

スマート化フレキシブルリンク機構における 運動と振動の制御

梶原, 逸朗 / Sakakibara, Norihito / UEHARA, Manabu /
NAGAMATSU, Akio / Nishidome, Chiaki / 西留, 千晶 / 榊原,
範人 / 上原, 学 / 長松, 昭男 / KAJIWARA, Itsuro

(出版者 / Publisher)

社団法人日本機械学会

(雑誌名 / Journal or Publication Title)

日本機械学会論文集. C編

(号 / Number)

659

(開始ページ / Start Page)

2173

(終了ページ / End Page)

2180

(発行年 / Year)

2001-07-25

スマート化フレキシブルリンク機構における運動と振動の制御*

梶原 逸朗^{*1}, 西留 千晶^{*2}, 榊原 範人^{*3}
上原 学^{*2}, 長松 昭男^{*4}Motion and Vibration Control of Flexible-Link Mechanism
with Smart StructureItsuro KAJIWARA^{*5}, Chiaki NISHIDOME, Norihito SAKAKIBARA,
Manabu UEHARA and Akio NAGAMATSU^{*5} Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Tokyo Institute of Technology,
2-12-1 O-okayama, Meguro-ku, Tokyo, 152-8552 Japan

This study is concerned with the motion and vibration control strategy for the flexible-link mechanism in order to achieve the high performance and stability. Reducing vibration and making positioning time faster are simultaneously required in this system. Technology of smart structures is introduced in the flexible-link system to achieve the vibration reduction. The smart flexible-link is composed of the flexible-link and the piezoelectric film which has the sensor/actuator function for itself, and so its mechanism is extremely suitable for controlling the vibration. First, a modeling method of the flexible multibody systems is presented based on modal analysis considering the characteristics of the piezoelectric film. In this method, each flexible body modeled by FEM is transformed into the modal space at the 1st stage of the model reduction and then the total system is constructed by synthesizing each modal model and reducing it into the modal space at the 2nd stage reduction. The control system is constructed with the designed dynamic compensator based on the mixed H_2/H_∞ control problem, resulting in the enhanced performance and stability.

Key Words: Vibration Control, Motion Control, Modal Analysis, Smart Structure, Piezoelectric Sensor and Actuator

1. 緒言

産業構造物や宇宙構造物などに用いられるロボットアームメカニズムは、高速化、省エネルギー化のために軽量化が図られている。しかし、軽量化に伴い構造物の剛性が相対的に低下し、弾性振動の問題が無視できなくなっている。したがって、柔軟アームの高性能化を実現するためには、弾性振動をすばやく収束させ、かつ高速に位置決めを行う必要がある。これを達成するためには、制御系設計を見据え、柔軟要素を含むマルチボディシステムのモデル化を効率的かつ低次元で行う必要がある。そして、所望の性能が得られるよう、制御系の構成およびその設計を行う。ここで、ロボットアームの駆動源として一般的に用いられている各種モータだけでなく、アーム自身にスマート構造

を導入することにより、運動と振動の制御性能に関するより一層の向上が期待できる。

柔軟要素を含むマルチボディシステムのモデル化および制御に関しては、近年活発に研究がなされている。複数の梁要素により構成されるマルチボディシステムにおける弾性大変形問題を有限体積梁により解析する方法⁽¹⁾、ラグランジュ法と仮想モード法を用いた柔軟ロボットマニピュレータのモデル化⁽²⁾、非線形系の動的挙動を解析するために柔軟梁要素の連鎖モデルとして系を記述する方法⁽³⁾、柔軟ロボットの高速化を目指した構造と制御の統合設計法⁽⁴⁾、軸力を考慮したモデル化とニューラルネットワークを利用した制振⁽⁵⁾等に関する研究がなされている。一方、スマート構造に関しては、技術的な動向や評価に関する解説⁽⁶⁾、圧電素子・フィルムを用いた片持ち梁の過渡振動応答の制御⁽⁷⁾⁽⁸⁾、圧電フィルム特性の定式化および剛性の評価⁽⁹⁾、モード形を考慮した圧電素子による振動制御⁽¹⁰⁾、圧電素子により駆動される柔軟グリップの力制御⁽¹¹⁾、振動制御効果の向上を目指した圧電素子の最適設計⁽¹²⁾、圧電素子を用いた振動と位置のトラッキング制御⁽¹³⁾等が研究されている。また、ロボットに関しては、スマート構造を有するロボットのモデル化⁽¹⁴⁾等に関する検

* 原稿受付 2000年10月5日。

^{*1} 正員、東京工業大学大学院 (☎ 152-8552 東京都目黒区大岡山 2-12-1)。^{*2} 東京工業大学大学院。^{*3} トヨタ自動車(株) (☎ 471-8571 豊田市トヨタ町1)。^{*4} 正員、法政大学工学部 (☎ 184-8584 小金井市梶野町3-7-2)。

E-mail: kajiwar@mech.titech.ac.jp

討が見られる。しかし、従来の柔軟多体システムに関する研究では、動的シミュレーションを目的としたモデル化が主であり、線形制御理論を容易に適用できる低次元モデル化法については検討されていない。また、スマート構造に関しては、片持ち梁に対する基礎的検討がほとんどであり、多リンクで構成される実機構を用いて検証した例は見られない。

本研究では、非線形かつ時変系で複雑な動的挙動を示す2リンク柔軟アームにおいて、機構のスマート化を行うことにより、運動と振動の制御性能を向上させることを目的とする。本論文では、まず圧電フィルムによりスマート化された機構を有限要素法(FEM)とモード解析に基づいて低次元モデル化を行う方法を提案する。モデル化の基本概念は、運動中の任意の姿勢におけるシステムを線形近似し、モード座標を用いて低次元モデルを記述することにより、モデルベースの線形制御理論の適用を容易にすることである。また、分系である各リンクを基準コンフィギュレーションにおけるモードモデルとして用意しておけば、回転座標変換を用いることにより任意姿勢のモデル化および動的シミュレーションを行えることが、本モデル化手法の特徴である。次に、運動と振動の制御系の構成⁽¹⁵⁾について述べ、その設計法を示す。本研究では、制御性能およびロバスト安定性をそれぞれ H_2 ノルムおよび H_∞ ノルムで評価する混合 H_2/H_∞ 制御問題に基づいて制御器を設計する。また、振動制御に関しては、圧電フィルムがその役割を担う。圧電フィルムは非常に軽薄な高分子材料であり、貼付する構造物の特性をほとんど変化させることがない。さらに、圧電フィルムはセンサとしての機能も有しており、振動制御を行うことに適していると考えられる。最後に、実機構に対する解析および実験を行い、本手法および機構の評価・検証を行う。

2. モデル化

図1に示す柔軟2リンク機構を対象とする。本研究で提唱するモデル化法では、まず基準コンフィギュレーションにおいて各分系をFEMによりモデル化し、モード座標を用いて低次元化する。そして、機構の姿勢に対応した回転座標変換を施した各分系モデルを総合した上で、さらにモード座標を用いて低次元化し、各関節のモータ特性を組み込むことにより統合システムを作成する。本モデル化手法では、基準コンフィギュレーションにおける各分系のモードモデルおよびモータ特性から、全系としての線形かつ低次元モデルを容易に導くことができ、線形制御理論に基づく制御器の設

計に有利である。

2.1 構造物のモデル化 まず、構造1のモデル化について考える。図1の機構において、構造1が θ_1 だけ傾いている場合でも水平状態($\theta_1 = 0$)で求めた特性行列に回転座標変換を施すことによってモデル化できるため、各状態ごとに有限要素法を行う必要がなくなる。構造1が θ_1 だけ傾いている場合の xyz 座標系での運動方程式は、

$$\bar{M}_1 \ddot{x}_1 + \bar{K}_1 x_1 = B_{s10} \eta_0 + B_{s11} \eta_1 + B_{s12} f_1 + B_{s13} w_1 + B_{s14} u_{p1} \quad (1)$$

ここで、 $\bar{M}_1 = T_1^T M_1 T_1$, $\bar{K}_1 = T_1^T K_1 T_1$ である。 M_1 , K_1 は水平状態にて FEM から得られる質量行列と剛性行列、 $T_1 (= T_1(\sin(\theta_1), \cos(\theta_1)))$ は構造1における回転角 θ_1 に対応する回転座標変換行列、 B_{s10} , B_{s11} , B_{s12} , B_{s13} , B_{s14} は、それぞれ点 0, 1 における固定項入力行列、モータ入力行列、外乱入力行列、制御入力行列である。また x_1 , η_0 , η_1 , f_1 , w_1 , u_1 はそれぞれ変位ベクトル、点 0, 1 における固定項ベクトル、モータによるトルク入力ベクトル、外乱入力ベクトル、制御入力ベクトルである。制御系を設計する上で、上式のままでは自由度が過大である。したがって、モード座標変換 $x_1 = T_1^T \Phi_1 \xi_1$ を用いて低次元化を行うと次式が得られる。

$$I_1 \ddot{\xi}_1 + A_1 \xi_1 = \Phi_1^T T_1 B_{s10} \eta_0 + \Phi_1^T T_1 B_{s11} \eta_1 + \Phi_1^T T_1 B_{s12} f_1 + \Phi_1^T T_1 B_{s13} w_1 + \Phi_1^T T_1 B_{s14} u_{p1} \quad (2)$$

ここで、 I_1 は単位行列、 A_1 , Φ_1 はそれぞれシステムの固有値を対角成分に並べた固有値行列、対応する固有ベクトルを横に並べた固有モード行列である。構造2に関しても構造1と同様にモデル化を行うと、

$$I_2 \ddot{\xi}_2 + A_2 \xi_2 = \Phi_2^T T_2 B_{s21} \eta_2 + \Phi_2^T T_2 B_{s22} f_2 + \Phi_2^T T_2 B_{s23} w_2 + \Phi_2^T T_2 B_{s24} u_{p2} \quad (3)$$

となる。ここで、 A_2 , Φ_2 はそれぞれ構造2における固有値行列、固有モード行列である。

次に、構造1と構造2を統合し、全体のシステム行列を作成する。点 0, 1 において、 z の回転方向以外は剛結合に近い状態で拘束されていると仮定すると、固定項ベクトルは、

$$\eta_0 = -F_{kf} y_{0F} = C_{0F} x_1 \\ \eta_2 = -F_k (y_{2F} - y_{1F}) = -F_k (C_{2F} x_2 - C_{1F} x_1) = -\eta_1 \quad (4)$$

となる。ここで、 F_{kf} , F_k は拘束する対角成分に非常に大きな値をもつ剛性ばね行列、 C_{0F} , C_{1F} , C_{2F} はそれぞれ点 0, 1 における構造1の出力行列、点1における構造2の出力行列である。また、 y_{0F} , y_{1F} , y_{2F} はそれぞれ点 0, 1 における構造1の固定項フィードバック出力、点1における構造2の固定項フィードバック出力である。式(4)より、状態量を $\xi = (\xi_1^T, \xi_2^T)^T$ とすると構造1と2の結合系の運動方程式は次式のように

なる。

$$I_t \ddot{\xi} + K_t \xi = B_t f + B_w w + B_u u_p \quad (5)$$

ここで,

$$K_t = \begin{bmatrix} A_1 + \Phi_1^T T_1 B_{10} F_4 C_{0r} T_1^T \Phi_1 + \Phi_1^T T_1 B_{11} F_4 C_{1r} T_1^T \Phi_1 & -\Phi_1^T T_1 B_{21} F_4 C_{2r} T_1^T \Phi_2 \\ -\Phi_1^T T_1 B_{21} F_4 C_{1r} T_1^T \Phi_1 & A_2 + \Phi_2^T T_2 B_{21} F_4 C_{2r} T_2^T \Phi_2 \end{bmatrix}$$

$$B_t = \begin{bmatrix} \Phi_1^T T_1 B_{112} & 0 \\ 0 & \Phi_2^T T_2 B_{222} \end{bmatrix}, B_w = \begin{bmatrix} \Phi_1^T T_1 B_{113} & 0 \\ 0 & \Phi_2^T T_2 B_{223} \end{bmatrix}$$

$$B_u = \begin{bmatrix} \Phi_1^T T_1 B_{114} & 0 \\ 0 & \Phi_2^T T_2 B_{224} \end{bmatrix} \quad (6)$$

また, $\xi = (\xi_1^T, \xi_2^T)^T$, $f = (f_1^T, f_2^T)^T$, $w = (w_1^T, w_2^T)^T$, $u_p = (u_{p1}^T, u_{p2}^T)^T$ である。さらに, 制御対象モードのみを採用した低次元システムを作成するために式(5)をモード座標 $\xi = \Phi_t v$ を用いて変換すると次式が得られる。

$$I_r \ddot{v} + A_r v = \Phi_t^T B_t f + \Phi_t^T B_w w + \Phi_t^T B_u u_p \quad (7)$$

ここで, A_r , Φ_t はそれぞれ式(5)の固有値行列, 固有モード行列である。次に, 本システムで用いる DC モータの発生トルク τ は, 入力電圧 u_M およびモータの角速度 $\dot{\theta}$ を用いて, $\tau = R_a^{-1} K_t (u_M - K_c \dot{\theta})$ と記述できる。ここで, R_a , K_t , K_c はそれぞれ電機子抵抗, トルク定数および誘起電圧定数を表す行列である。これより, モータ入力 f は,

$$f = B_M u_M - F_M \dot{v} \quad (8)$$

の形で書ける。以上より, 構造物全体の運動方程式は,

$$I_r \ddot{v} + \Phi_t^T B_t F_M \dot{v} + A_r v = \Phi_t^T B_w w + \Phi_t^T B_t B_M u_M + \Phi_t^T B_u u_p \quad (9)$$

となる。式(9)を状態量 $q_g = (v^T, \dot{v}^T)^T$ および $u = (u_M^T, u_p^T)^T$ を用いて次式のように表す。

$$\dot{q}_g = A_g(\bar{\theta}) q_g + B_{1g}(\bar{\theta}) w + B_{2g}(\bar{\theta}) u$$

$$y = C_g(\bar{\theta}) q_g \quad (10)$$

ここで,

$$A_g(\bar{\theta}) = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -A_r & -\Phi_t^T B_t F_M \end{bmatrix}$$

$$B_{1g}(\bar{\theta}) = \begin{bmatrix} 0 \\ \Phi_t^T B_w \end{bmatrix}, B_{2g}(\bar{\theta}) = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \Phi_t^T B_t B_M & \Phi_t^T B_u \end{bmatrix} \quad (11)$$

ここで, $\bar{\theta}$ はシステムを線形近似すべきコンフィギュレーションにおける肩および肘の関節角度を表わしている。また, y はフィードバックのための観測出力である。

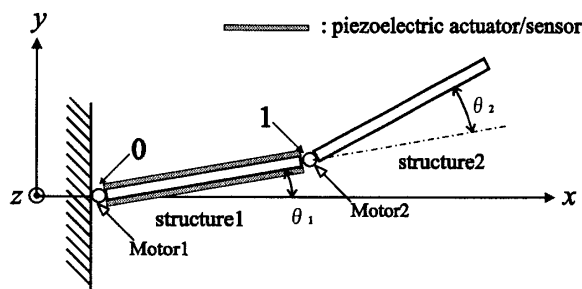


Fig.1 Model of flexible link mechanism

2.2 圧電フィルムセンサ/アクチュエータの定式化 実

際のモータでは微小な振動の抑制に大きな効果を発揮できないため, 圧電フィルム(PVDF: ポリフッ化ビリニデン)をセンサおよびアクチュエータの両方として用いることを考える⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾。図1のように振動振幅が大きい構造1にのみ両面に圧電フィルムが貼付されており, 片面をアクチュエータ, 他方をセンサ, もしくは両面をアクチュエータとして用いる。また, 本研究では, 一軸延伸の圧電フィルムを考え, 曲げ変形が生じたときの厚さ方向にわたってのひずみ分布について, 梁内では線形分布, 圧電フィルム内では一様分布とする。さらに, 接着層が非常に薄いため, 接着層のせん断変形は微小となり, 完全接着と仮定できることを用いる⁽⁹⁾。

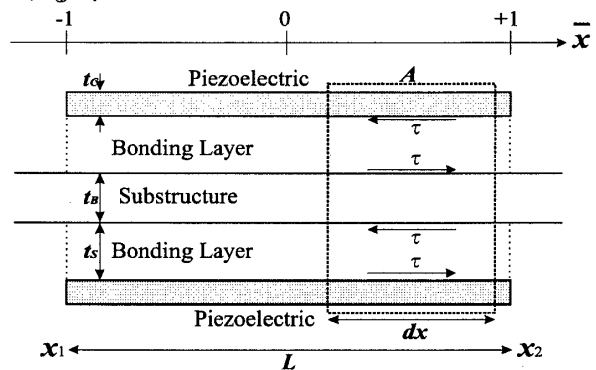


Fig.2 Geometry of flexible structure and piezoelectric

図2の微小領域 A における支配方程式は次式で表される。

$$\varepsilon_C = \frac{du_C}{dx} \equiv u_C' \quad (12)$$

$$\varepsilon_B^S = \frac{du_B^S}{dx} \equiv u_B^{S'} \quad (13)$$

$$\gamma = \frac{u_C - u_B^S}{t_s} \quad (14)$$

ここで, ε_c , ε_B^S , u_c , u_B はそれぞれ圧電フィルムおよび構造物表面の歪, 変位であり, γ , t_s はそれぞれ接着層のせん断歪および厚さである。微小領域 A における力のつりあいは,

$$\frac{d\sigma_C}{dx} - \frac{\tau}{t_c} = 0 \quad (15)$$

$$\frac{d\sigma_B^S}{dx} - \frac{\alpha\tau}{t_c} = 0 \quad (16)$$

となる。ここで, σ_c , σ_B^S , τ , t_c はそれぞれ圧電フィルム内の応力, 構造物表面の応力, 接着層のせん断応力および圧電フィルムの厚さである。また, α は圧電フィルムの機能条件に依存し, 伸縮方向に変形をさせる場合は 2, 構造物の両面に圧電フィルムを貼付して曲げ方向の変形をさせる場合は 6, 片面だけに貼付し曲げ変形をさせる場合は 3 である。歪と応力の関係

は, $d_{31}V_a/t_c = \Lambda$ の関係を用いると

$$\sigma_C = E_C \left(\varepsilon_C - \frac{d_{31}V_a}{t_c} \right) = E_C (\varepsilon_C - \Lambda) \quad (17)$$

となる. ここで E_C , d_{31} , V_a , Λ はそれぞれ圧電フィルムのヤング率, 延伸方向の圧電定数, 入力電圧および圧電歪を表している. 構造物と接着層の歪と応力の関係は,

$$\sigma_B^S = E_B \varepsilon_B^S \quad (18)$$

$$\tau = G\gamma \quad (19)$$

となる. ここで E_B , G は構造物のヤング率および接着層の横弾性係数である. $\bar{x}$ を圧電フィルムの中心を原点とする無次元化局所座標とし, 式(12)~(19)より得られる 2 次の微分方程式をさらに微分すると次に示す二つの 4 次微分方程式が得られる.

$$\frac{d^4 \varepsilon_B^S}{d\bar{x}^4} - \Gamma^2 \frac{d^2 \varepsilon_B^S}{d\bar{x}^2} = 0 \quad (20)$$

$$\frac{d^4 \varepsilon_C}{d\bar{x}^4} - \Gamma^2 \frac{d^2 \varepsilon_C}{d\bar{x}^2} = 0 \quad (21)$$

ここで, Γ は無次元化せん断伝達パラメータであり, 圧電フィルムの長さを L とすると次式で表される.

$$\Gamma^2 = \frac{G/E_C \cdot t_s/t_c \left(\frac{\psi + \alpha}{\psi} \right)}{(2t_s/L)^2} = \frac{\bar{G}\theta_s}{\bar{t}_s^2} \left(\frac{\psi + \alpha}{\psi} \right) \quad (22)$$

$$\psi = \frac{E_B t_B}{E_C t_C} \equiv \bar{E}\theta_B \quad (23)$$

式(20)と(21)は 4 次の微分方程式であるが, 非連成なので解析的に解くことができる. 境界条件を,

$$\bar{x} = +1 \text{ のとき } \varepsilon_C = \Lambda, \varepsilon_B^S = \varepsilon_B^{S+}$$

$$\bar{x} = -1 \text{ のとき } \varepsilon_C = \Lambda, \varepsilon_B^S = \varepsilon_B^{S-}$$

とし, 簡単のために完全接着を仮定すると, 解は次式となる.

$$\varepsilon_B = \varepsilon_C = \frac{\psi}{\psi + \alpha} \left(\frac{\varepsilon_B^{S+} + \varepsilon_B^{S-}}{2} + \frac{\varepsilon_B^{S+} - \varepsilon_B^{S-}}{2} \bar{x} \right) + \frac{\alpha}{\psi + \alpha} \Lambda \quad (24)$$

以上より圧電フィルムの両端に作用させられる力 F は,

$$F = -E_B t_B b \frac{\psi}{\psi + \alpha} \left[\left(\frac{\varepsilon_B^{S+} + \varepsilon_B^{S-}}{2} + \frac{\varepsilon_B^{S+} - \varepsilon_B^{S-}}{2} \bar{x} \right) + \frac{\alpha}{\psi} \Lambda \right] \quad (25)$$

となる. また, これによる曲げモーメントは $M = Ft_B$ となる.

次に, 圧電フィルムをセンサとして用いるときの基礎方程式を導出する. 電圧基礎式は次式で与えられる.

$$D = dT + \varepsilon E \quad (26)$$

ここで, D , T , E , d , ε はそれぞれ電気変位ベクトル, 応力ベクトル, 電界ベクトル, 圧電定数行列および誘電率行列である. 式(26)において D を零とおけば, 開ループの場合の式が得られる.

$$E = -\varepsilon^{-1} dT \quad (27)$$

このうち, 本研究で考慮する z 方向の成分 E_z は,

$$E_z = -\frac{d_{31}E_C}{\varepsilon} \varepsilon_C \quad (28)$$

となる. ここで, ε は圧電フィルムの誘電率である.

圧電フィルム中の電気ポテンシャル Φ は電界 E_z を厚さ方向に積分した値に等しく, これを圧電フィルムの全表面について平均すれば, センサ出力 V_s が求められる.

$$V_s = \frac{1}{S} \int \Phi ds = \frac{1}{L} \int_0^L \Phi dx \quad (29)$$

ここで, S はセンサの表面積, L は圧電フィルムの長さである. 完全接着の場合について V_s を計算すれば次式が得られる.

$$V_s = \frac{1}{2} \frac{t_C t_B}{L} \frac{d_{31}E_C}{\varepsilon} \left(\frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x_1} - \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x_2} \right) \quad (30)$$

ただし, 完全接着の場合には次式が成立することを用いた.

$$\varepsilon_B = \varepsilon_C = -\frac{t_B}{2} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (31)$$

3. 制御系設計

上述の圧電フィルムによるアクチュエータおよびセンサとしての定式化を式(10)の状態方程式に反映させ, 制御系を設計するためのシステムとする. そして, 運動と振動の制御性能および制御入力制約を考慮に入れた混合 H_2/H_∞ 制御問題に基づき, 制御系を設計する.

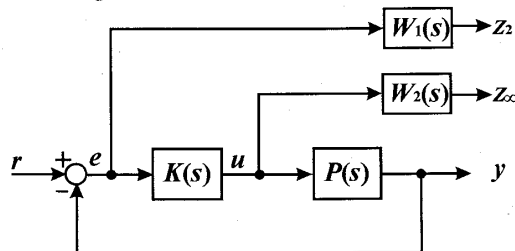


Fig.3 Block diagram of control system

図 3 に制御系のブロック線図を示す. ここで, $P(s)$ は制御対象, $K(s)$ は制御器, z_2 は位置に関する追従性能についての評価量, z_∞ は制御入力指標すなわちロバスト安定性能に関する評価量, W_1 および W_2 は各性能に関する周波数重み関数である. また, r は制御指令値, e は指令値と出力の偏差, u は制御対象への制御入力を表している. 各評価量に対して, 入力 r から z_2 および z_∞ までの閉ループ伝達関数の H_2 および H_∞ ノルムをそれぞれに対応する評価関数とする. 本研究では, 運動制御および振動制御に関するコントローラ K_M , K_P を個別に設計し, それを総合することにより, 図 4 に示す制御系を構成する.

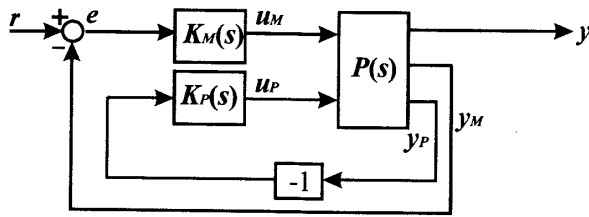


Fig.4 Control system composed of motion and vibration controllers

3.1 運動制御系の設計 周波数重み関数 W_i ($i=1,2$)を

$$W_i(s) := \begin{bmatrix} A_{wi} & B_{wi} \\ C_{wi} & D_{wi} \end{bmatrix} \quad (32)$$

として与え、図3における z_2 および z_∞ を定義する。周波数整形を考慮したプラントの状態方程式は、以下の形で記述できる。

$$\begin{aligned} \dot{q} &= A(\bar{\theta})q + B_1 r + B_2(\bar{\theta})u \\ z_\infty &= C_\infty q + D_{\infty 1} r + D_{\infty 2} u \\ z_2 &= C_2(\bar{\theta})q + D_{21} r + D_{22} u \\ y &= C_y(\bar{\theta})q + D_{y1} r \end{aligned} \quad (33)$$

ここで、各係数行列は以下ようになる。

$$\begin{aligned} A(\bar{\theta}) &= \begin{bmatrix} A_g(\bar{\theta}) & 0 & 0 \\ -B_{w1}C_g(\bar{\theta}) & A_{w1} & 0 \\ 0 & 0 & A_{w2} \end{bmatrix}, B_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ B_{w1} \\ 0 \end{bmatrix} \\ B_2(\bar{\theta}) &= \begin{bmatrix} B_{2g}(\bar{\theta}) \\ 0 \\ B_{w2} \end{bmatrix}, C_\infty = [0 \quad 0 \quad C_{w2}] \\ C_2(\bar{\theta}) &= [-D_{w1}C_g(\bar{\theta}) \quad C_{w1} \quad 0], C_y(\bar{\theta}) = [C_g(\bar{\theta}) \quad 0 \quad 0] \\ D_{\infty 1} &= 0, D_{\infty 2} = D_{w2}, D_{21} = D_{w1}, D_{22} = 0, D_{y1} = 0 \end{aligned} \quad (34)$$

本研究では、与えられた γ に対して指令値 r から制御量 z_∞ までの H_∞ ノルム $\|T_{z_\infty w}(s)\|_\infty < \gamma$ を満足しながら、制御量 z_2 までの H_2 ノルム $\|T_{z_2 w}(s)\|_2^2$ を最小にする制御器 $K_M(s)$ を設計する⁽¹⁵⁾⁽¹⁸⁾。設計点 $\bar{\theta}$ における動的補償器 $K_M(s)$ は、LMI のアプローチに基づいて、

$$\begin{aligned} \dot{q}_K &= A_K q_K + B_K(r - y) \\ u_M &= C_K q_K + D_K(r - y) \end{aligned} \quad (35)$$

として得られる。次に、制御系設計における周波数重み関数の設定について示す。まず、 H_2 性能に関する重み関数 $W_1(s)$ は、定常偏差を小さくするように積分特性を持たせており、低周波領域において高ゲイン、高周波領域においては低ゲインになるように設定する。

$$W_1(s) = \frac{a_{11}}{s + w_{11}} \quad (a_{11} = 1, w_{11} = 0.001 \times 2\pi) \quad (36)$$

一方、 H_∞ 性能に関する重み関数 $W_2(s)$ は、構造物が時変性、非線形性を有するため、高周波数領域のモデル化誤差に対しロバスト安定性を達成するように、低周波領域において低ゲイン、高周波領域においては高ゲ

インになるように設定する。

$$W_2(s) = \frac{a_2 s}{s + w_2} \quad (a_2 = 1, w_2 = 200 \times 2\pi) \quad (37)$$

3.2 振動制御系の設計 制御則として、直接速度フィードバック (DVFB) および出力フィードバック型の動的補償器を考える。前者は、リンクの両面に圧電フィルムを貼付し片面をセンサ、他面をアクチュエータとして用いる場合に有効であり、直接速度フィードバックにより容易に減衰を付与することができる。一方、両面の圧電フィルムをアクチュエータとして利用する場合、加速度計等により観測出力を検出し、出力フィードバック型のコントローラにより制御系を構成する必要がある⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾。このようなケースでは、LMI に基づいて動的補償器を設計する。

DVFB 型の振動制御則で用いる出力 y_{1P} を次式として記述する。

$$y_{1P} = C_{1P} \dot{v} \quad (38)$$

ここで、 C_{1P} は制御出力を抽出する行列である。このときの振動制御のための制御入力 u_P は、

$$u_P = -K_P y_{1P} \quad (39)$$

となる。ここで、 K_P は定数のフィードバックゲインである。実際のシステムにおける出力 y_{1P} は、センサ用圧電フィルムの出力電圧（梁のたわみ角に比例した値）の微分値とする。一方、出力フィードバック型の動的補償器を用いる場合、観測出力を

$$y_{2P} = C_{y2P} \ddot{v} \quad (40)$$

により記述し、制振性能に関する評価量を z_{2P} 、ロバスト安定性能に関する評価量を $z_{\infty P}$ として次式のように与える。

$$z_{2P} = W_{1P} C_{z2P} v \quad (41)$$

$$z_{\infty P} = W_{2P} u_P \quad (42)$$

ここで、 C_{z2P} は制御応答を抽出する行列、 W_{1P} 、 W_{2P} は、各性能に関する重み行列である。以上の設定により、LMI の定式化に基づいて次式の制御則を導く。

$$u_P = -K_P(s) y_{2P} \quad (43)$$

3.3 制御系の設計手順 前述のとおり、本研究では運動および振動に関する制御器を個別に設計し、それらを総合して閉ループ系を構成する。ここで、一方の制御器が他方の制御器により構成される閉ループ系の特性に干渉する可能性が考えられる。これに対処するには、各制御器による閉ループ系の特性変動を考慮し、ロバスト安定性を補償するように設計問題を定義する必要がある。しかし、検討の結果、DC モータによる運動制御と圧電フィルムによる振動制御に関して、周波数

帯域的に大きな干渉がないことが明らかになった。特に、圧電フィルムにより発生可能なモーメント入力に限られており、各モードに減衰を付与し共振応答レベルを低減させる程度の効果が期待できる。そこで、制御系設計の手順としては、まず圧電フィルムによる振動制御系の設計を行い、それによる構造減衰の増加を考慮してモデルの修正を行い、それに基づいて DC モータによる運動制御系の設計を行う。

4. シミュレーションおよび実験

スマート化リンク機構および実験装置の構成を図5に示す。同図において、本リンク機構は紙面に平行な面内二自由度の動作を行う。そして、圧電フィルムおよびリンクの諸元を表1に示す。また、圧電フィルムの比誘電率は13である。使用するDCサーボモータの定格出力、質量(含エンコーダ)、慣性モーメント、減速比はそれぞれ1.7(W), 83(g), 16(kg・cm²), 1:80である。各リンクは、長さ160mm、幅35mm、厚さ2mmのアルミ製の梁構造により構成される。FEMで解析するために、各リンクを11節点の梁要素に分割する。弾性モードに関する固有振動数の計算値は、1次が7.75Hz、2次が32.3Hzであり、これら弾性2次までのモードを用いて全系としての低次元モデルを作成する。なお、コントローラのサンプリング周波数は1kHzであり、これら2つのモードを制御するのに十分な帯域を有している。弾性振動に関しては特にリンク1の方が顕著であるため、同リンクのみに圧電フィルムを貼付し、同時に検出用の加速度計も取り付けものとする。そして、同リンクの位置決め後の残留振動を検出するために、目標姿勢における根元から100mmの位置にギャップセンサを配置しておく。ただし、これは振動応答を評価するためのセンサであり、フィードバック信号としては用いない。圧電フィルムは、リンク1の両面に貼り付けるが、片側をセンサとして用いる場合、および両面をアクチュエータとして用いる場合を検討する。

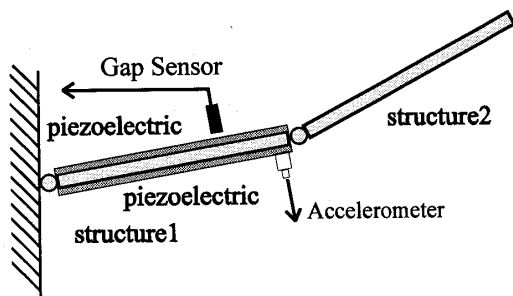


Fig.5 Composition of experimental set-up

モデル化については、2.で述べた基礎理論に基づき、本システムに適合する形で導出を行う。式(31)において、次の近似式を用いる。

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \bigg|_x = \frac{1}{\Delta x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} \bigg|_{x+\Delta x} - \frac{\partial u}{\partial x} \bigg|_x \right) \quad (44)$$

また、構造1における k 番目の節点における圧電フィルム出力 y_{kP} は次の形で書ける。

$$y_{kP} = C_{kP} T_1^T \Phi_1 \xi_1 = C_{kP} v \quad (45)$$

ここで、 C_{kP} は k 番目の節点における圧電フィルム項出力行列である。式(44)および(45)より、圧電フィルムの両端部 ($\bar{x} = \pm 1$) における構造1の歪 ε_B^{S+} , ε_B^{S-} は、

$$\varepsilon_B^{S+} = -\frac{t_B}{2l} (y_{11P} - y_{10P}) = -\frac{t_B}{2l} (C_{11P} - C_{10P}) v \quad (46)$$

$$\varepsilon_B^{S-} = -\frac{t_B}{2l} (y_{2P} - y_{1P}) = -\frac{t_B}{2l} (C_{2P} - C_{1P}) v \quad (47)$$

となる。ここで、 l は隣合う2節点間の距離である。また、 y および C の添字番号は両端における2点の節点番号を表している。圧電フィルムが $\bar{x} = +1, -1$ に作用させる曲げモーメントをそれぞれ M^+ , M^- とすると、構造1に作用させる制御入力ベクトル u_1 は次式となる。

$$\begin{aligned} u_1 &= \begin{Bmatrix} M^- \\ M^+ \end{Bmatrix} \\ &= E_B t_B^2 b \frac{\alpha d_{31}}{\psi(\psi + \alpha)} \begin{bmatrix} 1 \\ -1 \end{bmatrix} u_P - \frac{E_B t_B^2 b}{2l(\psi + \alpha)} \begin{bmatrix} C_{2P} - C_{1P} \\ -(C_{11P} - C_{10P}) \end{bmatrix} v \\ &= B_P u_P - F_P v \end{aligned}$$

以上より、式(11)は次のように記述できる。

$$\begin{aligned} A_s(\bar{\theta}) &= \begin{bmatrix} 0 & I - \Phi_1^T B_u F_P \\ -A_l & -\Phi_1 B_l F_M \end{bmatrix} \\ B_{1s}(\bar{\theta}) &= \begin{bmatrix} 0 \\ \Phi_1^T B_w \end{bmatrix}, B_{2s}(\bar{\theta}) = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \Phi_1^T B_l B_M & \Phi_1^T B_u B_P \end{bmatrix} \quad (48) \end{aligned}$$

Table1 Parameters of experimental devices

k_t Nm/A	1.11
k_c V/(rad/s)	1.15
r_a Ω	8.6
E_B GPa	5.1×10
t_B m	2.0×10^{-3}
b m	3.5×10^{-2}
d_{31} m/V	1.24×10^{-9}
t_C m	4.0×10^{-5}
E_C GPa	3.1

4.1 運動制御のみの効果 3.1に示した方法により、運動制御系を設計する。制御応答は、各関節における目標角度に対する偏差とし、制御入力はいずれのモータに入力される電圧とする。そして、式(33)に示す一般化制御対象を記述し、LMIのアプローチに基づいて制御系を設計する。設計されたコントローラにより閉ループ系を構成し、位置決め制御を行った結果を図6に示す。ここで、各関節の位置決め角度を双方とも30度とし、0.6秒で目標角度に到達するような司令値を与えてい

る。すなわち、角速度に関する司令値を、最初の 0.2 秒間は加速、次の 0.2 秒間は一定の角速度、最後の 0.2 秒間は減速の台形プロフィールとして設定している。図 6(a), (b)は、それぞれ肩および肘における関節角度を示しているが、制御により高い追従性能が実現できていることがわかる。図 6(c)は、ギャップセンサ出力であり、リンク 1 の残留振動を示している。同図より、残留振動は 1 次のモード成分が支配的であり、実験による応答の周波数は前述の解析値より若干低い、ほぼ対応している。シミュレーションにおいては、運動により生じる非線形項を無視しており、それが図 6(c)における計算結果と実験結果の誤差の一因になっている可能性も考えられる。また、最初の約 0.6 秒間は運動中の出力電圧であり、目標位置に固定されたギャップセンサの測定レンジを外れているため正しい変位を示しておらず、評価の対象から外す。同図より、弾性振動の収束性はあまりよくないことがわかる。これは、本システムで用いている DC サーボモータの非線形性等による振動制御能力の低さに起因している。なお、図 6 よりシミュレーションと実験の結果はよく一致しており、本論文で示したモデル化方法の妥当性が検証された。

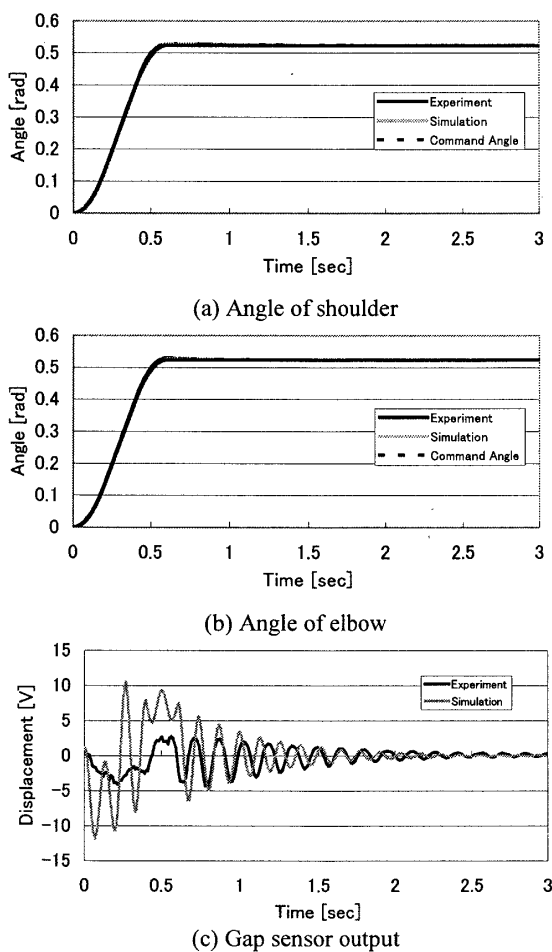


Fig.6 Responses by motion control

4.2 スマート機構による運動と振動の制御 運動に関する制御器は、3.1 と同様に混合 H_2/H_∞ 制御問題に基づいて設計される。また、振動制御系は、3.2 で述べたように片面の圧電フィルムをセンサとして用いる場合には DVFB 則にしたがい、両面の圧電フィルムをアクチュエータとして用いる場合には、加速度出力による混合 H_2/H_∞ 制御器により構成する。

振動制御に関して、DVFB 制御におけるフィードバックゲインは $K_p = 180$ とし、両面アクチュエータとしたときの動的補償器に関しては、重み W_{1P} , W_{2P} をそれぞれ 1.0×10^{-4} , 1.0×10^{-6} の一定値として制御系を設計する。ここで、後者の設計に際しては、振動応答に関する制御量をリンク 1 の先端点におけるたわみ角とする。設計されたコントローラを用いて閉ループ系を構成し、前節と同様に 0.6 秒で両関節を 30 度変位させるように司令値を与え、実験を行う。そして、実験により得られたギャップセンサ出力を図 7 に示す。図 7(a)が非制御時、(b)が片面のみをアクチュエータとしたときの DVFB 制御、(c)が両面をアクチュエータとしたときの出力フィードバック型の動的補償器による制御の結果である。前回と同様、最初の約 0.6 秒間は運動中の出力電圧であり、正しい変位を示していないので評価の対象から外す。振動の収束時間は、非制御時に対し(b)で約 60%, (c)で約 40%になっている。また、運動制御に関しては、図 6(a), (b)と同等の優れた追従性能が達成されている。

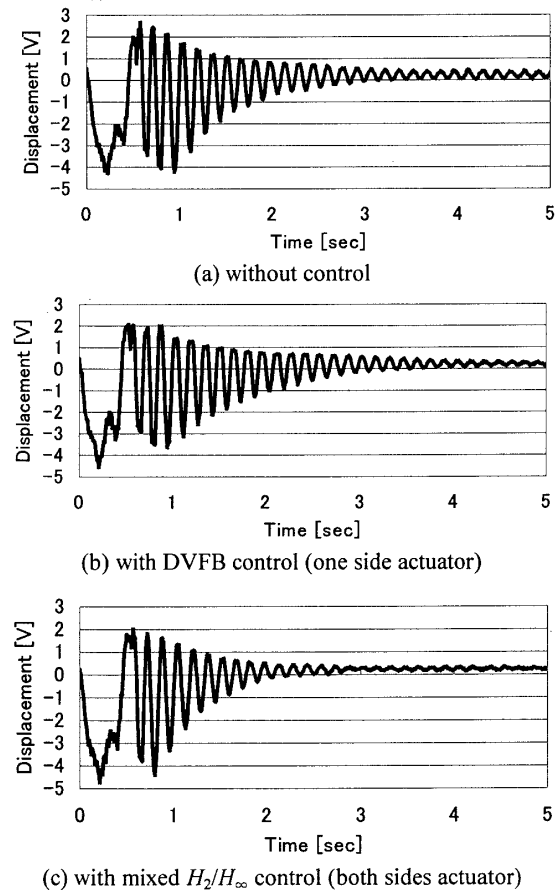


Fig.7 Gap sensor outputs with smart link mechanism

以上の結果より、圧電フィルムによる振動制御の効果が検証され、両面アクチュエータ方式が振動抑制能力に優れていることが確認された。ただし、圧電フィルムをセンサとして用いる方が、システム構成の簡便さの面から有利である。また、圧電フィルムにより達成できる制振性能は、許容入力電圧(最大モーメント入力)により制限されており、さらに制振性能を向上させるためには、許容入力電圧の下で圧電フィルムがより有効に機能するよう、柔軟リンク機構の構成を工夫する必要がある。

5. 結言

本論文では、スマート化フレキシブルリンク機構における運動と振動の制御手法を示し、以下の結論を得た。

- (1) 圧電フィルムを用いてスマート化された柔軟アームの2リンク機構に対し、FEMとモード解析に基づいて低次元化モデルを作成する方法を提唱した。そして、そのモデルを用いた制御系の設計法を示した。
- (2) 2リンク機構の運動制御法として混合 H_2/H_∞ 制御を用い、サーボモータ入力による追従性能および振動制御性能を評価した。その結果、高い位置決め制御性能が達成された反面、サーボモータのみでは十分な制振効果を発揮できないことが明らかになった。また、シミュレーションと実験結果の良好一致から本モデル化手法の妥当性が確認された。
- (3) 圧電フィルムを用いて柔軟アームのスマート化を行い、運動と振動を同時に制御する方法を示し、その有効性を確認した。また、片面および両面アクチュエータ方式によるDVFB制御および混合 H_2/H_∞ 制御の振動抑制効果を、シミュレーションと実験により明らかにし、その得失を考察した。

なお、本研究は文部省 COE 科学研究/スーパーメカノシステムの一環として行われたものである。

参考文献

- (1) Ghiringhelli, G. L., Masarati, P. and Mantegazza, P., Multibody Implementation of Finite Volume C^0 Beams, AIAA Journal, Vol. 38, No. 1, 2000, pp. 131-138.
- (2) Arteaga, M. A., On the property of a Dynamic Model of Flexible Robot Manipulators, Trans. ASME, Journal of Dynamic, Measurement, and Control, Vol. 120, 1998, pp. 8-14.
- (3) Edelstein, E. and Rosen, A., Nonlinear Dynamics of a Flexible Multirod (Multibeam) System, Trans. ASME, Journal of Dynamic, Measurement, and Control, Vol. 120, 1998, pp. 224-231.
- (4) Rai, S. and Asada, H., Integrated Structure/Control

Design of High Speed Flexible Robots Based on Time Optimal Control, Trans. ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 117, 1995, pp. 503-512.

- (5) 磯貝, 新井, 福田 フレキシブル多リンクシステムのモデリングとニューラルネットワークを用いた制振制御に関する研究日本機械学会論文集(C編), 65 巻, 634 号, 1999, pp. 2330-2337.
- (6) Crawly, E. F., Intelligent Structures for Aerospace: A Technology Overview and Assessment, AIAA Journal, Vol. 32, No. 8, 1994, pp. 1689-1699.
- (7) Bailey, T. and Hubbard, J. E. Jr., Distributed Piezoelectric-Polymer Active Vibration Control of a Cantilever Beam, Journal of Guidance, Control, and Dynamics, Vol. 8, No. 5, 1985, pp. 605-611.
- (8) 西垣, 小田原, 遠藤, 圧電フィルムによるはり振動の検出と制御, 日本機械学会論文集(C編), 63 巻, 615 号, 1997, pp. 3728-3734.
- (9) Crawly, E. F. and de Luis, Use of Piezoelectric Actuators as Elements of Intelligent Structures, AIAA Journal, Vol. 25, No. 10, 1987, pp. 1373-1385.
- (10) Tzou, H. S., Distributed Modal Identification and Vibration Control of Continua: Theory and Applications, Trans. ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 113, 1991, pp. 494-499.
- (11) Choi, S. and Lee, C., Force Tracking Control of a Flexible Gripper Driven by Piezoceramic Actuators, Trans. ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 119, 1997, pp. 439-446.
- (12) 江, 田中, 井林, 長南, 柔軟梁制御用バイモルフ型圧電素子の最適設計に関する研究, 日本機械学会論文集(C編), 61 巻, 581 号, 1995, pp. 57-64.
- (13) Choi, S., Cho, S. and Park, Y., Vibration and Position Tracking Control of Piezoceramic-Based Smart Structure Via QFT, Trans. ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 121, 1999, pp. 27-33.
- (14) Ge, S. S., Lee, T. H. and Gong, J. Q., Dynamic Modeling of a Smart Material Robot, AIAA Journal, Vol. 36, No. 8, 1998, pp. 1466-1478.
- (15) 梶原, 梶原, 長松, フレキシブルリンク機構における振動と運動の制御, 日本機械学会, 1999 システム部門講演論文集, No. 99-27, 1999, pp. 390-393.
- (16) 梶原, 梶原, 長松, スマート構造における形状と制御の同時最適化, 日本機械学会, 1999 システム部門講演論文集, No. 99-27, 1999, pp. 549-552.
- (17) Kajiwar, I., and Nagamatsu, A., Design of Shape and Control System for Smart Structures, Proceedings on TITech COE/Super Mechano-System Symposium 2000, 2000, pp. 136-143.
- (18) 梶原, 山家, 下嶋, H_2/H_∞ 制御に基づく非線形時変システムの一制御手法(2 自由度マニピュレータの位置と力の制御), 日本機械学会論文集(C編), 64 巻, 626 号, 1998, pp. 3839-3846.