

ベアリング組立事例におけるパラレルメカニズムの設計，製作

増田 峰知*，家城 悌*，藤原 基芳**，田畑 康晴**，新井 健生***

A Design and Product of Parallel Mechanism for the assembly work of the Bearing

by Takanori MASUDA，Tei IEKI，Motoyoshi FUJIWARA，
Yasuharu TABATA and Tatsuo ARAI

This report shows the design arrangement, manufacturing and supporting experiment for parallel mechanism with six vertical fixed linear actuators. The link parameters are designed on the basis of the required end-effector specifications, which are speed, torque, resolution and rotation angle. Those are determined from calculating kinematics and statics. As a concrete case, the assembly work of the roller bearing was made to be an object. The prototype is made by proposed design procedure. The velocity of end-effector satisfied desired value, and it succeeded in the assembly experiment.

Key Words: parallel mechanism, kinematics, statics, optimized design, assembly

1. 緒言

一般に，組立作業は，ワークの位置姿勢と負荷を同時に制御することが要求される．この様な作業の多くは，タクトタイムや負荷の仕様から，重筋作業になる場合も多く，自動化や省力化が望まれている．従来，自動組立装置に用いられる駆動機構としては，腕型多関節ロボットに代表されるシリアルメカニズムが代表的である．しかし，これは，リンクが直列に構成された片持ち梁構造のため，高精度と高負荷の両立は，困難であった．

Stewartにより広く応用が紹介されたパラレルメカニズムは，複数の閉ループで構成されたリンクを並列に配置した機構であるため，精度と出力に優れていて高精度高負荷作業への適応が期待できる¹⁾．また，パラレルメカニズムは，機構を構成する設計パラメータ（例えば寸法）を任意に設定することにより，速度や動作領域を重視する特性や，精度や出力を重視する特

性まで，機構特性をいろいろに設定できる特徴を持っている．

多自由度マニピュレータの設計は，目的の作業仕様に応じて，寸法や出力などの設計パラメータを最適化して決定する必要がある．しかしながら，パラレルメカニズ

ムについて，作業仕様から機構の設計パラメータを導く設計手順を示した報告は見あたらない．

本報は，具体事例により，パラレルメカニズムの設計手順を示し，この設計に基づき試作，作業実験した事例を報告する．まず，設計に必要な基礎計算式を運動学及び静力学特性に基づき整理する．次に，組立作業に要求される仕様から設計パラメータを選択決定する手順を示す．具体的な事例は，図1に示すような自動調心ころベアリングの組立作業とした．最後に，装置の性能確認実験，及び位置と姿勢を変化させながら負荷を与える組立作業実験の結果を示す．

2. 垂直直動型パラレルメカニズム

2.1 設計モデル

設計モデルに用いたパラレルメカニズムは，当セン

* 金属センター研究グループ

** 機械電子グループ

*** 大阪大学

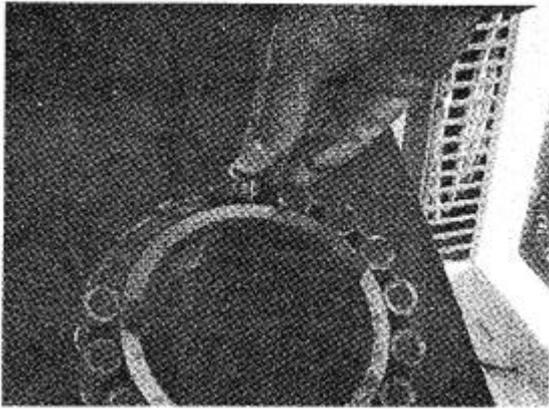


図1 手作業による自動調心ころベアリング組立

ターらで開発を進めている6自由度垂直直動固定型とし、その概要を図2に、その定義図を図3に示す²⁾。

この機構の一般運動学は、閉ループを構成する幾何関係から式(1)で示される³⁾。手先の位置から直動機構の制御量(c_i)を求める逆運動学は、式(1)から単純な幾何のみで求められ、式(2)となる。

$$\mathbf{p} + \mathbf{R}^h \mathbf{s}_i - \mathbf{p}_{bi} = c \mathbf{a} + l_c \mathbf{z}_i \quad (1)$$

$$c_i = \sqrt{z_{ei}^2 - (l_c^2 - (x_{ei} - x_{bi})^2 - (y_{ei} - y_{bi})^2)^{1/2}} \quad (2)$$

但し、 x_{ei}, y_{ei}, z_{ei} : i 軸のエンドエフェクタ側ジョイント中心の座標

x_{bi}, y_{bi} : 軸のアクチュエータ配置座標

手先の位置姿勢の微小運動(e)とアクチュエータの微小運動(c)の関係は、式(3)で示される。

$$\mathbf{J}_1 \mathbf{e} = \mathbf{J}_2 \mathbf{c} \quad (3)$$

$$\text{但し、} \mathbf{J}_1 = \begin{bmatrix} \mathbf{z}_1^T (\mathbf{R}^h \mathbf{s}_1 \times \mathbf{z}_1)^T \\ \vdots \\ \mathbf{z}_6^T (\mathbf{R}^h \mathbf{s}_6 \times \mathbf{z}_6)^T \end{bmatrix} \quad \mathbf{J}_2 = \begin{bmatrix} \mathbf{z}_1^T \mathbf{a} \cdots 0 \\ \vdots \\ 0 \cdots \mathbf{z}_6^T \mathbf{a} \end{bmatrix}$$

平衡状態でのアクチュエータ負荷 $t = (t_0 \cdots t_6)^T$ を示す静力学は、仮想仕事の原理と式(3)を用い、具体的に表すと式(4)で示される⁴⁾。

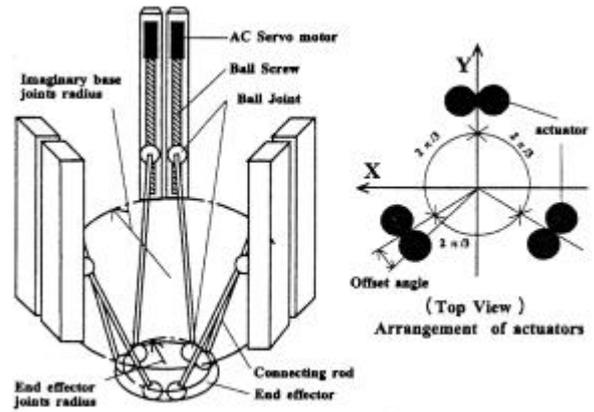
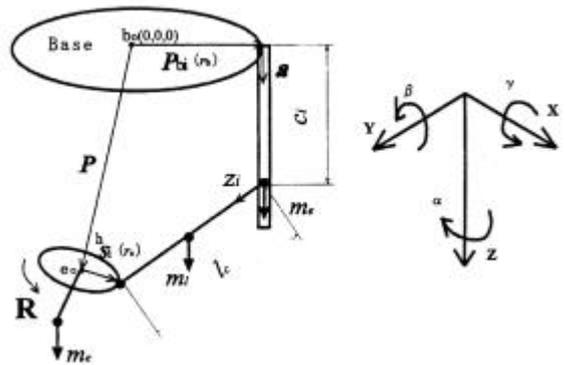


図2 垂直直動型平行メカニズム



α, β, γ : それぞれ z, y, x 軸回りの姿勢

i : アクチュエータ軸番号

\mathbf{p} : エンドエフェクタ中心を示す位置ベクトル

\mathbf{R} : エンドエフェクタの姿勢を表す回転行列

\mathbf{p}_{bi} : ベース中心からベース対偶基準までのベクトル

r_b : 同長さ (スカラー量) ($=|\mathbf{p}_{bi}|$)

\mathbf{s}_i : エンドエフェクタ中心からエンドエフェクタ対

偶点までのベクトル (ハンド座標系)

r_e : 同長さ (スカラー量) ($=|\mathbf{s}_i|$)

\mathbf{z} : アクチュエータ対偶点からエンドエフェクタ対偶点までの方向単位ベクトル

l : 全軸共通の連結ロッド長さ (スカラー量)

\mathbf{a} : ベース対偶基準点からアクチュエータ対偶点までの方向単位ベクトル (各軸共通)

c_i : アクチュエータ制御量 (スカラー量)

m_a : アクチュエータ可動部質量

m_l : 連結ロッド部質量

m_e : エンドエフェクタ可動部質量

e_z : エンドエフェクタ重心までの偏位量

< 図3 幾何関係とパラメータ定義 >

3.2 ベアリング組立作業

自動調心ころベアリングの組立作業は，ころの位置と姿勢を調整しながら，ワークを押し込む作業を繰り返し行うものである．この作業は，類似品種が多い代表的な多種少量生産品組立事例であり，ロットが少なく専用機化が困難な多くの品種は，現在手作業により行われている．押し込み工程の作業軌跡は，内輪と保持器の形状の都合から，姿勢変化を伴う作業になり，イメージを図5に示す．

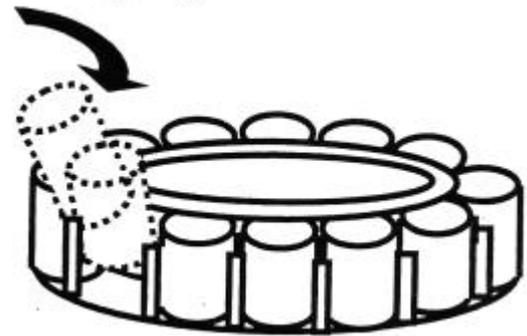


図5 組立時のワークの姿勢

組立作業は，ワーク供給点のころをつまみ上げ，水平に200 (mm) 搬送し，最大0.524 (rad.) までの傾動を考慮した押し込みを行う一連の工程を想定し，図6にモデルを示す．座標系の原点および揺動を伴う押し込み作業の位置は，平行メカニズム中心部とした．これは，中心部が最も可操作性が高いためである²⁾．

それぞれの機能に要求する仕様は，速度については工程中で最も移動量の長い2点間の移動速度を，出力については工程中で最も負荷の加わる作業時の出力を，分解能については工程中で最も精度を必要とする位置での水平方向の手先分解能とし，表1とした．

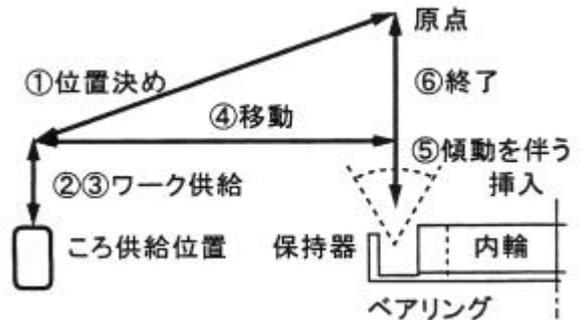


図6 組立作業のモデル化

表1 組立作業モデルの要求仕様

傾動角	0.524 rad.
水平移動速度	500 mm/s (for horizon)
出力	500 N
水平分解能	0.001 mm

$$t = (m_a + m_{lg}/2) \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix} + ((EJ_2^{-1}J_1)^T)^{-1} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ m_e g + 3 m g \\ 0 \\ m_e g \begin{pmatrix} -\sin & \cos \end{pmatrix} e_z \\ m_e g \begin{pmatrix} -\cos & \sin \end{pmatrix} e_z \end{pmatrix} \quad (4)$$

但し， E ：ヤコビ行列の姿勢変化速度の表現方法を変換する行列

$$E = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & -\sin & \cos & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos & \sin & \cos & -\sin \end{pmatrix}$$

3. 設計準備

3.1 設計に必要なパラメータ

平行メカニズムを構成する設計パラメータは，図4中に示した各特性値である．

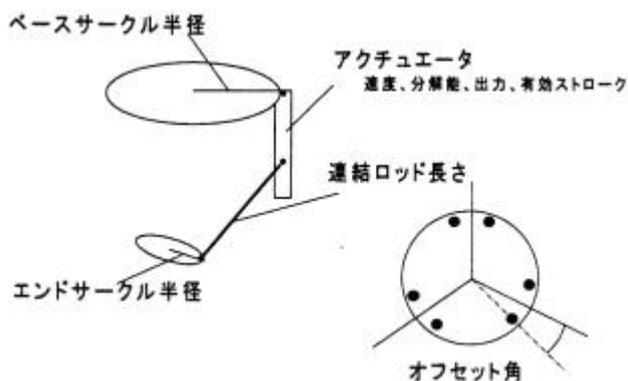


図4 平行メカニズムの設計パラメータ

4. 設計手順

4.1 設計の流れ

本研究で検討，提案する設計の流れを図7に示す．手順は，まず，動作領域や機構干涉などの幾何的な条件を，逆運動学及び微小運動学から得られた特性のバランスから選択し，各機構寸法を決定する．次に，逆運動学，微小運動学，及び静力学に基づきアクチュエータ仕様を決定する．

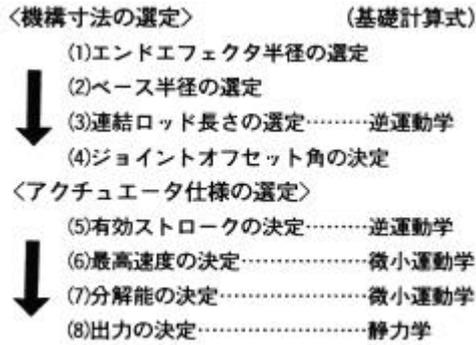


図7 検討した設計手順

4.2 機構寸法の選定

ベース，エンドエフェクタの半径(r_b ， r_e)及び連結ロッド長さ(l_c)は，可動領域特性，外寸の制限，作業干渉性などを総合して選定する．図8は， r_b を基準として l_c ， r_e を変化させた時の可動領域の体積変化を等高線図で示した例である．図8より動作領域は l_c が長いほど大きくなり， r_e に対してはピークを持つことが判る．このことから，設計パラメータは，等高線のピークを結ぶ線(図中の白線で示す)付近を選択することが，動作領域効率がよいことが分かる．また，機構の特性は 精度を重視する場合はこの白線の左下方で，動作領域を重視する場合は右上方を選択することで調整できる．この図及び各種制限を条件に，以下に個々の値を選定する．

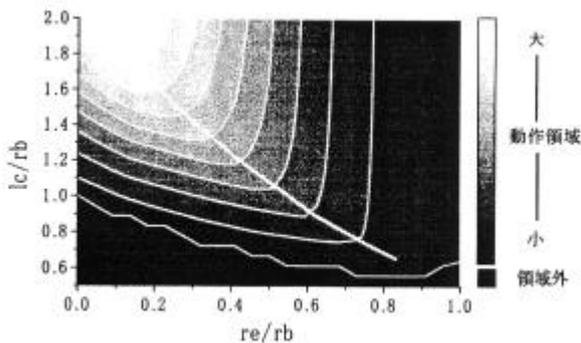


図8設計パラメータの組合せによる動作領域の変化

4.2.1 ベース半径(r_b)，エンドエフェクタ半径(r_e)の選定

エンドエフェクタ半径(r_e)は，式(3)中 J_1 より，姿勢変化速度に影響するため，ある程度大きい方が望ましい．しかし，揺動角が大きくなると，図9に示すように，ワークとの間に作業干渉が発生する．事例では，採用予定の汎用チャックの高さ(図9中の(H))，及び作業時の揺動角から $r_e=120$ (mm)を選定した．

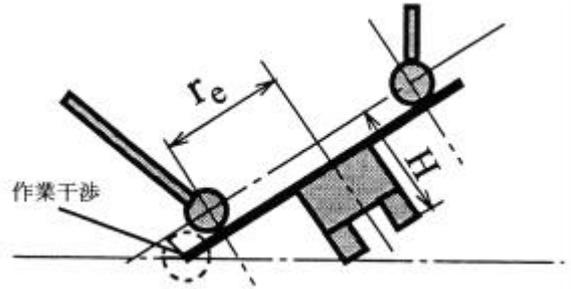


図9 手先に発生する作業干渉

ベース半径 r_b は，動作範囲から制限される最小値と，装置外寸から制限される最大値の二つの制限を考慮しなければならない．最小 r_b は，水平方向の原点から最大動作距離(事例では，200 (mm))と r_e の和以上であればよく，本事例では，最小 r_b は，320 (mm)以上となる．最大 r_b は，設置スペースや搬入口の大きさなどの環境要因で決められる．事例では，390 (mm)以下であったため， r_b は，360 (mm)を選択した．この時， $r_e / r_b = 0.33$ となる．

4.2.2 連結ロッド長さ l_c の選定

$r_e/r_b=0.33$ の時，図8より $l_c/r_b=1.33$ 程度で体積効率がよいことが判る．この時 l_c は540 (mm)になる．また，図10は，連結ロッド長さとして水平方向の可動領域との関係

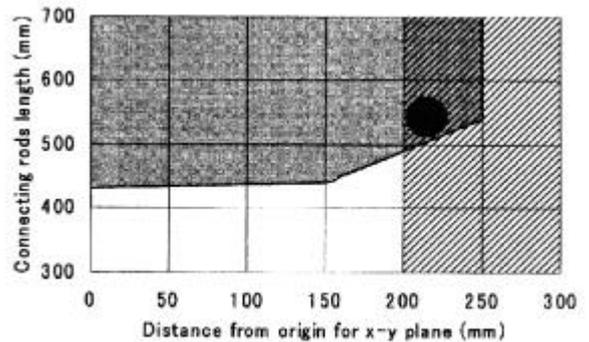


図10 連結ロッド長さとして可動範囲の関係

係を示している。灰色部が、エンドエフェクタが到達可能な、可動領域である。手先精度は、連結ロッド長さが長くなるほど劣化する。よって、連結ロッド長さは、水平方向動作範囲の要求仕様である200 (mm)以上を満たし、かつ精度が劣化しない斜線領域が適当と考えられる。このことから、 $l_c=540$ (mm)は、適当と判断される。

4.2.3 ジョイントオフセット角の決定

ジョイントオフセット角は、小さい方がz軸回りの力学性質が好ましいと考えられる。実際には採用する3自由度ジョイントの半径分のオフセットが必要である。この角度は、 r_e 、 r_b のそれぞれの半径とあらかじめ選択するボールジョイントの外径から求まる。事例の場合、それぞれ $e=0.167$ (rad.)、 $b=0.056$ (rad.) となった。

4.3 アクチュエータの決定

4.3.1 有効ストロークの選定

有効ストロークは、逆運動学から求められる全工程でのアクチュエータ制御量の最大差以上あれば良い。事例では、353.8 (mm) 以上となったが、作業性を考慮し $l_s=500$ (mm) とした。

4.3.2 最高速度の選定

発生できる最高速度は、手先の位置により異なる。事例において、手先で500 (mm/s) 得るためにアクチュエータに要求される最高速度と、中心からの位置の関係を図11に示す。事例では、図6の作業モデルで最も手先速度が要求される水平移動の中間点(原点から100 (mm) の位置)を対象にし、図11から $av=500$ (m/s) とした。

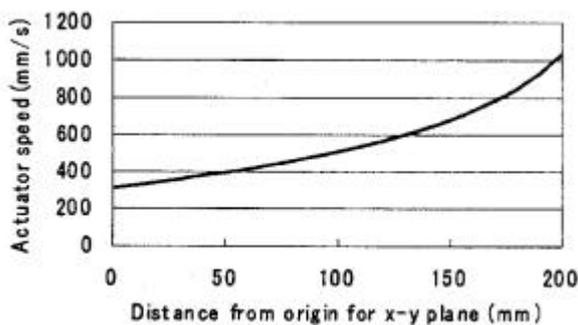


図11 手先速度500 (mm/s) 時のアクチュエータ速度と動作領域の関係

4.3.3 分解能の選定

アクチュエータ分解能は、手先の分解能を与えた時、式(3)より得られた各軸の微小変位の最小値とした。

事例では、挿入のための位置決めを行う原点付近の分解能で設計を試みた。エンドエフェクタ分解能が0.001 (mm) 時、要求されるアクチュエータ分解能は0.006 (mm) 以下である。よって、 $ar=0.005$ (mm) とした。

ここで、分解能はエンドエフェクタで得られる精度ではないことに注意しなければならない。総合精度の検証は、実機による計測が必要である。

4.3.4 出力の選定

アクチュエータ出力は、式(4)に適当な値を代入し得た。事例では、 $m_e=10$ (kg)、 $m_l=1$ (kg)、 $m_a=2$ (kg)、 $e_z=100$ (mm) とし、作業負荷を手先重心に加算した時、作業中アクチュエータに要求される最大推力は、91.24 (N)以上である。よって、 $af=100$ (N) とした。

4.4 決定した仕様

図12は、4.1~4.3に示した手順により設計に採用した値である。

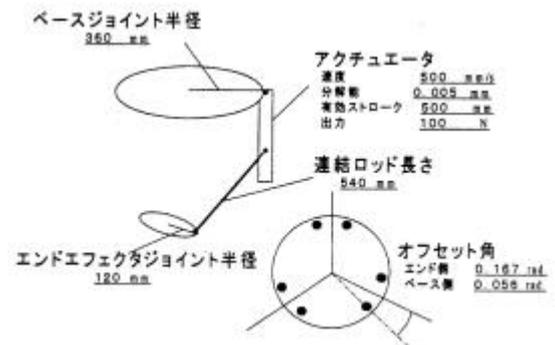


図12 決定したパラレルメカニズムの設計パラメータ

5. 製作と実験

5.1 製作

実験機は、図12に示した仕様に基づき製作した。直動機構は、ACサーボモータ、精密ボールねじ、及び直動ガイドで構成し、制御装置は、パーソナルコンピュータ (OS: WinNT) を用いた。制御プログラムは、式(1)に基づく逆運動計算による位置制御方式である。連続動作は、PTPで得ている。また、本装置は、電圧出力による速度制御、トルク制御にも対応した制御系構成となっている。制御系のブロック図を図13に、機構本体を図14に、ワークの保持状態、ころ供給位置を図15に示す。図15に見られるように、ワーク供給位置は、挿入位置より200 (mm) 水平の位置とした。

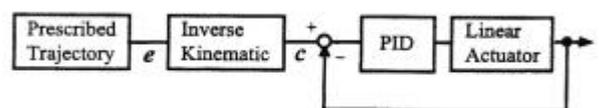


図13 ブロック図

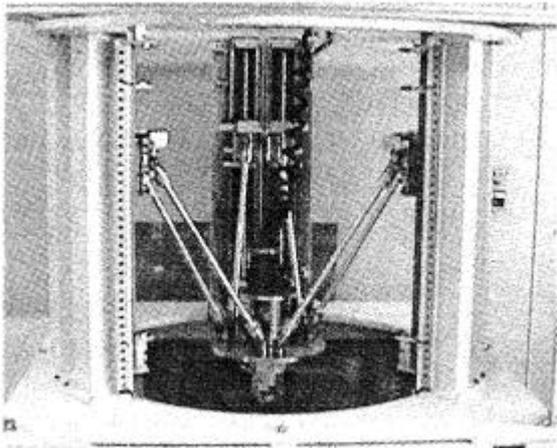


図14 機構本体部

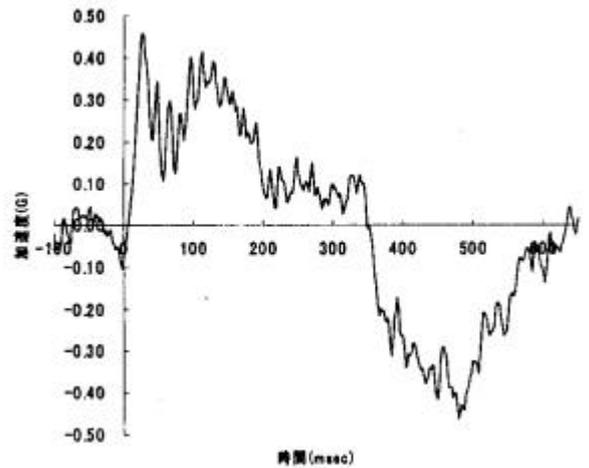


図16 発生加速度

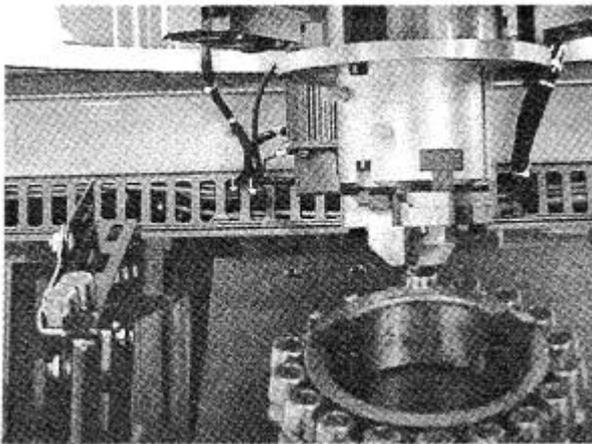


図15 ころ供給位置とベアリング保持位置

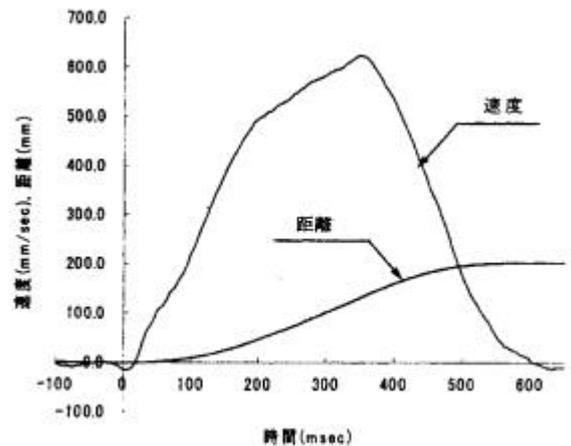


図17 手先の移動速度及び距離

5.2 検証実験

製作した装置が、表1の要求仕様を満たしていることを確認するための検証実験を行う。検証実験は、手先に取り付けた加速度センサから得たデータを時間で積分して、速度及び距離について、設計値と比較することで行った。

図16,17は、原点から200mm離れた位置から原点まで移動する場合の加速度測定結果、及び速度、距離の計算結果である。図中の横軸は、時間 (msec) であり、縦軸は、図16は、重力加速度 (m/s^2) で、図17は、速度 (mm/s) 及び距離 (mm) である。

図17より、装置は設計目標値の500 (mm/s) を満足していることがわかる。また、図16より約200 (ms) で加減速を行い、手先に発生した最大加速度は、約 ± 4 (m/s^2)に達し、約600 (ms) で移動が終了していることがわかった。

5.3 組立作業実験

最後にベアリングの組み立て実験を行った様子を示す。作業実験は、予め生成された図6の作業モデルに基づき行い、この工程を連続して行うことに成功した。図18は、供給点から搬送されたころを、ベアリングの所定位置で位置決めし、軽く押し込んだ様子である。この時、保持器と内輪の形状から、すこし傾いて組み込まれていることが分かるが、これはチャックのコンプライアンスを利用している。図19は、チャックの爪を閉じ、その先端を使って位置と姿勢を徐々に変化させながら押し込んでいる様子を示している。

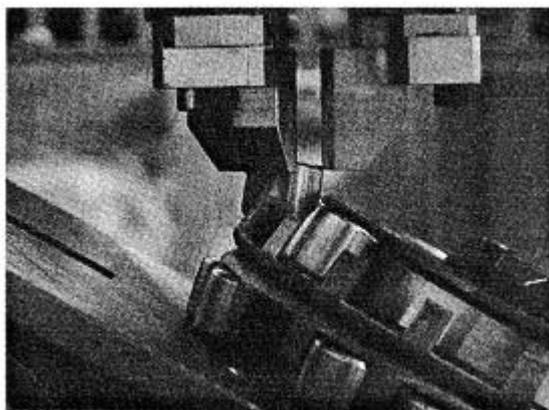


図 18 作業の様子（位置決め）

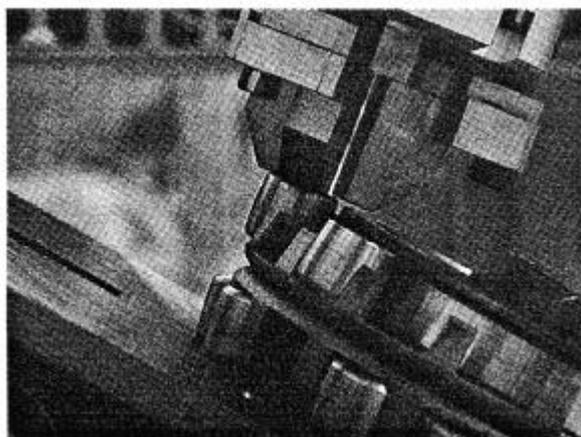


図 19 作業の様子（傾斜しながらの押し込み）

参考文献

- 1) Stewart, D.: "A PLATFORM WITH SIX DEGREES OF FREEDOM", Proc. Inst. Mech. Eng., Part 1, 180-15, 371-386 (1965)
- 2) 増田峰知, 藤原基芳, 新井健生: "垂直直動型パラレルメカニズムの運動学と開発" (投稿中)
- 3) Arai, T., Tanikawa, T., Merlet, J.-P., Sendai, T.: "DEVELOPMENT OF A NEW PARALLEL MANIPULATOR WITH FIXED LINEAR ACTUATOR", Japan/USA Symposium on Flexible Automation, Vol. 1, 145-149 (1996)
- 4) 藤原基芳, 増田峰知, 新井健生: "直動固定型パラレルメカニズムのアクチュエータ負荷の推定及び実験", 計測自動制御学会第36回学術講演会予稿集, 783-784 (1997)

6. 結言

本研究をとおし、以下の知見を得た。

- (1) 自動調心コロ軸受けの組立作業を対象にして、作業に要求される仕様から、パラレルメカニズムの設計パラメータを決定する手順を示した。
- (2) 設計の基礎になる計算式を、逆運動学、微小運動学、静力学について整理した。
- (3) 加速度センサによる実証実験で、移動速度に関して、目標設計値が満たされていることを確認し、設計の妥当性を実証した。
- (4) 製作された装置により、組立作業に成功した。
- (5) 本実験は、位置フィードバック制御で行ったが、位置、速度を同時にフィードバックできれば、より滑らかな動作が期待できる。また、力覚による接触状態や、負荷の大きさを判断して、自律的に作業を行うことも望まれ、これらは今後の課題である。