研究論文

油圧シリンダを用いた6自由度パラレルリンク機構の運動特性 第一報 サーボ系の周波数特性解析*

土 屋 研 吾**, 佐 藤 三 禄**, 鈴 木 勝 正**

Dynamic Characteristics of Parallel Link Mechanism with Six Degrees of Freedom Using Hydraulic Cylinders 1st Report Frequency Response Analysis of a Servomechanism

Kengo TSUCHIYA, Sanroku SATO, Katsumasa SUZUKI

A parallel link mechanism with six degrees of freedom using six electrohydraulic servo cylinders has large rigidity and support power. This feature is widely used for a driving device with multi degrees of freedom that has a heavy load and needs a large driving force. However, the research concerning the dynamic characteristics of this mechanism is scarce. This research aims at the systematic experimental and the theoretical analysis of the basic characteristics. A detailed mathematical model was made, and a transfer function was obtained by linear approximation. The desired signal that drives one servo cylinder is a sinusoidal wave, and the signals that drive the other five cylinders are constant value, respectively. The frequency response was measured. The calculation results coincide well with the experimental results.

Key words : Parallel Link, Fluid Power System, Servo Valve, Cylinder, Modeling, Frequency Response

1. 緒 言

本研究の対象とするスチュワートプラットホーム型6自由度パラレルリンク機構は、Fig. 1のように両端に自在接手のついたリンクをベースプラットホームとエンドエフェクタの間に6本並列に並べ、これらのリンクの長さをアクチュエータでそれぞれ独立に制御することによりエンドエフェクタの位置・姿勢を空間内で $x, y, z, \alpha, \beta, \gamma$ の6つの自由度を持った制御ができる特殊な構造となっている¹⁾²⁾。リンクのアクチュエータに油圧シリンダを用いた6自由度パラレルリンク機構は現在、フライトシミュレータやアミューズメント施設における体感遊具等の多自由度運動機構として用いられているが、剛性及び支持力が大きい等の特徴から今後、大重量負荷あるいは大推力を必要とする建設作業用マニピュレータ等の建設作業機械の関節機構への利用が期待されている。例えば、建設作業マニピュレータの手首機構に利用することにより重量部材の位置決めや組み付け作業等を多自由度でかつ精密に行うことが可能となる。

パラレルリンク機構の応用³⁾⁴⁾⁵⁾や静力学的特性⁶⁾⁷⁾についての研究は様々に行われているが、動特性⁸⁾を扱った研究

は少ない。そこで本研究では特に電気油圧サーボシリンダを用いた6自由度パラレルリンク機構の系統的な解析を理論と実験により目指したものである。本報ではその基礎として、この機構に基本的な制御として比例制御を適用した場合の詳細な運動方程式を求め、それを線形近似して求めた伝達関数よりリンクの周波数特性解析を行い実験と比較検討した。

2. 主な記号

A_1, A_2	: シリンダ押し側・引き側有効断面積
a_m, b_m	: サーボ弁の圧力と流量の特性を示す係数
B	: 油圧シリンダの粘性摩擦係数
B_m	: ベースプラットホームに接続された接手の中心のXYZ座標
C	: エンドエフェクタの重心（以下、対象点と呼称）
C	: C の位置・姿勢を表すベクトル
D_0	: 隣接する B_m の間隔
D_e	: 隣接する E_m の間隔
0E_m	: エンドエフェクタに接続された接手の中心のXYZ座標
eE_m	: エンドエフェクタに接続された接手の中心の $X_eY_eZ_e$ 座標
f_m	: シリンダ発生推力
F_x, F_y, F_z	: エンドエフェクタにかかる X, Y, Z 軸方向の力

*平成17年6月6日 原稿受付

**武蔵工業大学工学部機械システム工学科

(所在地 〒158-8557 東京都世田谷区玉堤1-28-1)

***元武蔵工業大学

Fig. 1 Configuration of parallel link mechanism with six degrees of freedom

- g : 重力加速度
 h : 逆運動学計算を行う関数
 i_m : サーボ弁印加電流
 J_1 : 6自由度平行リンク機構のJacobian行列
 J_2 : $\hat{C}$ と $\hat{F}$ の関係を示す係数行列
 J_x, J_y, J_z : エンドエフェクタの X_e, Y_e, Z_e 軸まわりの慣性モーメント
 K : 作動油の体積弾性係数
 k_1 : リンク長さとサーボアンプ出力電流の比
 k_2 : サーボ弁の出力流量に関する定数
 l_m : リンク長さ ($B_m - {}^0E_m$ 間の距離)
 l_{max}, l_{min} : リンクの最長・最短長さ
 m : リンク番号を示す添え字 (1~6)
 M : エンドエフェクタの質量
 O : B_m を通る円の中心
 O_e : E_m を通る円の中心
 p_{2m} : シリンダ引き側圧力
 P_{s1} : シリンダ押し側圧力

- P_{s2} : サーボ弁供給圧力
 q_{2m} : サーボ弁の出力流量
 R_0 : O を中心とし B_m を通る円の半径
 R_e : O_e を中心とし E_m を通る円の半径
 R_{lm} : l_m の目標値
 $R_x, R_y, R_z, R_e, R_\beta, R_\gamma$: $x, y, z, \alpha, \beta, \gamma$ の目標値
 T_x, T_y, T_z : エンドエフェクタにかかる X_e, Y_e, Z_e 軸まわりのトルク
 V_{sp} : サーボ弁とシリンダ間の配管の容積
 x, y, z : C のXYZ座標
 α, β, γ : エンドエフェクタの姿勢を表すX-Y-Zオイラー角

・座標系

XYZ座標系 : O を中心とする基準座標系

$X_e Y_e Z_e$ 座標系 : C を中心とするエンドエフェクタ上の座標系

・ベクトル・行列

$$\begin{aligned}
 a &= \text{diag}(a_1 \cdots a_6), \quad b = \text{diag}(b_1 \cdots b_6), \\
 B_m &= [B_{mx} \ B_{my} \ B_{mz}]^T, \quad C = [x \ y \ z \ \alpha \ \beta \ \gamma]^T, \\
 {}^0E_m &= [{}^0E_{mx} \ {}^0E_{my} \ {}^0E_{mz}]^T, \quad {}^eE_m = [{}^eE_{mx} \ {}^eE_{my} \ {}^eE_{mz}]^T, \\
 f &= [f_1 \cdots f_6]^T, \quad F = [F_x \ F_y \ F_z \ T_x \ T_y \ T_z]^T, \\
 i &= [i_1 \cdots i_6]^T, \quad l = [l_1 \cdots l_6]^T, \\
 M &= \text{diag}(M \ M \ M \ J_x \ J_y \ J_z), \quad p_2 = [p_{21} \cdots p_{26}]^T, \\
 q_2 &= [q_{21} \cdots q_{26}]^T, \quad R_e = [R_x \ R_y \ R_z \ R_e \ R_\beta \ R_\gamma]^T, \\
 R_l &= [R_{l1} \cdots R_{l6}]^T, \quad V_2^{-1} = \text{diag}(1/V_{21}^* \cdots 1/V_{26}^*).
 \end{aligned}$$

3. 実験装置

3.1 装置の構成

本研究で使用した6自由度平行リンク機構をPhoto 1に示し、この構成図をFig. 2に示す。

6自由度平行リンク機構を構成する6本のリンクは両端に自在接手を接続した油圧シリンダで構成されている。各リンクにポテンショメータを取り付け、長さを計測する。また、エンドエフェクタ上部には円柱状の負荷質量

Photo 1 Experimental device

Fig. 2 Structure of experimental device

を載せた。

目標とするエンドエフェクタの位置・姿勢に対応する各リンク長さを求め、各リンク長さの目標値信号とする。そしてポテンシオメータの出力をフィードバック信号として、アナログの位置フィードバック制御系を構成した。

本実験装置では片ロッド油圧シリンダを用いているため、押し側・引き側において3倍ほど発生力に差がある。そのため、押し側の最大発生力に見合った負荷質量を乗せると、引き側の発生力が不足したり、関節部等に過大な負荷がかかり破損するおそれがある。そこで、押し側の圧力を一定にし引き側の圧力のみをサーボ弁で制御することとした。この押し側の圧力は、最大負荷質量を載せたエンドエフェクタ（合計70kg）を支持でき、さらに引き側の圧力とバランスさせることを考慮して決めた。運動解析において、この駆動方式と両側圧力を制御する駆動方式で解析方法に本質的な差はない。

4. 基礎方程式

4.1 エンドエフェクタの運動方程式

負荷質量を含むエンドエフェクタの重心に対象点Cをとり、その位置をXYZ座標系で x, y, z 、姿勢をX-Y-Zオイラー角 α, β, γ と置くとエンドエフェクタのX, Y, Z座標軸方向とX, Y, Z座標軸まわりの運動方程式は非線形項を無視すると次のようになる。

$$\begin{cases} F_x = M \cdot \ddot{x}, & F_y = M \cdot \ddot{y}, & F_z = M \cdot \ddot{z}, \\ T_x = J_x \cdot \ddot{\alpha}, & T_y = J_y \cdot \ddot{\beta}, & T_z = J_z \cdot \ddot{\gamma} \end{cases} \quad (1)$$

まとめてベクトルで表示すると、

$$F = M\ddot{C} \quad (2)$$

4.2 エンドエフェクタとリンクの関係

対象点の位置姿勢から各リンクの長さを求める計算は逆運動学計算と呼ばれ、反対に各リンクの長さより位置姿勢

を求める計算は順運動学計算と呼ばれる。スチュワートプラットフォーム型6自由度パラレルリンク機構では逆運動学計算は簡単に求めることができるが、順運動学計算は繰り返し計算が必要である。

・6自由度パラレルリンク機構の逆運動学計算

m 番目のリンクのエンドエフェクタに接続される継手の中心のXYZ座標 0E_m は、 $X_c Y_c Z_c$ 座標 cE_m から次式により求まる⁹⁾。

$${}^0E_m = [x \ y \ z]^T + {}^0R_{XYZ}(\alpha, \beta, \gamma) {}^cE_m \quad (3)$$

ここで、 ${}^0R_{XYZ}(\alpha, \beta, \gamma)$ はX-Y-Zオイラー角の回転行列であり、

$${}^0R_{XYZ}(\alpha, \beta, \gamma) = \begin{bmatrix} c\beta c\gamma & -c\beta s\gamma & s\beta \\ sas\beta c\gamma + cas\gamma & -sas\beta s\gamma + cac\gamma & -sac\beta \\ -cas\beta c\gamma + sas\gamma & cas\beta s\gamma + sac\gamma & cac\beta \end{bmatrix} \quad (4)$$

ただし、 $ca = \cos(\alpha)$, $sa = \sin(\alpha)$, $c\beta = \cos(\beta)$, $s\beta = \sin(\beta)$, $c\gamma = \cos(\gamma)$, $s\gamma = \sin(\gamma)$ とする。

リンクの長さ l_m は、 0E_m とベースプラットフォームに接続される継手の中心 B_m を結ぶ線分の長さなので次式より求まる。

$$l_m = \sqrt{({}^0E_{mx} - B_{mx})^2 + ({}^0E_{my} - B_{my})^2 + ({}^0E_{mz} - B_{mz})^2} \quad (5)$$

ここで、 h を逆運動学計算を行う関数と定義し、エンドエフェクタの位置・姿勢と各リンク長さの関係をまとめて次式で表す。

$$l = h(C) \quad (6)$$

・対象点の位置・姿勢と全リンク長さの微小変動の関係

*を動作点を示す記号、 $\hat{\cdot}$ を微小変動を示す記号とし、(6)式をテーラー展開を用いて表示する。

$$l^* + \hat{l} \cong h(C^*) + \left. \frac{\partial h(C)}{\partial C} \right|_{C=C^*} \hat{C} \quad (7)$$

ここで、(7)式の 6×6 の偏導関数行列は6自由度パラレルリンク機構のJacobian行列と呼ばれ、次のように J_1 と定義する。

$$J_1(C) = \frac{\partial h(C)}{\partial C} \quad (8)$$

従って、

$$\hat{l} = J_1(C^*) \hat{C} \quad (9)$$

また、対象点の位置・姿勢の目標値変化と各リンク長さの目標値変化の関係は式(9)より、

$$\hat{R}_l = J_1(C^*) \hat{R}_c \quad (10)$$

・シリンダ発生推力と、対象点に作用する力とトルクの関係

仮想仕事の原理より、

$$F = J_1^T(C) f \quad (11)$$

この式をテーラー展開を用いて表示すると、

$$F^* + \hat{F} \cong J_1^T(C^*) f^* + \left. \frac{\partial J_1^T(C) f}{\partial f} \right|_{f=f^*} \hat{f} + \left. \frac{\partial J_1^T(C) f}{\partial C} \right|_{C=C^*} \hat{C} \quad (12)$$

従って,

$$\hat{F} = J_1^T(C^*) \hat{f} + J_2(C^*) \hat{C} \quad (13)$$

ただし, $J_2(C^*) = \frac{\partial \{J_1^T(C)f\}}{\partial C} \Big|_{\substack{f=f^* \\ C=C^*}}$ とする.

4.3 電気・油圧サーボシリンダの基礎式

リンクに用いた電気油圧サーボシリンダの基礎式を以下に示す. ただし, 全てのシリンダは同形であり同じ特性を示すものとする. Fig. 3に電気油圧サーボシリンダとそのパラメータの概要を示す.

Fig. 3 Schematic diagram of electrohydraulic servo cylinder and the parameters

・サーボ弁の出力流量と圧力降下の式¹⁰⁾

$$q_{2m} = k_2 i_m \sqrt{P_{S2} - \text{sgn}(i_m) (P_{S2} - 2p_{2m}^*)} \quad (14)$$

(14)式を次のように線形近似する

$$\hat{q}_{2m} = a_m \hat{i}_m + b_m \hat{p}_{2m} \quad (15)$$

ここで, 上式の係数 a_m , b_m は動作点を考慮すると次のように求まる.

$$a_m = k_2 (\sqrt{p_{2m}^*} + \sqrt{P_{S2} - p_{2m}^*}) / \sqrt{2} \quad (16)$$

$$b_m = \frac{k_2 |i_m^*| (\sqrt{p_{2m}^*} + \sqrt{P_{S2} - p_{2m}^*})}{2\sqrt{2} p_{2m}^* (P_{S2} - p_{2m}^*)} \quad (17)$$

ただし,

$$p_{2m}^* = \frac{A_1}{A_2} P_{S1} - \frac{1}{A_2} f_m^*$$

$$f^* = J_1^T(C^*) [0 \ 0 \ M \cdot g \ 0 \ 0 \ 0]^T$$

・油圧シリンダと管路部における作動油の圧縮の式

$$\frac{d}{dt} \hat{p}_{2m} = \frac{K}{V_{2m}^*} \left(A_2 \frac{d}{dt} \hat{l}_m - \hat{q}_{2m} \right) \quad (18)$$

ここで, シリンダ引き側容積 V_{2m}^* は次式で求まる.

$$V_{2m}^* = A_2 (l_{\max} - l_m^*) + V_{sp} \quad (19)$$

・シリンダピストン部の力のつりあいの式

$$\hat{f}_m = -A_2 \hat{p}_{2m} - B \frac{d}{dt} \hat{l}_m \quad (20)$$

以上よりサーボ系6系統をベクトルでまとめて次のように表す.

$$\text{式(15)より} \quad \hat{q}_2 = a \hat{i} + b \hat{p}_2 \quad (21)$$

$$\text{式(18)より} \quad \frac{d}{dt} \hat{p}_2 = K \cdot V_2^{-1} \left(A_2 \frac{d}{dt} \hat{l} - \hat{q}_2 \right) \quad (22)$$

$$\text{式(20)より} \quad \hat{f} = -A_2 \hat{p}_2 - B \frac{d}{dt} \hat{l} \quad (23)$$

サーボ弁印加電流は次式で表される. 今回は, システムの基本的特性を調べることを目的としているので制御方式を比例制御とした. k_1 の値は, ゲイン余裕を10dBにするよう決定した.

$$\hat{i} = k_1 (\hat{R}_l - \hat{l}) \quad (24)$$

以上の式(2), (9), (10), (13), (21), (22), (23), (24)の関係をFig. 4のようにブロック線図に表示した.

Fig. 4 Block diagram of electrohydraulic parallel link servomechanism with six degrees of freedom

5. 結果及び考察

5.1 正弦波追従実験

リンク1に2 Hz, 振幅5 mmの正弦波を目標値として入力し他のリンクには定数値を入力したときのリンク1の運動の実験結果をFig. 5に示す ($C^* = [0 \text{ mm} \ 0 \text{ mm} \ 393 \text{ mm} \ 0^\circ \ 0^\circ \ 0^\circ]^T$, $M = 70 \text{ kg}$). リンクの運動に非線形歪みはあまりない事が判る.

実験装置の諸元をTable 1に示す. 体積弾性係数 K は配管に用いた高圧ゴムホースの弾性変形の影響も組み込んだものとして等価的な値を実験より決定した. 粘性摩擦係数 B はクーロン摩擦 B_0 を実験により求め (90.0N), 等価粘性摩擦係数を求める公式 $B = 2B_0 / (\pi^2 x_0 f_0)$ を用いて, 標準的な実験条件とした目標振幅5 mm, 周波数 $f_0 = 3.15 \text{ Hz}$ の時の振幅 $x_0 = 2.50 \text{ mm}$ を代入して等価的な粘性摩擦係数として求めた. また, 各シリンダのクーロン摩擦は標準偏差で

Fig. 5 Displacement of link 1

5%ほどのばらつきがあった。比例ゲインはサーボアンプのゲインを変えることにより変化させる。安定限界となるゲインを実験により求め、その値よりゲイン余裕が10 dBとなるゲインに設定した。

Table 1 System parameters

A_1	$3.14 \times 10^{-4} \text{m}^2$	A_2	$1.37 \times 10^{-4} \text{m}^2$
B	$2,320 \text{N} \cdot \text{s/m}$	D_0	75.0mm
D_e	66.6mm	i_m^*	3.00mA
K	385MPa	k_1	0.33A/m
k_2	$1.00 \times 10^{-6} \text{m}^3 \text{Pa}^{-1/2} \text{s}^{-1} \text{A}^{-1}$	l_{max}	377mm
l_{min}	282mm	P_{s1}	2.1MPa
P_{s2}	14.0MPa	R_0	150mm
R_e	189mm	V_{sp}	$2.50 \times 10^{-5} \text{m}^3$

5.2 周波数応答

伝達関数行列 $G(s)$ を次式で定義する。

$$\hat{\mathbf{I}}(s) = \begin{bmatrix} g_{11}(s) & \cdots & g_{16}(s) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ g_{61}(s) & \cdots & g_{66}(s) \end{bmatrix} \hat{\mathbf{R}}_I(s) \equiv \mathbf{G}(s) \hat{\mathbf{R}}_I(s) \quad (25)$$

この伝達関数行列 $G(s)$ は 6×6 の行列で g_{ij} の値により一系統の入力による各リンクの変位を示す。すなわちこれによりサーボ系の干渉も表示する。この $G(s)$ の各成分は非常に複雑な式であり、手計算は現実的に不可能である。そこで実際の周波数応答の計算は数値計算ソフト“MATLAB”を用いた。

リンク1の目標値を振幅5mmの正弦波とし、他のリンクの目標値を定数値とした時の周波数応答の計算結果と実験結果をFig. 6～11に示す。これらは実験のパラメータをそれぞれ変化させている。

Fig. 6に $C^* = [0 \text{mm} \ 0 \text{mm} \ 393 \text{mm} \ 0^\circ \ 0^\circ \ 0^\circ]^T$ の結果を示す。この C^* を基準位置・姿勢とする。またFig. 6～10では $M = 70 \text{kg}$ とした。計算結果と実験結果は4 Hz程度まで良く合っている。しかし、それ以上の周波数ではゲイン、位相とも差が大きくなっている。しかしながら、そこは振幅が

小さくなる領域であり、理論で無視しているシリンダ部の非線形摩擦やサーボ弁部の非線形性、継手のがた等の影響などが表れたものと思われる。

Fig. 6 Frequency response (1)
($C^* = [0 \text{mm} \ 0 \text{mm} \ 393 \text{mm} \ 0^\circ \ 0^\circ \ 0^\circ]^T$, $M = 70 \text{kg}$)

Fig. 7にエンドエフェクタを基準位置よりZ軸方向に-40mm平行移動した($C^* = [0 \text{mm} \ 0 \text{mm} \ 353 \text{mm} \ 0^\circ \ 0^\circ \ 0^\circ]^T$)場合の結果を示す。この場合は基準より若干共振周波数が高くなっていることがわかる。

Fig. 8にエンドエフェクタを基準位置よりY軸方向に100mm平行移動した($C^* = [0 \text{mm} \ 100 \text{mm} \ 393 \text{mm} \ 0^\circ \ 0^\circ \ 0^\circ]^T$)場合の結果を示す。この場合は基準より若干共振周波数が低くなっており、また高周波領域でのゲインの下がり具合がなだらかになっていることがわかる。

Fig. 9にエンドエフェクタを基準位置でX軸まわりに 10° 傾けた($C^* = [0 \text{mm} \ 0 \text{mm} \ 393 \text{mm} \ 10^\circ \ 0^\circ \ 0^\circ]^T$)場合の結果を示す。この場合は基準とあまり変わらないことがわかる。

Fig. 10にエンドエフェクタを基準位置でZ軸まわりに -35° 回転させた($C^* = [0 \text{mm} \ 0 \text{mm} \ 393 \text{mm} \ 0^\circ \ 0^\circ \ -35^\circ]^T$)場合の結果を示す。この場合は共振周波数が基準よりも若干低くなっていることがわかる。また高周波領域でのゲインの下がり具合も急になっていることがわかる。

Fig. 11にエンドエフェクタ負荷質量を軽く($M = 30 \text{kg}$)した場合の結果を示す。ただし、この条件ではおもりの厚みが減ったためエンドエフェクタの重心位置がさがり、そのため、基準の位置・姿勢と同じリンク長さにしたのでその分 z が下って $z = 373 \text{mm}$ となった。結果は基準と比べて共振周波数がかかなり高くなっていることがわかる。

以上の定性的な傾向は実験と理論で一致している。このように周波数応答解析の結果より理論式は実機の特性を精度良く表せていることがわかる。

Fig. 7 Frequency response (2)
 $(C^* = [0\text{mm } 0\text{mm } 353\text{mm } 0^\circ \ 0^\circ \ 0^\circ]^\top, M = 70\text{kg})$

Fig. 10 Frequency response (5)
 $(C^* = [0\text{mm } 0\text{mm } 393\text{mm } 0^\circ \ 0^\circ \ -35^\circ]^\top, M = 70\text{kg})$

Fig. 8 Frequency response (3)
 $(C^* = [0\text{mm } 100\text{mm } 393\text{mm } 0^\circ \ 0^\circ \ 0^\circ]^\top, M = 70\text{kg})$

Fig. 11 Frequency response (6)
 $(C^* = [0\text{mm } 0\text{mm } 373\text{mm } 0^\circ \ 0^\circ \ 0^\circ]^\top, M = 30\text{kg})$

Fig. 9 Frequency response (4)
 $(C^* = [0\text{mm } 0\text{mm } 393\text{mm } 10^\circ \ 0^\circ \ 0^\circ]^\top, M = 70\text{kg})$

6. 結 言

油圧シリンダを用いた6自由度平行リンク機構の運動特性を理論と実験により調べた。一つのリンクだけを動かす目標値を入力した時の周波数応答を理論式より求め、実験結果と比較して良く一致することを確認した。

エンドエフェクタの位置の変化、姿勢の変化および負荷質量の変化が周波数応答に与える影響を明らかにした。

参 考 文 献

- 1) 中田・佐藤：6自由度油圧制御機構の運動とサーボ弾性アクチュエータ 第1編 6自由度機構のマトリックス幾何、油圧と空気圧、20-1, pp. 56/63, (1989).
- 2) 中田・佐藤：6自由度油圧制御機構の運動とサーボ弾性アクチュエータ 第3編 6自由度機構のマトリックス解析法、油圧と空気圧、20-3, pp. 213/224, (1989).
- 3) 増田・藤原・新井：垂直直道型平行メカニズムの運動学解析と試作、日本機械学会論文集 (C編), 65-638, pp. 4076/4083, (1999)
- 4) 多羅尾・猪平・内山：高速平行リンクロボットを応用したハイブリッドモーションシミュレーション、日本機械学会論文集 (C編), 66-648, pp. 2707/2712, (2000)
- 5) 小菅・竹尾・福田・北山・竹内・村上：油圧アクチュエータを用いた平行リンクマニピュレータの力制御、日本機械学会論文集 (C編), 62-601, pp. 3536/3542, (1996)
- 6) 武田・船橋：平行マニピュレータにおける運動伝

- 達性, 日本機械学会論文集 (C編), 59-560, pp. 1142/1147, (1993)
- 7) 武田・船橋：パラレルマニピュレータの特異点とその近傍における運動特性および静力学特性, 日本機械学会論文集 (C編), 60-570, pp. 701/708, (1994)
- 8) 小菅・竹尾・福田・甲斐・水野・富松：スチュワートプラットホーム型パラレルリンクマニピュレータの動力学計算法, 日本機械学会論文集 (C編), 60-569, pp. 218/224, (1994)
- 9) John J Craig：ロボティクス—機構・力学・制御—, 共立出版(株)
- 10) 池辺・池辺・中野・松島：解説 サーボ機構とその要素, オーム社.