並列支持型テンドン制振器と制振制御系の設計*

木村 純 壮^{*1}, 佐伯 正 美^{*1}, 原 田 茂^{*2}

A Parallel Supporting Damper with Tendon and Vibration Active Control System Design

Junso KIMURA^{*3}, Masami SAEKI and Shigeru HARADA^{*3} Faculty of Engineering, Hiroshima University,
1-4-1 Kagamiyama, Higashi-hiroshima-shi, Hiroshima, 739-8527 Japan

Tendon control is studied for the vibration control of flexible structure, for example robot arm and large space structure. It is a remote vibration control method using actuator and wire. But, compressing force of flexible structure occurs by Tendon control and the transfer effect of control force is often small depending on the size of mechanism. In this paper, a parallel supporting damper with Tendon is proposed. A supporting element is parallelly assigned for the flexible structure. And, vibration is reduced like dynamic absorber by reciprocal action between the flexible structure and the supporting element connected to each other by wire. The proposed structure avoids compressing flexible structure and transfer effect of control force is improved. A vibration control system is designed based on H_∞ control theory. It is shown that property of proposed method is better than that of conventional method by numerical simulation.

Key Words: Vibration Control, Damping, Tendon Control, H_∞ Control, Spillover

1. はじめに

ロボットの柔軟アームや柔軟宇宙構造物の振動を制御するために、テンドン制振機構が研究されている(1, 2, 3, 4, 5, 6). 片持送水管の振動制御(7), 建築構造物や橋梁の制振制御(8, 9)でもテンドンを適用する研究が行われている. これらの研究で用いられたテンドン制振装置は, 図1のように制御力を回転モーメントとして加えるためアームを用いた機構(1, 2, 3, 4, 5, 6, 7)を採用していた(以後, アーム型テンドン制振器と呼ぶ). この構造では, 柔軟はり状の制振対象の軸方向に圧縮荷重が加わり, 圧屈破壊などの心配があり問題となる. また, 機構の寸法形状(特にアーム長)が影響して制御力の伝達効果は小さい.

そこで, 本論文では, 図2(a)のような構造を提案する. 制振対象の柔軟はりに並列に支持材を取り付け, 柔軟はりとアクチュエータを結合するワイヤーを支持材に取り付けたプーリに通しておく. 先端部を拡大した図を図2(b)に示す(以後, 並列支持型テンドン制振器と呼ぶ). 図2に示した機構では, 制御力が柔軟は

Fig. 1 Arm tendon control system

りの軸に垂直な方向から加わるため, 軸方向の圧縮荷重が小さいことや制御力の伝達効果が大きいことが期待される. 構造の総重量は増加するが, 制振対象の重量には影響しない. アクチュエータ/センサコロケーションの実現が容易なことは, 図1, 図2とも共通している.

本研究では, この新しい機構は, 柔軟はりと支持材間にばね特性を持ったワイヤーを介する相互作用が発生し, 動吸振器としての受動的な制振効果を有することを指摘する. 次に, 制振効果を向上させるために, この新しい並列支持型テンドン機構に対しアクティブ制振制御系を H_∞ 制御理論⁽¹⁰⁾により設計する.

* 原稿受付 2000年4月17日.

^{*1} 正員, 広島大学工学部(〒739-8527 広島市鏡山1-4-1).^{*2} 広島大学大学院.

E-mail: kimura@mec.hiroshima-u.ac.jp

Fig. 2 A parallel supporting damper with tendon

2. テンドン制振器の数式モデル

まず、並列支持型テンドン制振器の数式モデルを導出する。この際、(1) はりは均質、一様断面で、弾性変形する、(2) はりは、片持ち支持されている、(3) センサ、バネの質量はない、(4) バネの減衰はない、(5) ねじれ変形は生じないなどを仮定する。基本的なオイラー・ベルヌーイはりの運動方程式^(4, 11)は、軸方向座標の変位 $x(m)$ 、時刻 $t(sec)$ として(1)式である。

$$\rho A \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 y(x, t)}{\partial x^4} + C_i I \frac{\partial^5 y(x, t)}{\partial t \partial x^4} + C_0 \frac{\partial y(x, t)}{\partial t} = f(x, t) \quad (1)$$

$y(x, t)$: はりの変位 m

$f(x, t)$: 強制力 N

L : はりの長さ m

ρ : はりの密度 kg/m^3

A : はりの断面積 m^2

E : はりの縦弾性係数 N/m^2

I : はりの断面二次モーメント m^4

C_i : はりの内部粘性減衰係数 Ns/m^2

C_0 : はりの外部粘性減衰係数 Ns/m^2

片持ちばりの境界条件を与える。

$$y(x, t)|_{x=0} = \frac{\partial y(x, t)}{\partial x} \bigg|_{x=0} = 0$$

$$\frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2} \bigg|_{x=L} = \frac{\partial^3 y(x, t)}{\partial x^3} \bigg|_{x=L} = 0 \quad (2)$$

このとき、固有値方程式、固有角振動数、固有関数はそれぞれ次式である。

$$\cos k_i L \cosh k_i L + 1 = 0 \quad (3)$$

$$\omega_i = k_i^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad (4)$$

$$Y_i(x) = \cos k_i x - \cosh k_i x - \frac{\cos k_i L + \cosh k_i L}{\sin k_i L + \sinh k_i L} (\sin k_i x - \sinh k_i x) \quad (5)$$

この固有関数を用いて強制振動の解をモード展開する。すなわち、 $y(x, t)$ を次式とする。

$$y(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} H_i(t) Y_i(x) \quad (6)$$

式(6)を式(1)に代入し、両辺に $Y_i(x)$ を掛けて x について0から L まで積分すると、固有関数の直交性より次式を得る。

$$\frac{d^2 H_i(t)}{dt^2} + 2\zeta \omega_i \frac{dH_i(t)}{dt} + \omega_i^2 H_i(t) = \frac{F_i(t)}{M_i} \quad (7)$$

$$\zeta = \frac{C_i \omega_i}{2E} + \frac{C_0}{2\rho A \omega_i}$$

$$F_i(t) = \int_0^L f(x, t) Y_i(x) dx \quad (8)$$

$$M_i = \rho A \int_0^L Y_i(x)^2 x dx \quad (9)$$

式(7)は i 次の振動モードに関する1自由度の運動方程式であり、 F_i は一般化力、 M_i は一般化質量である。ここで、強制力 f ははり先端に加わるものとし、はりの先端変位に注目して $x = L$ とすれば、(5) 式の Y_i と (9) 式の M_i が一定値に定まる。また、 F_i は、一定値と強制力の積で表現される。すなわち、

$$F_i(t) = F_i' f(L, t) \quad (10)$$

これらを(6),(7)式に代入し、有限次数 n 次モードまで考慮して、状態変数 ψ を

$$\psi = \begin{bmatrix} H_1 & \dot{H}_1 & H_2 & \dot{H}_2 & \cdots & H_n & \dot{H}_n \end{bmatrix}^T \quad (11)$$

とおくと、以下の数学モデルを導くことができる。

$$\dot{\psi} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \cdots & 0 \\ -\omega_1^2 & -2\zeta_1 \omega_1 & & \ddots & \\ 0 & & \ddots & & 0 \\ \vdots & \ddots & & 0 & 1 \\ 0 & \cdots & 0 & -\omega_n^2 & -2\zeta_n \omega_n \end{bmatrix} \psi$$

$$+ \begin{bmatrix} 0 & F'_1/M_1 & \dots & 0 & F'_n/M_n \end{bmatrix}^T f_0$$

$$y_0 = \begin{bmatrix} Y_1 & 0 & \dots & Y_n & 0 \end{bmatrix} \psi \quad (12)$$

ここで, f_0 : はり先端に作用する力, y_0 : はり先端の変位, ω_i : はりの各振動モードの固有角振動数, ζ_i : 減衰比 (各々 $i = 1, \dots, n$) である. 後述する本論文の制振対象のゲイン特性では, 4次モードは1次モードの約 $1/10^4$ であり, 5次モードは1次モードの約 $1/10^6$ である. 5次モードではゲイン特性は十分に低減しているため, 有限次元で打ち切る際には4次の振動モードまでを考慮することにして, $n = 4$ とし, $\psi \in R^8$ とする. R は, 実数全体の集合を表す.

(12) 式を用いて, 柔軟はりりと並列支持材のそれぞれの運動方程式を次のように記述する.

$$\begin{cases} \dot{\psi}_1 = A_1 \psi_1 + B_1 f_1 \\ y_1 = C_1 \psi_1 \end{cases} \quad (13)$$

$$\begin{cases} \dot{\psi}_2 = A_2 \psi_2 + B_2 f_2 \\ y_2 = C_2 \psi_2 \end{cases} \quad (14)$$

f_1, y_1 は, 制振対象の柔軟はりの先端に作用する力と先端の変位, f_2, y_2 は, 並列支持材の先端に作用する力と先端の変位である. 状態変数は, $\psi_1 \in R^8, \psi_2 \in R^8$ である.

モータ特性は, 次のように記述する.

$$\begin{cases} J \ddot{\theta}_m = -c \dot{\theta}_m + \tau \\ \tau = k_m u \end{cases} \quad (15)$$

θ_m はモータの回転角, J はモータの慣性モーメント, c はモータの粘性抵抗係数, τ はモータのトルク, u はモータの入力電圧であり, モータのトルクは入力電圧に比例するとして, その比例係数を k_m としている.

(13), (14), (15) 式に加えワイヤーの弾性変形と張力を考慮して, 図2(a)全体に対して運動方程式は, 次式のように記述できる.

$$\begin{cases} \dot{x}_{p1} = A_{p1} x_{p1} + B_{p1} u + B_{d1} d \\ y = C_{p1} x_{p1} \\ y_a = C_{pa1} x_{p1} + D_{d1} d \end{cases} \quad (16)$$

ここに,

$$x_{p1} = \begin{bmatrix} \psi_1^T & \psi_2^T & \theta_m & \dot{\theta}_m \end{bmatrix}^T$$

$$A_{p1} = \begin{bmatrix} A_1 - 2k(l/L)^2 B_1 C_1 & 2k B_1 C_2 & 2kr B_1 & 0 \\ 2k B_2 C_1 & A_2 - 2k B_2 C_2 & -2kr B_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 2kr C_1/J & -2kr C_2/J & -2kr^2/J & -c/J \end{bmatrix}$$

$$B_{p1} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & k_m/J \end{bmatrix}^T$$

$$B_{d1} = \begin{bmatrix} B_1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$$

$$C_{p1} = \begin{bmatrix} Y_1 & 0 & \dots & Y_n & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$C_{pa1} = \begin{bmatrix} 0 & Y_1 & \dots & 0 & Y_n & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} A_{p1}$$

$$D_{d1} = \begin{bmatrix} 0 & Y_1 & \dots & 0 & Y_n & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} B_{d1}$$

$x_{p1} \in R^{18 \times 1}, A_{p1} \in R^{18 \times 18}, B_{p1} \in R^{18 \times 1}, B_{d1} \in R^{18 \times 1}, C_{p1} \in R^{1 \times 18}, C_{pa1} \in R^{1 \times 18}, D_{d1} \in R^{1 \times 1}$ である. y は柔軟はりの先端変位, y_a は柔軟はりの先端加速度, d は柔軟はり先端に作用する外乱力を表し, r : モータに取り付けたプーリの半径, k : ワイヤのバネ係数である. 柔軟はりの長さや支持材の長さは等しく L であるが, これには依存せず, また, ワイヤのばねの初期長による張力は, 左右の2つ一組で相殺される.

次に, 比較のために, アーム型テンドン制振器の数式モデルを導出する. 柔軟はりの振動の運動方程式は次のようになる.

$$\begin{aligned} \dot{\psi}_1 &= A_1 \psi_1 - 2k \left(\frac{l}{L} \right)^2 B_1 C_1 \psi_1 + 2k \frac{l}{L} r B_1 \theta_m \\ &\quad - 2k \frac{l}{L^2} B_1 y_1^2 + 2k \frac{1}{L} r B_1 y_1 \theta_m \end{aligned} \quad (17)$$

l は, アームの長さ (片側) を表す. ここで, (17) 式の右辺の第4,5項は, y_1/L が微小として除去し, 線形化して取り扱う. このとき, モータの特性を (15) 式として, 図1全体の運動方程式は次式となる.

$$\begin{cases} \dot{x}_{p2} = A_{p2} x_{p2} + B_{p2} u + B_{d2} d \\ y = C_{p2} x_{p2} \\ y_a = C_{pa2} x_{p2} + D_{d2} d \end{cases} \quad (18)$$

ここに,

$$x_{p2} = \begin{bmatrix} \psi_1^T & \theta_m & \dot{\theta}_m \end{bmatrix}^T$$

$$A_{p2} = \begin{bmatrix} A_1 - 2k(l/L)^2 B_1 C_1 & 2k(l/L) r B_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 2k(l/L) r C_1/J & -2kr^2/J & -c/J \end{bmatrix}$$

$$B_{p2} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & k_m/J \end{bmatrix}^T$$

$$B_{d2} = \begin{bmatrix} B_1 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$$

$$C_{p2} = \begin{bmatrix} Y_1 & 0 & \dots & Y_n & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$C_{pa2} = \begin{bmatrix} 0 & Y_1 & \dots & 0 & Y_n & 0 & 0 \end{bmatrix} A_{p2}$$

$$D_{d2} = \begin{bmatrix} 0 & Y_1 & \dots & 0 & Y_n & 0 & 0 \end{bmatrix} B_{d2}$$

$x_{p2} \in R^{10 \times 1}, A_{p2} \in R^{10 \times 10}, B_{p2} \in R^{10 \times 1}, B_{d2} \in R^{10 \times 1}, C_{p2} \in R^{1 \times 10}, C_{pa2} \in R^{1 \times 10}, D_{d2} \in R^{1 \times 1}$ である.

A_{p1} と A_{p2} の要素を比較すれば, アーム型テンドン制振器では, モータで発生する制御力の伝達効果は,

l/L の大きさ, すなわちテンドン機構の寸法形状に依存している. アーム長 l が柔軟はりの長さ L に対して短い場合には, 提案した並列支持型テンドン制振器に比べ伝達効果が小さくなる.

3. 動吸振器からみた支持構造の設計

本論文で提案する並列支持型テンドン制振器では, 並列支持材の柔軟性を生かして振動の減衰効果を向上できると考えられる. すなわち, 制振対象に付加する構造の振動特性を調整して, 動吸振器として機能させる. 具体的には, 並列支持材の断面の寸法(一様断面とする)を変えて固有振動数を調整したり, 同時にワイヤーの弾性変形のばね係数を調整する. 一つの調整の目安としては, 並列支持材とワイヤーによる構造の固有振動数と制振対象の柔軟はりの固有振動数を近づければよい.

表1のように長さ L (m) 高さ H (m) 厚さ T (m) のアルミニウムの柔軟はりを制振対象として, 調整を行った結果, 長さ L (m) のアルミニウム製並列支持材の高さ H_s (m), 厚さ T_s (m) とワイヤーの弾性変形のばね係数 k (N/m) を決定した. 並列支持型テンドン制振器のその他の諸元も含めて表1に示す.

Table. 1 Main specifications

L	0.5[m]
H	0.05[m]
T	0.003[m]
H_s	0.0152[m]
T_s	0.0025[m]
k	37.1[N/m]
J	$0.037 \times 10^{-3} [\text{kgm}^2]$
c	0.01[Nmsec/rad]
k_m	1[Nm/volt]
r	0.02[m]

固有角振動数($\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$)は, 材料の特性と寸法から計算して, 柔軟はりの場合には($0.0630 \times 10^3, 0.3851 \times 10^3, 1.0786 \times 10^3, 2.1133 \times 10^3$), 並列支持材の場合には($0.0525 \times 10^3, 0.3209 \times 10^3, 0.8988 \times 10^3, 1.7611 \times 10^3$)である. また, 減衰係数($\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3, \zeta_4$)は, 柔軟はりの場合, 並列支持材の場合とも(0.005, 0.005, 0.005, 0.005)とした. また, 一方, アーム型テンドン制振器の場合には, k は提案する制振器と同一とする. アームの長さは $l = 0.1$ (m)とした.

(16)式と(18)式について, 外乱力 d から先端変位 y までの伝達関数を求めて, それぞれのゲイン特性を描

くと図3のようになる. 図中には, 柔軟はりの第1,2振動モード近傍の特性を示している. この図を見れば, アーム型テンドン制振器の場合では, $70(\text{rad/sec})$ 付近で振動が著しい. 提案する並列支持型テンドン制振器では, 動吸振器の効果が現われて共振ピークが分散し, 各々のピーク値が低く(約50パーセントに)抑えられていることがわかる. したがって, 非制御状態(パッシブ制御)で外乱作用により振動が発生しても, 並列支持型テンドン制振器の方が, 減衰特性がよいと考えられる.

Fig. 3 Displacement output

4. H_∞ 制振制御

本章では, 提案する並列支持型テンドン制振器を用いて柔軟はりの振動をアクティブ制御する.

制御系は, よく知られた正規化既約分解(Normalized Coprime Factorization)による方法⁽¹⁰⁾を用いて設計する. この設計法は, 入力側と出力側で感度関数, 相補感度関数をバランスよく整形することができる. 設計法を要約しておく. まず, 制御系のブロック線図を図4に示す. 図中, $P(s)$ は制御対象, $V(s)$ は重み関数, $H(s)$ はコントローラである. また, $\mathbf{w} = [w_1 \ w_2]^T, \mathbf{z} = [z_1 \ z_2]^T$ は, それぞれ制御特性を評価するための雑音と出力である. 制御対象 $P(s)$ に

Fig. 4 Block diagram of control system

対して重み関数 $V(s)$ を付加し, 拡大系 $G(s)$ を構成す

る。拡大系は次式であるとする。

$$G(s) = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \quad (19)$$

この拡大系に対して、(20)式を満たす $H(s)$ を設計する。

$$\|T_{zw}\|_{\infty} < \gamma \quad (20)$$

ここで、

$$T_{zw} = \begin{bmatrix} \frac{HVP}{1+HVP} & \frac{H}{1+HVP} \\ \frac{VP}{1+HVP} & \frac{1}{1+HVP} \end{bmatrix} \quad (21)$$

制御系設計には次の2つのリカッチ方程式の解を用いる。

$$\begin{aligned} (A - BS^{-1}D'C)'X + X(A - BS^{-1}D'C) \\ - XBS^{-1}B'X + C'R^{-1}C = 0 \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} (A - BS^{-1}D'C)Z + Z(A - BS^{-1}D'C)' \\ - ZC'R^{-1}CZ + BS^{-1}B' = 0 \end{aligned} \quad (23)$$

$$R = I + DD', \quad S = I + D'D$$

$$\gamma_{\min} = \sqrt{1 + \lambda_{\max}(ZX)}$$

コントローラは次式である。

$$H(s) = \begin{bmatrix} \tilde{A} & \gamma^2 W_1'^{-1} ZC' \\ B'X & -D' \end{bmatrix} \quad (24)$$

ここで、

$$\begin{aligned} F &= -S^{-1}(D'C + B'X) \\ \tilde{A} &= A + BF + \gamma^2 W_1'^{-1} ZC'(C + DF) \\ W_1 &= I + XZ - \gamma^2 I \end{aligned}$$

本論文では、駆動用モータの入力電圧 u を制御対象の入力とし、柔軟はりの先端加速度 y_a を制御対象の出力とする。このとき、制御対象は、1入力1出力の可制御、可観測な系である。出力の加速度は、振動を制御するためフィードバックする。

制御系の設計においては、次の2つの設計仕様を満たすようにする。

【設計仕様1】制御対象の振動特性の改善

図5には、制御対象の入力 u から出力 y_a までの伝達関数 P のゲイン特性を示している。前述したように、パッシブ制御である程度振動を抑制することに成功している。しかしながら、この加速度振動特性をみれば、いまだ、柔軟はりの第1振動モード近傍の周波数帯域60~70(rad/sec)においてピーク値660と振動が激しい。そこで、この周波数帯域の特性を改善して、振動をさらに低減するように制御系の設計を進める。目標として、図4の閉ループ制御系の伝達関数

Fig. 5 Acceleration output of plant

$SP(=P/(1+PVH))$ のゲイン特性を、図5に示された制御対象の伝達関数 P の1/4以下にする。

【設計仕様2】モデル誤差に対するロバスト安定性の保証

高次の振動モードは特性を正確に測定することが困難で、モデル誤差を伴うことが予想される。そこで、実プラント $\bar{P}(s)$ は、(16)式で4次の振動モードまで考慮したモデル($n=4$)とし、ノミナルプラント $P(s)$ は、(16)式で2次の振動モードまで考慮したモデル($n=2$)として、実プラントとノミナルプラントのそれぞれのモデル間の誤差に対してロバスト安定性を保証するように制御系を設計する。すなわち、スビルオーバー対策を施す。モデル誤差 Δ (乗法的摂動)は、(25)式のように表現できる。本論文の制御対象の Δ は、図6に示す実線である。このモデル誤差に対して、(26)式の条件を満たす重み関数 $W_t(s)$ は(27)式のように選んだ。 $W_t(s)$ を図6中の破線で示す。

$$\Delta(j\omega) = \left| \frac{\bar{P}(j\omega) - P(j\omega)}{P(j\omega)} \right| \quad (25)$$

$$|\Delta(j\omega)| < |W_t(j\omega)|, \quad \omega \in R \quad (26)$$

$$W_t(s) = \left(\frac{3.33(s+42)}{s+700} \right)^4 \quad (27)$$

ロバスト安定条件は、重み関数 $W_t(s)$ を用いて次のように記述できる。

$$|T(j\omega)| < \frac{1}{|W_t(j\omega)|}, \quad \omega \in R \quad (28)$$

設計仕様1, 2を満たし、制御対象の先端変位の応答特性が良好になるよう確認しながら重み関数 V を選定した。選定の目安は文献[12],[13]を参考とした。重み関数を次に示す。

$$V(s) = \frac{2.57 \times 10^{-3}(s+400)}{s+100} \quad (29)$$

Fig. 6 Model uncertainty and weighting function

設計した制御系の特性を図7, 図8, 図9に示す。

図4の閉ループ制御系の伝達関数 SP のゲイン特性を図7に示している。図8には、感度関数、相補感度関数の特性を描いている。図9は柔軟はりの先端に加わる矩形波状外乱に対する出力 y_a の時間応答を示している。

Fig. 7 Acceleration output of control system

Fig. 8 Sensitivity function and complementary sensitivity function

Fig. 9 Time response of acceleration output

Fig. 10 Time response without control

図7のゲイン特性を対応する図5と比較して見れば、 $\omega=70(\text{rad/sec})$ 付近の共振特性の大きさが約1/4に低減されている。図8には、 $W_t(s)^{-1}$ の周波数特性も示している。(28)式のロバスト安定条件に基づいて相補感度関数の特性と $W_t(s)^{-1}$ の特性を比較すれば、相補感度関数のゲイン特性は、すべての周波数にわたって $W_t(s)^{-1}$ のゲインよりも小さい。したがって、ロバスト安定性が保証され、目的が満たされていることが分かる。図9の外乱に対する時間応答をみれば、外乱印加後約2(sec)ですみやかに振動が減衰していることがわかり、良好に振動が抑制されている。比較のため、図10に無制御時の時間応答を示す。無制御状態では、振動の減衰が思わしくなく、外乱印加後3.5(sec)経過しても振動は残留している。以上の結果から設計仕様を満たす制御系が設計できていることが明らかである。

5. 制振制御系の比較

本章では、提案する並列支持型テンドン制振器を用いた制御系とアーム型テンドン制振器を用いた制御系の性能を比較する。

方針として、並列支持型、アーム型の両者に対し

て、外乱に対する制振特性がほぼ同じになるような制振系を設計し、それぞれの制御系で制振に必要な制御入力の大さを比較してみる。このとき、第4章で設計した制御系の制振特性と同じになるようにアーム型テンドン制振器の制御系を設計すると、非常に過大な制御入力が必要とする。想定した駆動用のモータでは、制御入力は約 ± 10 [volt]程度に抑える必要がある。並列型とアーム型を比較する上で、制御入力が過大にならないよう設計仕様は改めて与えた。すなわち、並列支持型テンドン制振器の場合は、ロバスト安定性を保証し、第1次モードの振動特性を1/2以下に改善することとした。アーム型テンドン制振器の場合は、ロバスト安定性を保証し、外乱に対する制振特性を並列支持型テンドン制振器の場合とほぼ同じにすることである。設計法は、正規化既約分解による方法を用いた。その際使用した重み関数 V は、並列支持型の場合とアーム型の場合について、それぞれ次に示す。

$$V(s) = \frac{0.003(s + 389)}{s + 45} \quad (30)$$

$$V(s) = \frac{0.0113(s + 387)}{s + 45} \quad (31)$$

図11は外乱 d から変位出力 y までのゲイン特性で、実線は提案する並列支持型テンドン制振器を用いた場合を示し、破線はアーム型テンドン制振器を用いた場合を示す。上記の設計方針に従い、外乱から変位出力へのゲイン特性はほぼ一致している。この図は、外乱が加わった場合に、その影響がどれだけ変位出力に現われるかを示すもので、2つのテンドン制振器を用いた制御系はほぼ同様の制振効果を示すと考えられる。

Fig. 11 Gain diagram of T_{yd}

図12は、この場合の外乱 d から制御入力 u までのゲイン特性である。実線と破線は同様である。外乱から入力へのゲイン特性は、アーム型テンドン制振器に比べ提案した並列支持型テンドン制振器が小さいこ

Fig. 12 Gain diagram of T_{ud}

とがわかる。これは、モータブリー半径 r 、ワイヤーのばね係数 k を同じにした2つの制振器に同じ外乱が加わった場合、並列支持型制振器の方が小さい制御入力で外乱抑制できることを意味する。これは、前述した本方法の特徴に起因する結果と考えられ、提案法の有効性が確認できる。アーム型テンドン制振器の特性は、 $l/L = 0.2$ に依存していると思われる。

また、図13に並列支持型テンドン制振器について、図14にアーム型テンドン制振器について、矩形波状外乱に対する変位出力の時間応答を示す。両図を比べると、初期振幅がそれぞれ0.032(m)と0.035(m)、収束時間がそれぞれ3(sec)と2.5(sec)と多少違いがあるものの、すみやかに振動が減衰しており、ほぼ同様の制御状況と考えられる。ただし、図13の約0.7(sec)付近では、周期的な減衰とは異なる波形が生じている。これは、意図したように制振対象と並列支持材の振動がワイヤーを介して相互作用を及ぼしているためと考えられる。

その時の制御入力の時間応答は、図15に並列支持型テンドン制振器の場合を、図16にアーム型テンドン制振器の場合を示す。これらの制御入力をみれば、並列支持型はアーム型に比べ制御入力の大さが小さく、効果的に制御が行えていると判断できる。したがって、矩形波状外乱に対する時間応答シュミレーションからも提案法の有効性が確認できる。

6. おわりに

制振対象の保護や制振効果向上の目的で、並列支持型のテンドン制振機構を考案し、これを用いて制振制御系を設計した。支持材を付加して制振効果が向上することを示した。これによりアクチュエータを小型化することが可能である。しかしながら、構造重量が増加したり、構造が複雑化するため、適用の範囲には制限があると思われる。構造重量の制約がない場合には、

Fig. 13 Displacement of parallel supporting structure

Fig. 15 Control input of parallel supporting structure

Fig. 14 Displacement of arm structure

Fig. 16 Control input of arm structure

アーム型テンドン制振器のアームとワイヤーを取りつける空間を利用して、並列支持型テンドン制振器の支持材を十分に設置できると考えられる。具体的には、文献[7]にあげた片持送水管の例の場合には、空間的余裕さえあれば簡単に並列支持材を追加装着することができる。また、空間的・重量的制約を考慮しながら、予め、並列支持材を設置できるように設計可能と考えられる。文献[4]、[6]にあげたフレキシブルロボットアームの場合も同様である。このようなことから、実際的にも並列支持材を設置することは十分に可能と考えられる。支持材に取り付けたプーリは、回転の摩擦が小さいものが望ましい。今後、実験による検証を行う予定である。なお、本研究は、科学研究費補助金平成10年度奨励研究(A) (研究課題番号10750170)により行ったことを付記して謝意を表する。

参考文献

- [1] 大久保・G. SCHMIDT, 柔軟構造物のテンドン制御における構造/制御系の統一的設計法, 機論, **60**-574, C (1994), 2009 - 2016.
- [2] 室津・大久保・照井・泉田・篠田, 柔軟はりのテンドン振動制御系の一設計法, 機論, **55**-514, C (1989), 1345 - 1352.
- [3] 室津・大久保, 知的適応宇宙構造物—その概念と制御,

システム/制御/情報, **39**-3 (1995), 142 - 147.

- [4] 吉田和夫, テンドン機構による弾性回転アームの位置決めおよび振動制御, 機論, **54**-508, C (1988), 3006 - 3014.
- [5] 吉田・五島, 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・ねじり振動の制御, 機論, **57**-534, C (1991), 557 - 562.
- [6] 吉田和夫, フレキシブル・マニピュレータのテンドン制御, 日本ロボット学会誌, **12**-2 (1994), 213 - 218.
- [7] 土岐・谷, 片持送水管の安定性とその能動制御 (テンドンによる安定化の一試み), 機論, **54**-498, C (1988), 357 - 362.
- [8] B. F. Spencer Jr, S. J. Dyke, H. S. Deoskar, Benchmark Problems in Structural Control: Part II - Active Tendon System, Earthquake Engineering and Structural Dynamics, **27**-11 (1998), 1141 - 1147.
- [9] Y. Achkire, A. Preumont, Active Tendon Control of Cable-stayed Bridges, Earthquake Engineering and Structural Dynamics, **25**-6 (1996), 585 - 597.
- [10] 細江・荒木, 制御系設計, 朝倉書店, (1994), 122 - 123.
- [11] 下郷太郎, 防振制御ハンドブック, フジテクノシステム, (1992), 90-99.
- [12] 川谷亮治, 制御系の設計例, 第41回システム制御情報学会講習会資料, (1992), 85 - 100.
- [13] 川谷・松島, 正規化既約分解表現に基づく橋梁のロバスト制御, システム制御情報学会論文集, **6**-1 (1993), 48 - 56.