研 究

電気油圧サーボを用いた3自由度パラレルリンク機構のコンプライアンス制御*

——状態フィードバックによる動特性の設定——

石川 卓二**, 佐藤 三 禄***

Compliance Control of Electrohydraulic Parallel Link Mechanism
with Three Degrees of Freedom
——Synthesis of Dynamic Characteristics by State Feedback——

Takuji ISHIKAWA, Sanroku SATO

In this study, the parallel link consists of three electrohydraulic servo cylinders which can realize arbitrary motion in a plane having a large output force and torque by a simple structure. Applying the compliance control method to this mechanism, it is possible to control the three-dimensional position of the end effector under a free motion condition and the output force and torque under a blocked motion condition, which are proportional to the position error signals in each direction. Applying the state feedback control method to this system, it is possible to realize desired dynamic characteristics of the displacement control subsystem and the compliance control subsystem independently without their interaction. The static and dynamic characteristics of the system are shown experimentally.

Keywords: Electrohydraulic Servo Mechanism, Parallel Link Mechanism, Compliance Control, State Feedback Control, Three Degrees of Freedom

1. 緒 言

パラレルリンク機構は、多自由度運動機構として用いられる。近年ではその特徴を生かし、マニピュレータに応用できる機構として注目を集めている。パラレルリンク機構は、大きな出力とトルクをもつ多自由度機構を、簡単な構造で実現できるといった利点がある。そこで、この機構をハンドリングマシンに利用すれば、多自由度マニピュレータが実現できる。本研究では、駆動システムに電気油圧サーボ機構を用いた、3自由度パラレルリンク機構について検討する。3自由度の機構は構造も簡単であり、2次元平面内で並進、回転のすべての運動が可能ことから応用分野も広い。

この機構をマニピュレータに使用するにあたり、重量物負荷の組立作業等では、マニピュレータは把持物が押しつぶされたり衝突によってこわされるのをさけるために、位置と力の両方を制御しなければならない。

コンプライアンス制御はサーボ機構の柔らかさを調整できる制御方法で、過大な接触力や衝撃力を抑制する効果が期待できる。コンプライアンス制御系は、エンドエフェクタが対象物に接触していない可動状態と、対象物に押し付けられている不可動状態の両状態において、制御則の切り替えなどの伴わない同一の制御則で制御しなければならず、制御系構成の面で工夫が必要である。

本論文では、コンプライアンス制御システムにおいて、静的コンプライアンスの値にかかわらず、可動状態における変位制御系と不可動状態における力制御系に対して、希望する動特性を実現するための制御方法として、状態フィードバックを用いる方法を示し、実験によりその効果を示す。

2. 主 な 記 号

C : コンプライアンス
 e_e : 位置偏差記号
 f_e : エンドエフェクタ発生力
 f_r : エンドエフェクタ発生力の目標値
 F_a : 加速度フィードバックゲイン
 F_{ad} : 加速度微分フィードバックゲイン

*平成6年11月21日 原稿受付

**武蔵工業大学大学院

***武蔵工業大学機械工学科

(所在地 〒158 東京都世田谷区玉堤1-28-1)

F_f : 力フィードバックゲイン
 F_v : 加速フィードバックゲイン
 F_y : 変位フィードバックゲイン
 K_p : 力制御系の積分補償器のゲイン定数
 $K_1 = \text{diag}(K_{1x}, K_{1y}, K_{1\theta})$: 剛性行列
 p_1 : 押し側シリンダ内圧力
 p_2 : 引き側シリンダ内圧力
 r_e : 対象点Rの変位の目標値
 u : サーボアンプの入力信号
 y_e : 対象点Rの出力変位

3. 3自由度パラレルリンク機構

制御系は、電気油圧サーボ弁により駆動される3本の直動形アクチュエータを使用しており、一方を固定されたベースに、他方をエンドエフェクタに接続してパラレルリンク機構を構成し、エンドエフェクタを動かす構成になっている。

3自由度パラレルリンク機構の原理図をFig. 1に示す。この機構は2次元平面内で運動し、エンドエフェクタの中心に設定した対象点Rの位置 (x, y) と姿勢 (回転角度 θ) の3自由度を持つ。エンドエフェクタの位置・姿勢 $y_e \triangleq (x, y, \theta)^T$ と油圧シリンダのピストン変位 $y_s \triangleq (y_{s1}, y_{s2}, y_{s3})^T$ との関係は、式(1)もしくは式(2)で示される。

$$\begin{aligned}
 x &= [(L_{s1} + y_{s1}) \cos \theta_{s1} + L_2 - (L_{s3} + y_{s3}) \cos \theta_{s3}] / 2 \\
 y &= [(L_{s1} + y_{s1}) \sin \theta_{s1} + L_2 - (L_{s3} + y_{s3}) \sin \theta_{s3}] / 2 \quad (1)
 \end{aligned}$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{Q_y - P_y}{Q_x - P_x} \right)$$

$$\begin{aligned}
 Q_x - P_x &= L_2 - (L_{s3} + y_{s3}) \cos \theta_{s3} \\
 &\quad - (L_{s1} + y_{s1}) \cos \theta_{s1}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Q_y - P_y &= L_2 - (L_{s3} + y_{s3}) \sin \theta_{s3} \\
 &\quad - (L_{s1} + y_{s1}) \sin \theta_{s1}
 \end{aligned}$$

Fig. 1 Parallel link mechanism with 3 degrees of freedom

$$\begin{aligned}
 y_{s1} &= \sqrt{(x - L_{e1})^2 + (y - L_{e2})^2} - L_{e1} \\
 y_{s2} &= \sqrt{[L_1 - (x - L_{e1})]^2 + (y - L_{e2})^2} - L_{s2} \\
 y_{s3} &= \sqrt{[L_2 - (x + L_{e1})]^2 + (y + L_{e2})^2} - L_{s3}
 \end{aligned} \quad (2)$$

$$L_{e1} = L_e \cdot \cos \theta / 2, \quad L_{e2} = L_e \cdot \sin \theta / 2$$

式(1)を次のように表す。

$$y_e = g(y_s) \quad (3)$$

また、エンドエフェクタ上の作用点Tにおける力 (f_{ex}, f_{ey}) とトルク $(\tau_e \theta)$ についても3自由度を持つ。シリンダの力 $f_s \triangleq (f_{s1}, f_{s2}, f_{s3})^T$ とエンドエフェクタの力・トルク $f_e \triangleq (f_{ex}, f_{ey}, \tau_e \theta)^T$ との関係は、式(4)で示される。

$$\begin{bmatrix} f_{ex} \\ f_{ey} \\ \tau_e \theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta_{s1} & -\cos \theta_{s2} & -\cos \theta_{s3} \\ \sin \theta_{s1} & \sin \theta_{s2} & \sin \theta_{s3} \\ -L_e \sin \alpha & -L_e \sin \beta & (L_e - L_l) \sin \gamma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{s1} \\ f_{s2} \\ f_{s3} \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\alpha = \theta_{s1} - \theta, \quad \beta = \theta_{s2} + \theta, \quad \gamma = \theta_{s3} + \theta$$

式(4)を次のように表す。

$$f_e = F f_s \quad (5)$$

4. コンプライアンス制御

4.1 コンプライアンス制御系

コンプライアンス制御とは、制御動作によりマニピュレータの柔らかさを調整する方法である。コンプライアンス制御系の基本的構成はFig. 2に示され、コンプライアンスCは式(6)で定義される。すなわち、対象点Rの座標 y_e と接触力 f_e が、静的に式(6)の関係を満足するように、エンドエフェクタの位置あるいは力を制御するものである。

$$C f_e = r_e - y_e \quad (6)$$

この制御系は、変位制御系の内部に力制御ループを持つ構成になっている。

パラレルリンク機構の動作は、エンドエフェクタが拘束されている不可動状態と、自由に動ける可動状態が存在する。不可動状態では、エンドエフェクタの運動は、他の対象物によって拘束され、システムは力制御系として作動する。可動状態では、エンドエフェク

Fig. 2 Compliance control system

タは何の障害もなく自由に運動することができ、システムは変位制御系として作動する。

不可動状態ではエンドエフェクタの位置は固定され、定常状態において力制御ループは出力を位置偏差に比例させるように働き、式(6)の特性を実現する。

また、エンドエフェクタに外力が働くと、その力によってエンドエフェクタは動かされる。このときは、外力に応じて位置偏差が生じる。

4.2 電気油圧サーボアクチュエータ

本論文で対象とする機構は、3本の変長リンク部分に直動形アクチュエータを使用している。このアクチュエータは、それぞれ電気油圧サーボ弁によって駆動される油圧式直動形シリンダを用いた電気油圧サーボアクチュエータである。そのため、次節において制御系の設計を行うにあたり、油圧系の持つ特徴を考慮に入れる。

4.3 状態フィードバックによる不可動状態での動的コンプライアンス特性および可動状態での変位制御系の動特性の設定

動的コンプライアンス特性および変位制御系の動特性は、静的コンプライアンスの値によらずに希望する特性を設定できることが望まれる。そこで、本報では状態フィードバックにより希望する動特性を設定する方法を示す。

Fig. 3の系で制御対象の入力信号 u の制御則は式(7)で与えられる。ここで、静的に式(6)の関係を満たすために積分補償を適用している。

$$u = \left\{ \frac{K_p}{s} [K_1(r_e - y_e) - CK_1 f_e] - F_y y_e - F_v \dot{y}_e - F_a \ddot{y}_e - F_{aa} \ddot{y}_e - F_f f_e \right\} \quad (7)$$

Fig. 3 Compliance control system for parallel link mechanism

状態量として、エンドエフェクタの変位 y_e 、速度 $\dot{y}_e$ 、加速度 $\ddot{y}_e$ 、加速度微分 $\ddot{\ddot{y}}_e$ 、エンドエフェクタ発生力 f_e を用いる。不可動状態ではエンドエフェクタの移動量は微小であるため、速度、加速度はほとんど生じない。そのため、不可動状態ではエンドエフェクタ発生力 f_e の信号のみが作用し、可動状態ではエンドエフェクタの変位 y_e 、速度 $\dot{y}_e$ 、加速度 $\ddot{y}_e$ 、加速度微分 $\ddot{\ddot{y}}_e$ およびエンドエフェクタ発生力 f_e の信号が作用すると考える。

本章では状態フィードバックゲインを決定するにあたり、パラレルリンクコンプライアンス制御系の周波数特性の解析を比較的簡単に行うため、制御系の線形解析を行う。それに基づき、状態フィードバックゲインを決定する。

本研究の装置の場合、各シリンダ間の干渉を考慮すると9次の系である。また、エンドエフェクタの姿勢の変化による各シリンダに作用する慣性効果の変化、油圧サーボ機構ではサーボ弁の負荷圧力・流量特性などの強い非線形要素を含み、その解析的取り扱いが複雑である。厳密な解析的扱いは、系の実用的なシミュレーションには必ずしも適さない。ここでは、パラレルリンク機構を x, y, θ の各方向ごとにそれぞれ独立したサーボアクチュエータと想定し、それらの低次元化線形近似モデルを用いる。不可動状態では作動油の圧縮性を考慮し各サーボアクチュエータの伝達関数を1次遅れ系に、また可動状態ではさらにエンドエフェクタの質量も考慮し2次遅れ系に近似する。 x, y, θ 各方向の低次元化線形近似モデルに対する状態フィードバック制御系を定め、それらを3本のシリンダ系に座標変換して制御入力信号 u を決定する方法をとる。

以下に x 方向制御系について示す。

不可動状態では、

$$G_{bx}(s) = \frac{k_{bx}}{T_{sx} s + 1} \quad (8)$$

可動状態では、

$$G_{fx}(s) = \frac{k_{fx} \omega_{nx}^2}{s^2 + 2\zeta \omega_{nx} s + \omega_{nx}^2} \quad (9)$$

とおく。

y 方向および θ 方向についても同様に低次元化線形近似モデル伝達関数を用いる。

状態フィードバックに必要な信号 f_{ex} は、負荷の運動を、

$$\frac{\mathcal{L}\{\dot{x}\}}{\mathcal{L}\{f_{ex}\}} = \frac{1}{Ms + B_x} \quad (10)$$

と考え、 $f_{ex} = (Ms + B_x)\dot{x}$ とする。よって、信号伝達特性をFig. 4とFig. 5の一点鎖線内のように考える。

Fig. 6 Structure of control system

えるため、可動時と不可動時の特性を任意に設定するためには両方の信号が必要である。

状態フィードバックゲインを決定するには、実現したい周波数特性について、それぞれ特性方程式の根を設定する。まず、不可動状態における動的コンプライアンス特性について、特性方程式の各係数を比較し、パラメータ F_{xx} , K_{1x} を決定する。次に、可動状態における変位制御系の動特性について、特性方程式の各係数を比較し、パラメータ F_{axx} , F_{ax} , F_{vx} , F_{yx} を決定する。

y 方向および θ 方向の制御系についても同様な設計が行われる。

5. 実験

5.1 実験装置の構成と諸元

実験装置の基本的な構成をFig. 6に示す。直動形アクチュエータとしてサーボ弁によって制御される油圧シリンダを、制御回路としてパーソナルコンピュータを使用している。シリンダ変位 y_s はポテンシオメータにより検出する。シリンダ発生力 f_s はシリンダの力を検出する代わりに、シリンダ内の両側の圧力を半導体圧力センサにより検出する。また、エンドエフェクタの加速度 $\ddot{y}_e$ はエンドエフェクタに取り付けた加速度ピックアップにより検出し、速度 $\dot{y}_e$ は加速度信号を積分して用いる。目標信号と変位、力および加速度の信号はA/D変換器を介してコンピュータに入力され、制御信号が計算された後D/A変換器を介して各サーボ弁を駆動する。制御用には32ビットパーソナルコンピュータを使用し、制御アルゴリズムはすべてソフトウェアにより実行される。サーボアンプの入力信号 u の制御則は式(13)で与えられ、この中にはピストン変位 y_s とエンドエフェクタの姿勢 y_e の間の座標変換式(3)の計算 $g(y_s)$ 、シリンダ発生力 f_s とエンドエフェクタ発生力 f_e の間の座標変換式(5)の変換行列 F および F^{-1} が含まれている。

Fig. 7 Static characteristics of compliance control system

$$u = F^{-1} \left\{ \frac{K_p}{s} [K_1(r_e - g(y_s)) - CK_1 F f_s] - F_y g(y_s) - F_v \dot{y}_e - F_a \ddot{y}_e - F_{aa} \ddot{y}_e - F_f F f_s \right\} \quad (13)$$

実験装置は、水平面内で運動する。

以下に、実験装置の諸元を示す。

シリンダ：ストローク=238mm(No. 1)/209mm(No. 2)/192mm(N. 3), $L_{s1}=468$ mm, $L_{s2}=439$ mm, $L_{s3}=422$ mm/押し側断面積310mm²/引き側断面積230mm²

エンドエフェクタ： $L_e=400$ mm, $L_t=25$ mm

慣性負荷質量63kg

ベース： $L_1=500$ mm, $L_2=700$ mm

供給圧力： $P_s=4.9$ MPa

5.2 実験結果と解析結果およびその検討

5.2.1 静的コンプライアンス特性

$x=480$ mm, $y=472$ mm, $\theta=0^\circ$ の位置でエンドエフェクタを対象物へ接触保持した状態で、 x 方向の静的コンプライアンス特性の実測結果をFig. 7に示す。実線は設定値である。

定常偏差補償用に積分補償を行うことにより、 C_x の値によらず良好なコンプライアンスの制御精度が得ら

Fig. 8 Frequency response of compliance control system (blocked motion condition)

Fig. 10 Frequency response of compliance control system with state feedback (blocked motion condition)

Fig. 9 Frequency response of displacement control system (free motion condition)

$$\begin{aligned} F_{yx} &= -322 \text{ V/m} \\ F_{vx} &= -642 \text{ V} \cdot \text{s/m} \\ F_{ax} &= -361 \times 10^{-2} \text{ V} \cdot \text{s}^2/\text{m} \\ F_{dax} &= -4.03 \times 10^{-4} \text{ V} \cdot \text{s}^3/\text{m} \end{aligned}$$

Fig. 11 Frequency response of displacement control system with state feedback (free motion condition)

れた。

5.2.2 動的コンプライアンス特性および変位制御系の動特性

Fig. 8は不可動状態における動的コンプライアンス特性である。Fig. 8において、低周波数領域における動的コンプライアンスの値は設定した静的コンプライアンスの値で一定になっている。また、設定した静的コンプライアンスの値にかかわらず、動的コンプライアンス特性は、ほぼ同じ変化の仕方をしている。

Fig. 9は可動状態における変位制御系の周波数特性である。静的コンプライアンスの値が異なると、変位制御系の共振周波数やゲインのピーク値が変化してい

る。

これらの特性に対して4.3節において検討した、状態フィードバックを用いて特性を改善する。

Fig. 10は不可動状態における動的コンプライアンス特性である。状態フィードバックを行うことで、バンド幅が40Hzまで広がっている。Fig. 11は可動状態における変位制御系の周波数特性である。2 Hz付近でのピークがなくなり、バンド幅が7 Hz程度まで広

がっていることが確認できる。

同様の実験を y 方向および θ 方向についても行った。不可動状態における動的コンプライアンス特性において、 y 方向では30Hz、 θ 方向では25Hzまでバンド幅が広がった。また、可動状態における変位制御系の周波数特性において、 y 方向では3Hz、 θ 方向では4Hzまでバンド幅が広がった。

設定できる動特性のバンド幅には限界がある。動的コンプライアンス特性においては、 K_1 の値によりバンド幅が変更されるが、 K_1 は変位制御系のループゲインでもあるので、動的コンプライアンス特性のバンド幅は、変位制御系の安定限界により制限される。また、変位制御系では、式(12)において ε の値が0に近くなるほどバンド幅は広くなる。そのため計算上ではいくらでもバンド幅を広くすることができるが、実際には ε の値を0に近づけるのは難しく、 ε がマイナスになって制御系が不安定になる。そのため、 ε の値がマイナスにならないで実現できる値がバンド幅の限界となる。

佐藤ら⁴⁾は、パラレルリンク油圧サーボ系の各シリンダ間の干渉は、各シリンダのサーボ系のバンド幅内では非常に小さく無視できることを報告している。干渉のこの特性は大略 x 、 y 、 θ 3軸成分に置き換えて考えることができるので、 x 、 y 、 θ 3軸各サーボ系のバンド幅内では干渉の影響を無視して本手法が適用できる。

6. 結 言

(1) 電気油圧サーボ機構を用いた3自由度パラレルリンク機構における x 、 y 、 θ 方向の柔らかさを自在に制御するためのコンプライアンス制御系の設計法を示し

た。

(2) コンプライアンス制御系において、状態フィードバックを用いて、可動状態における変位制御特性と不可動状態における動的コンプライアンス特性を、一つの制御則のもとで、任意に設定する方法を示し、その効果を実験により確かめた。

(3) 3個のシリンダから成る多入出力非線形高次制御対象の信号伝達特性を、 x 、 y 、 θ 方向独立の低次元化線形近似モデルとして扱い、状態変数フィードバック制御系を構成する実用的シンセシス法を示した。

参 考 文 献

- 1) 佐藤、石川、小林：3自由度パラレルリンク機構のコンプライアンス制御(実験)，平成5年度秋季油空圧講演会講演論文集，113/116，(1993)
- 2) 石川、佐藤：電気油圧サーボを用いた3自由度パラレルリンク機構のコンプライアンス制御，ロボティクス・メカトロニクス講演会'94講演論文集(Vol. A)，249/254，(1994)
- 3) T. Ishikawa and S. Sato: Compliance Control of Electrohydraulic Parallel Link Mechanism with Three Degrees of Freedom, Fourth Triennial International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization, 2, 925/931, (1994)
- 4) 佐藤、百々：油圧シリンダを用いた3自由度パラレルリンク・サーボ機構の運動，平成6年度秋季油空圧講演会講演論文集，153/156，(1994)