不確かな曲げねじれ連成振動を考慮した フレキシブルロボットアームの H_∞ ロバスト振動制御*

山本 幸典^{*1}, 高村 耕平^{*2}
渡辺 亨^{*3}, 背戸 一登^{*3}

Robust Vibration Control of Flexible Robot Arm Taking Account of an Uncertainty in Bending and Torsional Coupling

Kohsuke YAMAMOTO^{*4}, Kohei TAKAMURA,
Toru WATANABE and Kazuto SETO

^{*4} Department of Mechanical Engineering, Nihon University,
1-8 Kanda Surugadai, Chiyoda-ku, Tokyo, 101-8308 Japan

This paper presents a design procedure of H_∞ controller for bending-torsional coupled vibration of flexible robot arm. In the case that the robot arm does not hold the inertial center of the payload, it processes uncertain bending-torsional coupled vibrations which affect in the accuracy and the stability of the controller. In this research, H_∞ robust control design scheme taking account of parameter variations as structured uncertainties and model error of uncontrolled modes as unstructured uncertainties is utilized to describe the uncertainty in coupled vibration to guarantee robustness against such uncertainty. An experimental robot arm system is built and its parameters are identified by using Seto's method. A controller is obtained by applying the present design method. Control experiments are performed and the robustness of the synthesized controller to the parameter variations and model error are confirmed. The robustness of the obtained controller against uncertainty in coupled vibration is compared with ordinary H_∞ controller. The superiority of the presented controller design method is certificated.

Key Words: Vibration Control, Robust Control, H_∞ Control, Robot Arm, Bending and Torsional Coupled Vibration

1. 結 言

近年、国際宇宙ステーションなど宇宙空間での大形構造物の建造、破損した人工衛星の回収など、宇宙空間でさまざまな作業が行われつつある。そのような作業で用いられているのがロボットアームであり、その研究が盛んに行われている。ロボットアームの基本性能の一つとして、物体をつかみ、それを目標位置まで運ぶことが挙げられる。しかし、作業範囲の拡大のためロボットアームが長腕化され、また、コスト削減のため軽量化することで、ロボットアームが柔軟化し容易に振動が励起されてしまう。ロボットアームのペイロード把持による振動は作業効率の低下を招くだけでなく、作業の安全性にも影響を与えてしまう。

このような軽量化・長腕化されたフレキシブルロボットアームの問題に対する研究^{(1)~(6)}は盛んに行われている。主なものとして、ロボットアームの物体把持時の制御性能劣化に対するロバスト性の検証⁽⁷⁾や、

H_∞ 制御を適用し、制御対象のモデル化のために生じるスピルオーバーを回避する方法⁽⁸⁾⁽⁹⁾などが報告されている。しかし、アームが破損した衛星などのペイロードを把持した際には、物体の質量などの特徴が未知なことや、把持物体の慣性中心を確認するのは難しく、中心を把持できなかった場合には、曲げ振動だけではなく曲げとねじれの連成振動が励起され、またペイロードが未知の場合は、質量変動だけが不確定になるだけでなく、その連成の度合いも不確定なものとなる。そのような質量変動および曲げねじれの度合いが不確かなアームについての研究はまだ少ない。

本研究では、この問題に対して H_∞ 制御理論を適用し、ペイロード把持による制御性能の低下を回避する方法を提案する。まず、制御対象を低次元化物理モデル作成法⁽¹⁰⁾を用いて低次元化し物理モデルを導出する。その物理モデルを用いて、ロボットアームがペイロードを把持したときのアーム自身のパラメータの変動を制御器設計に取り込む。その方法として、モデル化誤差を非構造的誤差で表現しパラメータ変動を構造的誤差で考慮する H_∞ 制御器設計手法を適用する⁽¹¹⁾。具体的には、ロボットアームがペイロードを把持する前後のパラメータの変化を自身のアームパラメータ変動とみなすことで、ロボットアームがペイロードを把

* 原稿受付 2003年9月17日。

^{*1} 学生員、日本大学大学院理工学研究科(〒101-8308 東京都千代田区神田駿河台1-8)。

^{*2} 日本大学大学院理工学研究科。

^{*3} 正員、日本大学理工学部。

E-mail: m052048@edu.cst.nihon-u.ac.jp

持したときでもより高いロバスト安定性が確保できるものと考えられる。また、多くの制御系設計手法では、各々の制御対象にあわせて制御系のチューニングが必要となる。本研究では、アームのパラメータ変動を設計条件とするので、一つのコントローラで複数の制御対象を制御することができる。

また、従来用いられている非構造的誤差のみを考慮した H_∞ 制御器設計手法で制御系を設計し、従来の方法と本研究で用いる方法とで、ロボットアームが物体をつかむ際の制御性能の変化についてパーソナルコンピュータでのシミュレーションと実験装置での実験とで検証する。

2. 制御対象構造物

本研究の制御対象である平板構造物の概要を図1に示す。平板構造物はステンレス製(SUS 303)で、寸法は長さ 800 mm、幅 50 mm、厚さ 2 mm、重さ 718.5 g である。平板構造物は、その根元を二つの L 字形プレートで挟むことによって回転軸に固定されている。また、本研究では制御力を発生させるアクチュエータとしてハーモニックドライブ社製の AC サーボモータ RS-11、3001 C を用いている。これは、ドライブシャフトを介して平板構造物につながっており、平板構造物を制御する機構となっている。

本研究では、二つのペイロードを考える。一つめのペイロードの寸法は長さ 100 mm、幅 40 mm、厚さ 2 mm、重さ 63.3 g のステンレス製で制御対象物の先端を挟むように 2 枚取付けられている。これは、ロボットアームの固有特性を表現するために、最小限度のペイロードを想定している。

また、もう一つのペイロードの寸法は長さ 250 mm、幅 40 mm、厚さ 2 mm、重さ 150 g のステンレス製で、同じく制御対象の先端を挟むように 2 枚取付けられている。これは、ロボットアームが剛体であるペイロードを把持したときを想定している。本研究では、前者

Fig. 1 Control object

のペイロードを取付けたものをノミナルモデルとし、後者を取付けたものを変動モデルと呼ぶ。

3. 低次元化物理モデル

3.1 有限要素解析 制御対象の振動特性を得るために、有限要素解析ソフト ANSYS を用いて実固有限要素解析を行った。その結果を図2に示す。これより、ノミナルモデルの一次モードは一次曲げモード、二次モードは二次曲げモード、三次モードは曲げとねじれの連成モードであることが確認できる。また、変動モデルでは、一次モードは曲げモード、二次モードはねじれモード、三次モードが曲げとねじれの連成モードであることが確認できる。本研究では、使用するアクチュエータが 15 Hz 以上でほとんど制御力を発生させることができないため、制御対象モードをノミナルモデルの一次、二次モードと、変動モデルの一次、二次、三次モードまでとする。

3.2 低次元化物理モデルの作成 本研究では、分布定数系の特性を有する平板構造物を低次元化物理モデル作成法⁽¹⁰⁾を用いて 3 自由度集中定数系モデルを作成する。低次元化物理モデル作成法では、制御対象の振動モード形から得られた情報によって、物理座標系で制御対象モデルを作成する特徴がある。そのため、それぞれの振動モード形の任意の位置にモデリングポイントを配置することができる。また、各モデルのモードの最大振幅点に質点を配置することで、効果的に振動を表現することができる。

本研究では、ノミナルモデルと変動モデルの二つの制御対象があり、それぞれに物理モデルを作成する。図2より、ノミナルモデルの各モードの最大振幅点は、一次モードは制御対象の先端、二次モードは制御対象

(a) Nominal model (b) Fluctuated model

Fig. 2 Mode shapes of control objects

の腹、三次モードはペイロードの下端であり、また、変動モデルでは、各モードの最大振幅点は、一次モードは制御対象の先端、二次モードはペイロードの下端、三次モードは制御対象の腹であり、その各ポイントをモデリングポイントとする。

物理モデルは、制御対象である平板を絶対固定面と考へ、モデリングポイントに質点 m_i (i は質点番号) を配置し、 m_i の絶対固定面からの変位を x_i とする。 k_{ij} は質点 i と質点 j を結ぶばね要素を表す。ただし、 $i=0$ は固定面を示す。 c_{ij} についても同様である。ま

Table 1 The physical parameters of the nominal model

Mass [Kg]	Length [m]	Stiffness [kN/m]	Damping [Ns/m]
$m_1=0.2034$	$l_{01}=0.800$	$k_{01}=-0.6458$	$c_{01}=0.3663$
$m_2=0.2555$	$l_{02}=0.450$	$k_{02}=1.3936$	$c_{02}=0.2317$
$m_3=0.0534$	$l_{03}=0.806$	$k_{03}=0.3293$	$c_{03}=0.1140$
		$k_{12}=-0.6730$	$c_{12}=0.0504$
		$k_{13}=-2.1667$	$c_{13}=-0.0596$
		$k_{23}=0.1523$	$c_{23}=0.0290$

Table 2 The physical parameters of the fluctuated model

Mass [Kg]	Length [m]	Stiffness [kN/m]	Damping [Ns/m]
$m_1=0.1214$	$l_{01}=0.800$	$k_{01}=-0.3020$	$c_{01}=0.0988$
$m_2=0.1009$	$l_{02}=0.838$	$k_{02}=-0.0701$	$c_{02}=0.1195$
$m_3=0.3115$	$l_{03}=0.300$	$k_{03}=0.9569$	$c_{03}=0.3130$
		$k_{12}=-0.2424$	$c_{12}=0.0043$
		$k_{13}=-0.6904$	$c_{13}=-0.0403$
		$k_{23}=-0.0704$	$c_{23}=0.0294$

Fig. 3 Modeling points of nominal model

Fig. 4 Modeling points of fluctuated model

た、ドライブシャフトの根元から各質点 m_i までの距離を l_{0i} とする。図 3, 4 に作成した物理モデルを、表 1 と表 2 に低次元化物理モデル作成法より得られた物理パラメータおよび質点までの距離を示す。

また、作成したモデルの妥当性を検証するため、各モデルの質点 1 をインパルス加振した際の同点における周波数応答のシミュレーションと実機の応答との比較を図 5, 6 に示す。ここで、図 5 で反共振の周波数にずれが生じているが、振動の基本特性である共振、反共振の周波数およびゲインはほぼ一致しているので、制御モデルとしては問題ないものとしている。

3.3 アクチュエータの伝達関数

実際の装置では、先端の質量が変化するためアクチュエータの特性も影響を受ける。そのため各々のモデルに対しアクチュエータの伝達関数を同定した。制御対象を付けたアクチュエータへの入力電圧 u [V] と、軸の角度 θ を計測しモデルを式 (1) より同定した。

$$\frac{\theta}{u} = \frac{K_p K \omega_n^2}{s(s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2)} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\zeta_{\text{nominal}}=0.55[-], \omega_{n\text{-nominal}}=7[\text{Hz}],$$

$$K_{\text{nominal}}=0.55[-], \zeta_{\text{fluctuated}}=0.50[-],$$

$$\omega_{n\text{-fluctuated}}=5[\text{Hz}], K_{\text{fluctuated}}=0.55[-]$$

$$K_p = \frac{350\pi}{30 \times 180} [\text{rad/V}]$$

ここに、 ω_n はアクチュエータの固有振動数、 ζ は減衰比、 $K_p K \omega_n^2$ は変換係数である。この伝達関数の状態方程式は以下のように表すことができる。ここに、 $\dot{\theta}$ は角速度、 $\ddot{\theta}$ は角加速度を表す。

Fig. 5 Frequency response of nominal model

Fig. 6 Frequency response of fluctuated model

$$\begin{bmatrix} \ddot{\theta} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -2\zeta\omega_n & -\omega_n^2 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta} \\ \dot{\theta} \\ \theta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_p K \omega_n^2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} u \quad \dots\dots\dots (2)$$

3・4 制御対象モデルの状態方程式 求めた集中定数系モデルより制御対象の状態方程式を作成する。アクチュエータのダイナミクスを考慮した状態方程式は両モデルとも以下のように表される。

$$\begin{aligned} \dot{X} &= AX + BU \\ y &= CX \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ただし、状態ベクトル X と係数行列 A, B, C は以下のようになっている。

$$\begin{aligned} X &= [\ddot{\theta} \quad \dot{x}_1 \quad \dot{x}_2 \quad \dot{x}_3 \quad \dot{\theta} \quad x_1 \quad x_2 \quad x_3 \quad \theta]^T \\ A &= \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \\ A_{11} &= \begin{bmatrix} -2\zeta\omega_n & 0 & 0 & 0 & -\omega_n^2 \\ 0 & C_1 & \frac{C_{12}l_1}{m_1l_2} & \frac{C_{13}l_1}{m_1l_3} & \frac{C_0l_1}{m_1} \\ 0 & \frac{C_{12}l_2}{m_2l_1} & C_2 & \frac{C_{23}l_2}{m_2l_3} & \frac{C_{02}l_2}{m_2} \\ 0 & \frac{C_{13}l_3}{m_3l_1} & \frac{C_{23}l_3}{m_3l_2} & C_3 & \frac{C_{03}l_3}{m_3} \end{bmatrix} \\ C_1 &= -\frac{C_{01} + C_{12} + C_{13}}{m_1}, C_2 = -\frac{C_{02} + C_{12} + C_{23}}{m_2} \\ C_3 &= -\frac{C_{03} + C_{13} + C_{23}}{m_3} \\ A_{12} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_1 & \frac{k_{12}l_1}{m_1l_2} & \frac{k_{13}l_1}{m_1l_3} & \frac{k_{01}l_1}{m_1} \\ \frac{k_{12}l_2}{m_2l_1} & K_2 & \frac{k_{23}l_2}{m_2l_3} & \frac{k_{02}l_2}{m_2} \\ \frac{k_{13}l_3}{m_3l_1} & \frac{k_{23}l_3}{m_3l_2} & K_3 & \frac{k_{03}l_3}{m_3} \end{bmatrix} \\ K_1 &= -\frac{k_{01} + k_{12} + k_{13}}{m_1}, K_2 = -\frac{k_{02} + k_{12} + k_{23}}{m_2} \\ K_3 &= -\frac{k_{03} + k_{13} + k_{23}}{m_3} \\ A_{21} &= I(5, 5), A_{22} = 0(5, 4) \\ B &= [K_p K \omega_n^2 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T \end{aligned}$$

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

ここで、ノミナルモデルの状態行列と制御入力行列は $A_{\text{nominal}}, B_{\text{nominal}}$ とし、変動モデルの状態行列と制御入力行列は $A_{\text{fluctuated}}, B_{\text{fluctuated}}$ とする。また、観測量 y は各モデルの質点1の変位と軸の角度とする。

4. 構造的誤差と非構造的誤差を考慮した制御系設計

本研究では制御系設計に H_∞ 制御理論を用いた。 H_∞ 制御理論ではロバスト制御器を設計する手法として、主に次の二とおりの方法がある。一つは、外乱やモデル化誤差を非構造的誤差とみなして、これらを包絡するような整形フィルタで置換えて考える周波数領域で設計する方法である。もう一つの方法は、誤差をすべてパラメトリックなものとし、これを構造的な不確かさを用いて表現してパラメータ変動に対するロバスト安定性を保証しようとするものである。

本研究では、ロボットアームの物体把持による制御性能の劣化を防ぐため、より大きなロバスト安定性を確保する方法として構造的誤差と非構造的誤差の両方を考慮する方法で制御系を設計する。

4・1 構造的誤差とパラメータ変動の表現 この方法では、ロボットアームがペイロードを把持する前と把持した後のパラメータの変化を誤差とみなしている。その誤差は、モデルでは状態マトリックス A と制御入力マトリックス B の誤差であり、この誤差を以下のように最大誤差行列として定義する。

$$\begin{aligned} \Delta A &= A_{\text{fluctuated}} - A_{\text{nominal}} \\ \Delta B &= B_{\text{fluctuated}} - B_{\text{nominal}} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで、観測出力マトリックス C は観測点が一固定であるので変動は現れないものとする。また ΔA は、変動が生じる部分が加速度項にかかる上半分だけであり、残りの半分は変動成分が零となる。また ΔB は、1項目だけが変動成分となり、残りの変動成分は零となる。本研究では、変動成分だけを抽出し誤差行列とする。以下に誤差行列を示す。

$$\begin{aligned} \Delta A &= \begin{bmatrix} 16.965 & 0 & 0 & 0 & 947.48 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0.3739 & 0.5123 & 1.9450 & -0.9937 & 5736.5 & -3972.8 & 4597.8 & 428.6 \\ 0 & 0.2055 & -0.3336 & -0.9926 & 0.6123 & 1034.8 & 5089.1 & 2276.6 & -3036.3 \\ 0 & -1.0032 & 0.9296 & 1.3097 & -1.3625 & -40064 & 5191 & 38382 & -4051.2 \end{bmatrix} \\ \Delta B &= [-106.11] \end{aligned}$$

4・2 ハイパスフィルタの成形成 制御対象を低次元でモデル化するとモデル化されない高次モードがモデル化誤差となる。これは、スピルオーバーの原因となるので、制御力に重み関数をかけ、高次モードの感度を低減する必要性が生じる。ここでは、重み関数としてハイパスフィルタを用いる。本研究でのモデル化誤差では、両モデルと

も 40 Hz 以上で発生するので、それ以上の周波数領域でそれを包含するようなハイパスフィルタを選定する。以下に、成形したハイパスフィルタのパラメータを示す。ここで、フィルタは 4 次系のハイパスフィルタを用いた。

$$W_f = K_f \frac{s^4 + 4\zeta_{f1}\omega_{nf1}s^3 + (2\omega_{nf1}^2 + 4\zeta_{f1}^2\omega_{nf1}^2)s^2 + 4\zeta_{f1}\omega_{nf1}^3 + \omega_{nf1}^4}{s^4 + 4\zeta_{f2}\omega_{nf2}s^3 + (2\omega_{nf2}^2 + 4\zeta_{f2}^2\omega_{nf2}^2)s^2 + 4\zeta_{f2}\omega_{nf2}^3 + \omega_{nf2}^4} = C_{se}(sI - A_{se})^{-1}B_{se} + D_{se} \quad (5)$$

$$\omega_{nf1} = 2\pi \times 30, \omega_{nf2} = 2\pi \times 45, \zeta_{f1} = \zeta_{f2} = 0.56, K_f = 5$$

4.3 一般化プラントの作成 上式で求めた誤差パラメータおよびハイパスフィルタを用いて制御系を設計する。変動モデルをノミナルモデルと誤差パラメータで表現すると運動方程式は以下のように表される。

$$\dot{x} = (A_c + \Delta A)x + (B_c + \Delta B)u \quad (6)$$

$$y = C_c x$$

ここで A_c , B_c はノミナルモデルの状態マトリックスおよび制御入力マトリックスである。また、閉ループ系の誤差 ΔA を重み出力 z_1 , 仮想入力外乱 w_1 を用いて開ループ化する。同様に、誤差 ΔB を重み出力 z_2 , 仮想入力外乱 w_2 を用いて開ループ化する。これ

より、変動に対してもロバスト性を確保することができる。これと、スピルオーバー回避のため式(5)のハイパスフィルタを組入れた一般化プラントは式(7)のようになる。また、その構成を図7に示す。

$$\dot{X} = A_z X + B_{1z} W + B_{2z} u$$

$$Z = C_{1z} X + D_{11z} W + D_{12z} u \quad (7)$$

$$Y = C_{2z} X + D_{21z} W + D_{22z} u$$

$$A_z = \begin{bmatrix} A_c & 0 \\ 0 & A_{se} \end{bmatrix}, B_{1z} = \begin{bmatrix} I_a & I_b & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, B_{2z} = \begin{bmatrix} B_c \\ B_{se} \end{bmatrix}$$

$$C_{1z} = \begin{bmatrix} I_a^{-1} \Delta A & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & C_{se} \end{bmatrix}, D_{11z} = 0, D_{12z} = \begin{bmatrix} 0 \\ I_b^{-1} \Delta B \\ D_{se} \end{bmatrix}$$

$$C_{2z} = [C_c \ 0], D_{21z} = [0 \ 0 \ I_{se}], D_{22z} = 0$$

5. シミュレーション

作成した制御系でシミュレーションを行った結果を、図8, 9に示す。シミュレーションは数値計算ソフト MATLAB で行った。ここでは、質点1をインパルス加振したときの質点1の変位を観測しているものとする。比較として、一般的に広く用いられている周波数重み関数を用いた H_∞ 制御器設計で得た制御器でシミュレーションを行った。シミュレーションより、

Fig. 7 The generalized plant

(a) Nominal model

(b) Fluctuated model

Fig. 8 Simulation results of frequency response utilized unstructured and structured

(a) Nominal model

(b) Fluctuated model

Fig. 9 Simulation results of frequency response utilized unstructured only

前者の方法ではノミナルモデル、変動モデルともにゲインが低減し、制御対象で良好に制御できていることが確認できる。しかし、後者の方法ではノミナルモデルでは制御できているが、変動モデルでは一次曲げモード、連成モードである三次モードで制御効果が劣化し、ねじれモードである二次モードで極が不安定になることが確認された。

6. 制 御 実 験

6.1 実験装置 本研究で使用する実験装置を図10に示す。制御方法としては、まず制御対象の先端の変位をレーザ変位センサで計測し、根元の角度を回転形ポテンシオメータで計測する。得られた信号は、ADボードを介して制御用パーソナルコンピュータに送られる。制御用パーソナルコンピュータではシミュレーションで求めたコントローラで制御入力を算出する。算出された制御入力はDAボードを介してアク

Fig. 10 Experimental setup

(a) Time response

(b) Frequency response

Fig. 11 Experiment result of nominal model

チュエータに送られ、アクチュエータを駆動させ制御トルクを発生させる。制御力は、ドライブシャフトを介して制御対象である平板に伝わり、平板を制御する機構となっている。

6.2 実験結果 図11~13に、制御対象の先端をインパルス加振した際の先端の変位の時間応答と、それをFFTアナライザを用いて周波数応答に表した制御実験結果を示す。図11, 12は構造的誤差と非構造

(a) Time response

(b) Frequency response

Fig. 12 Experiment result of fluctuated model

(a) Time response

(b) Frequency response

Fig. 13 Experiment result of nominal model utilized unstructured only

的誤差の両方を考慮した方法で設計された制御器を図 11 はノミナルモデルに適用した場合、図 12 は変動モデルに適用した場合である。また、図 13 は非構造的誤差のみを用いた方法でノミナルモデルに適用した場合となっている。薄い線が非制御時の応答、濃い線が制御時の応答となる。

構造的誤差と非構造的誤差とを考慮する方法ではノミナルモデル、変動モデルとも、良く制御できていることがわかり、また周波数応答からすべての制御対象モードでゲインが低減していることがわかる。しかし、非構造的誤差のみを考慮する方法では、ノミナルモデルでは前者とほぼ同じような結果となったが、変動モデルではシミュレーションと同様に二次モードで不安定となり、計測できなかった。これより、非構造的誤差のみを考慮する方法では曲げとねじれが連成するようなロボットアームについてはロバスト性の低下により制御性能が劣化することが確認できた。

7. 考 察

本研究では、フレキシブルロボットアームが物体を把持した際に生じる曲げとねじれの連成振動について、構造的誤差と非構造的誤差の両方を考慮した H_∞ 制御理論を用いる方法について考察した。この方法を用いることで、アームの先端に無負荷の状態による曲げ振動の抑制から、先端に長い剛体が負荷した際の曲げとねじれの連成振動の抑制までを一つのコントローラにより制御できることをシミュレーションおよび実験より検証した。また、非構造的誤差のみを考慮し制御系を設計する場合、曲げとねじれの連成モードの変化に対するロバスト性が低くなることが確認できた。このような問題を回避する方法としても、本手法が有効であることが確認された。

文 献

- (1) Book, W. J. and Majette, M., Controlled Design for Flexible, Distributed Parameter Mechanical Arms Via Combined State Space and Frequency Domain techniques, *Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*, **105** (1983), 245-254.
- (2) Book, W. J., Controlled Motion in an Elastic World, *Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*, **115** (1993), 252-261.
- (3) Takamura, K., Yamamoto, K., Watanabe, T. and Seto, K., ROBUST CONTROL IN BENDING AND TORSIONAL VIBRATIONS OF A FLEXIBLE ROBOT ARM WITH UNCERTAINTY IN PAYLOAD, *Proc. Motion Vib. Control 2002*, (2002), 426-431.
- (4) 福田敏夫・新井史人・細貝英実・矢島信之, 柔軟構造物のフレキシビリティ制御(第1報, 曲げ・ねじり連成振動のモデル化と制御方法), *機論*, **54**-499, C (1988), 630-637.
- (5) 吉田和夫・五島満, 2重テンドン機構による回転平板の位置決めおよび曲げ・ねじれ振動の制御, *機論*, **57**-534, C (1991), 557-562.
- (6) 羅正華・坂和愛幸, フレキシブルアームの曲げ・ねじり連成振動の制御実験, *計測自動制御学会論文集*, **27**-4 (1991), 422-428.
- (7) 前川明寛・川村武也・田中幸雄, 2リンクフレキシブルアームの制御(第2報, アームの姿勢および先端付加変動に対するロバスト安定性と評価実験), *機論*, **57**-539, C (1991), 2321-2327.
- (8) 平澤修一・野波健蔵, 1リンク弾性アームの Q パラメトリゼーションに基づく H_∞ 制御超平面を有するスライディングモード位置決め制御, *機論*, **64**-619, C (1998), 918-924.
- (9) 松野文俊・梅山聡・笠井正三郎・神澤貴雄, フレキシブル・アームの曲げ・ねじれ結合振動と力のロバスト制御, *計測自動制御学会論文集*, **33**-7 (1997), 674-679.
- (10) 背戸一登・光田慎治, 不可制御・不可観測性の活用による弾性構造物の低次元化物理モデル作成法と振動制御法, *機論*, **57**-542, C (1991), 3393-3399.
- (11) 渡辺亨・吉田和夫, パラメータ変動と非制御モードのモデル化誤差を考慮する柔軟構造物のロバスト振動制御, *計測自動制御学会論文集*, **32**-7 (1996), 1001-1010.
- (12) 背戸一登・松本幸人, パソコンで解く振動制御, (1999), 203-228, 丸善.
- (13) 野波健蔵, MATLAB による制御系設計 (1998), 103-140, 東京電気出版局.
- (14) 美多勉, H_∞ 制御, (1994), 58-89, 昭晃堂.