-17
A	JP 2003-184857 A (NTN Corp.), 03 July 2003 (03.07.2003), abstract; paragraph [0001] (Family: none)	13-16
A	JP 7-116983 A (Toshiba Machine Co., Ltd.), 09 May 1995 (09.05.1995), paragraphs [0020] to [0021] (Family: none)	18-30

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))  
 Int.Cl. B25J11/00(2006.01)i, B25J9/10(2006.01)i, B25J19/00(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. B25J11/00, B25J9/10, B25J19/00

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 1971-2013年  
 日本国実用新案登録公報 1996-2013年  
 日本国登録実用新案公報 1994-2013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 A	JP 2011-240440 A (NTN株式会社) 2011.12.01, 全文, 全図 & WO 2011/145499 A1 & CN 102892559 A & US 2013/0055843 A1	1-12, 17 13-16, 18-30
Y A	JP 2002-273676 A (豊田工機株式会社) 2002.09.25, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-12, 17 13-16, 18-30
Y	JP 2005-226777 A (NTN株式会社) 2005.08.25, 【請求項11】 (ファミリーなし)	3-4

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 02.05.2013	国際調査報告の発送日 14.05.2013
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁 (ISA/J P) 郵便番号100-8915 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号	特許庁審査官 (権限のある職員) 落合 弘之 3U 2921 電話番号 03-3581-1101 内線 3324

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 A	JP 2009-214211 A (株式会社不二越) 2009.09.24, 全文, 全図 (ファミリーなし)	8-12, 17 13-16
A	JP 2009-255194 A (村田機械株式会社) 2009.11.05, 【要約】 (ファミリーなし)	8-17
A	JP 2003-184857 A (NTN株式会社) 2003.07.03, 【要約】、段落【0001】 (ファミリーなし)	13-16
A	JP 7-116983 A (東芝機械株式会社) 1995.05.09, 段落【0020】 - 【0021】 (ファミリーなし)	18-30