

2 駆動制御に基づく振り子の振動制御

—特に *NN* コントローラ併用系について—

川辺 尚志*・寶田 琢巳**・保上 光洋***

(平成17年8月23日受理)

Vibration Control of a Pendulum System Based on 2 Type Actuators with Different Controllers

—Especially of the Combination System with a Neural Network Type Controller—

Hisashi KAWABE, Takumi TAKARADA and Mitsuhiro HOJYO

(Received Aug. 23, 2005)

Abstract

2 type controllers in which one is a model-based compensator (*VSS* controller to move a weight up and down along the pendulum member) and the other is a non-model-based compensator (a neural network controller to move another weight along the circumference) are adopted for the vibration control of a pendulum system.

It is found that the latter *NN* controller in the composite compensator system has more remarkable effect to suppress the vibration especially in lower amplitude region than the vibration control system including only the former compensator, and therefore that the composite control system shows a vibration suppressing effect over all vibration amplitude regions.

When the specific damping capacity (*SDC*) is used as a criterion for the vibration suppression effect, $SDC = 0.0884$ in only the *VSS* control system, while $SDC = 0.0884$ in the *VSS* system enhanced by the *NN* controller.

Key Words: Pendulum, Vibration control, 2 type actuator, *VSS*, Neural network controller, Specific damping capacity, Dynamic compensator, Nonlinear observer

1. 緒 言

学習機能保有型メカの時代を迎え、外乱の発生やパラメータが変動する条件下でも適用しうるロバストでインテリジェントな能動制振制御技術の研究¹⁾が注目されている。特にスピルオーバー問題をはじめ安定化が難しいとされている柔構造メカ系²⁾での学習適応的能動制振制御技術の開発は、パラメータ同定が困難でしかも過酷な環境下にさら

されがちな複雑な実機械に対する制振設計をより容易ならしめるものとして意義がある。

本研究では、制御対象として振り子系を考える。振り子系の制振制御法としては振り子長を変化させる方法³⁾、支点を水平移動させる方法⁴⁾、支点を垂直変動させる方法⁵⁾、あるいは重心を移動させる方法⁶⁾などが紹介されているが、本研究では特に、(i) 重心の上下移動を利用するモデルベース *VSS* 補償器⁷⁾と、(ii) もう一つの重錘の周方向

* 広島工業大学工学部知能機械工学科

** 現, あじかん(株)

*** 現, (株) 帝人精機プレシジョン

移動を利用する非モデルベースの NN (ニューラルネットワーク) 制御器⁸⁾を併用する 2 駆動方式を採用した。従来の重心上下移動方式制振器の最大の弱点である平衡点近傍 (振子振動振幅 $\theta \cong 0$ 付近) での制振性能の劣化⁹⁾を (ii) の学習機能のある NN 制振制御器で補償するので、振動振幅の全域に亘り高制振性能を維持しうる制振制御系の実現が期待できる。

シミュレーション解析結果より、自由振動状態から制御開始後 5 サイクル後の制振振幅状態において、制振性能指数としての比減衰能 (SDC)¹⁰⁾ は、NN 制御無しの場合 $SDC = 0.0884$ なのに対して、NN 制御併用系では $SDC = 0.1591$ となって完全制振し (重心移動単独方式では約 2 倍の整定時間 (9 サイクル後) を要する)、低振幅域での同一振動サイクル状態において約 80% の制振効果の向上が認められた。

2.2 駆動方式振子系のモデリング

図 1 は、(i) 重錘 1 の上下移動を利用する従来の制振方式と、(ii) 低振幅域での制振性能向上のために設けられた重錘 2 の周方向移動方式併用の振子系モデルを示す。ここでは、振子本体、モータ等の駆動部、重錘 2 の移動用のレールを一体な棒 (質量 M) として扱う。また、モデリングで使用されている各パラメータは次のとおりである。

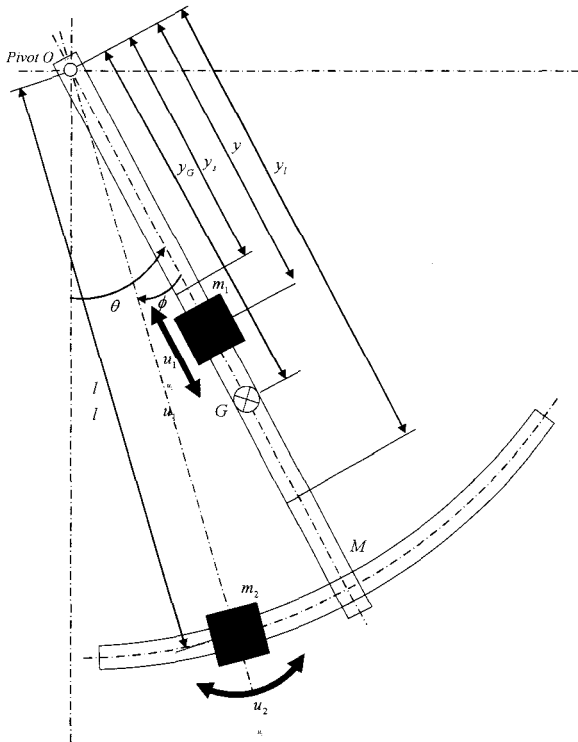


Fig. 1 Motion model of a pendulum with movable weights m_1 and m_2

θ [rad]	: 振子角度
ϕ [rad]	: 重錘 (m_2) の変位角度
y [m]	: 振子の支点から重錘 (m_1) までの距離
M [kg]	: 振子棒の質量
m_i [kg]	: 重錘の質量 ($i=1, 2$)
l [m]	: 振子の長さ
y_G [m]	: 振子の支点から振子棒の重心までの距離
g [m/s ²]	: 重力加速度
J [kgm ²]	: 振子棒の重心回りの慣性モーメント
c_1 [Ns/m]	: 重錘 (m_1) についての等価粘性係数
c_2 [Nms]	: 振子の等価粘性係数
c_3 [Nms]	: 重錘 (m_2) についての等価粘性係数
u_i [N]	: 重錘を移動させるための制御力 ($i=1, 2$)
y_s [m]	: 振子支点から重錘 (m_1) の可変範囲上限までの距離
y_l [m]	: 振子支点から重錘 (m_1) の可変範囲下限までの距離

重錘 1 の速度を v_1 , 重錘 2 の速度を v_2 , 棒の支点回りの慣性モーメントを J とするとき、系の運動エネルギー T は

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} m_1 v_1^2 + \frac{1}{2} J \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} m_2 v_2^2 \\ &= \frac{1}{2} m_1 (\dot{y}^2 + y^2 \dot{\theta}^2) + \frac{1}{2} J \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} m_2 l^2 (\dot{\theta} + \dot{\phi})^2 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{cases} v_1^2 = \dot{y}^2 (\sin^2 \theta + \cos^2 \theta) + y^2 \dot{\theta}^2 (\sin^2 \theta + \cos^2 \theta) \\ \quad = \dot{y}^2 + y^2 \dot{\theta}^2 \\ v_2^2 = l^2 (\dot{\theta} + \dot{\phi})^2 (\sin^2 (\theta + \phi) + \cos^2 (\theta + \phi)) \\ \quad = l^2 (\dot{\theta} + \dot{\phi})^2 \end{cases} \quad (2)$$

$$J = J_G + M y_G^2, \quad J_G = \frac{1}{3} M y_G^2$$

ポテンシャルエネルギー U は、

$$U = -m_1 g y \cos \theta - M g y_G \cos \theta - m_2 g l \cos (\theta + \phi) \quad (3)$$

散逸関数 D は

$$D = \frac{1}{2} c_1 \dot{y}^2 + \frac{1}{2} c_2 \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} c_3 \dot{\phi}^2 \quad (4)$$

従ってラグランジアン $L = T - U$ とするとき、 θ 方向の運動方程式は

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \theta} + \frac{\partial D}{\partial \dot{\theta}} = Q_\theta \quad (5)$$

より

$$2m_1y\dot{y}\dot{\theta} + m_1y^2\ddot{\theta} + J\ddot{\theta} + m_2l^2(\ddot{\theta} + \ddot{\phi}) + m_1gy\sin\theta + Mgy_G\sin\theta + m_2gl\sin(\theta + \phi) + c_2\dot{\theta} = 0 \quad (6)$$

また, ϕ 方向の運動方程式は

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\phi}}\right) - \frac{\partial L}{\partial \phi} + \frac{\partial D}{\partial \dot{\phi}} = Q_\phi \quad (7)$$

より

$$m_2l^2(\ddot{\theta} + \ddot{\phi}) + m_2gl\sin(\theta + \phi) + c_3\dot{\phi} = u_2 \text{ [Nm]} \quad (8)$$

さらに, y 方向では

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{y}}\right) - \frac{\partial L}{\partial y} + \frac{\partial D}{\partial \dot{y}} = Q_y \quad (9)$$

より

$$m_1\ddot{y} - m_1y\dot{\theta}^2 - m_1g\cos\theta + c_1\dot{y} = u_1 \text{ [N]} \quad (10)$$

従って 2 個の重錘が制御力 (u_1, u_2) により駆動される時の振り系の運動方程式は

$$\ddot{\theta} = \frac{-2m_1y\dot{y}\dot{\theta} - m_1gy\sin\theta - Mgy_G\sin\theta - c_2\dot{\theta} + c_3\dot{\phi} - u_2}{m_1y^2 + J} \quad (11)$$

$$\ddot{\phi} = \frac{-2m_1y\dot{y}\dot{\theta} - m_1gy\sin\theta - Mgy_G\sin\theta - c_2\dot{\theta} + c_3\dot{\phi}}{m_1y^2 + J} - \frac{g}{l}\theta - \frac{g}{l}\phi - \frac{c_3}{m_2l^2}\dot{\phi} + \frac{m_1y^2 + m_2l^2 + J}{m_2l^2(m_1y^2 + J)}u_2 \quad (12)$$

$$\ddot{y} = y\dot{\theta}^2 + g\cos\theta - \frac{c_1}{m_1}\dot{y} + \frac{1}{m_1}u_1 \quad (13)$$

ただし, y の可変範囲は

$$0 < y_s \leq y \leq y_l \quad (14)$$

状態ベクトルを

$$\bar{x} = [\theta \quad \dot{\theta} \quad \phi \quad \dot{\phi} \quad y \quad \dot{y}]^T = [x_1 \quad \dots \quad x_6]^T \quad (15)$$

と置くと, 運動の状態方程式は, 結局

$$\frac{d}{dt}\bar{x} = \bar{A}\bar{x} + \bar{B}u_N \quad (16)$$

ここで, 各パラメータは

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{g}{l} & 0 & -\frac{g}{l} & -\frac{c_3}{m_2l^2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{c_1}{m_1} \end{bmatrix} \quad (17)$$

$$\bar{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (18)$$

$$u_N = \begin{bmatrix} \frac{-2m_1y\dot{y}\dot{\theta} - m_1gy\sin\theta - Mgy_G\sin\theta - c_2\dot{\theta} + c_3\dot{\phi} - u_2}{m_1y^2 + J} \\ \frac{-2m_1y\dot{y}\dot{\theta} - m_1gy\sin\theta - Mgy_G\sin\theta - c_2\dot{\theta} + c_3\dot{\phi}}{m_1y^2 + J} \\ + \frac{m_1y^2 + m_2l^2 + J}{m_2l^2(m_1y^2 + J)}u_2 \\ y\dot{\theta}^2 + g - \frac{1}{2}g\theta^2 + \frac{u_1}{m_1} \end{bmatrix} \quad (19)$$

本研究では, 重錘 1 と重錘 2 を同時に動かし振り棒を安定化させる ($\theta = 0$) ことを目的とする。特に $\theta = 0$ への追従性を高めるために, 図 2 に示すように, 積分項を持つ拡大プラントでの制御系設計を考える。(16) 式の状態方程式に関して目標値 $\theta_r (= 0)$ と出力 θ_y との偏差の積分量 z を付加した拡大系プラントは

$$z = \int_0^t (\theta_r - \theta) dt \quad (20)$$

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} z \\ x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0_{1 \times 5} \\ 0 & A_{11} & A_{12} \\ 0_{5 \times 1} & A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0_{1 \times 3} \\ \bar{B} \end{bmatrix} u_N + \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \theta_r \quad (21)$$

となる。ここで, $\theta_r = 0$ なので

$$\frac{d}{dt}x = Ax + Bu_N \quad (22)$$

とする。ただし

$$A = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0_{1 \times 3} \\ 0 & A_{11} & A_{12} \\ 0_{5 \times 1} & A_{21} & A_{22} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0_{1 \times 3} \\ \bar{B} \end{bmatrix} \quad (23)$$

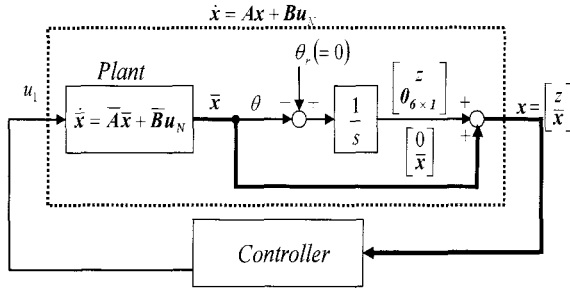


Fig. 2 Block diagram of augmented plant

3. 制御器設計

3.1 縦方向移動重錘 1 による高振幅制振のための VSS 制御器

まず、重錘 1 の上下駆動による VSS 制振制御則を求め、このとき重錘 2 は自由運動とする。切り換え面を設計する際、全状態量を含んだ切り換え面を設計すると振幅の低下とともに \dot{y} の切り換え性能が低下し移動範囲内に有効に移動できなくなる。そのため、振子系に関する状態量と重錘 1 に関する状態量を分離させて切り換え面を設計した。最初に、 \dot{y} の切り換え則を VSS 理論を用いて求める。まず、次の状態量

$$x_p = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5]^T = [z \ \theta \ \dot{\theta} \ \phi \ \dot{\phi}]^T \quad (24)$$

に関して、振子系に対する切り換え関数 σ_p を

$$\sigma_p = s_1 x_1 + s_2 x_2 + s_3 x_3 + s_4 x_4 + s_5 x_5 = s_p x_p \quad (25)$$

と選ぶ。ただし、

$$\begin{cases} s_p = [s_1 \ s_2 \ s_3 \ s_4 \ s_5] \\ s_1 > 0, s_2 > 0, s_3 > 0, s_4 > 0, s_5 > 0 \end{cases}$$

これに対しリアプノフ関数を

$$V_p = \frac{\sigma_p^2}{2} > 0 \quad (26)$$

とすると、安定化条件は次式となる。

$$\lim_{\sigma_p \rightarrow 0} \sigma_p \dot{\sigma}_p < 0 \quad (27)$$

(25) 式より

$$\dot{\sigma}_p = s_1 \dot{x}_1 + s_2 \dot{x}_2 + s_3 \dot{x}_3 + s_4 \dot{x}_4 + s_5 \dot{x}_5 \quad (28)$$

つぎに、振子系の運動方程式 (11), (12) 式において線形近似 $\sin \theta \cong \theta$ を行うと

$$\ddot{\theta} = \frac{-2m_1 y \dot{y} \dot{\theta} - g(m_1 y + My_G) \theta - c_2 \dot{\theta} + c_3 \dot{\phi} - u_2}{m_1 y^2 + J} \quad (29)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\phi} = & \frac{-2m_1 y \dot{y} \dot{\theta} - g(m_1 y + My_G) \theta - c_2 \dot{\theta} + c_3 \dot{\phi}}{m_1 y^2 + J} \\ & - \frac{g}{l} \theta - \frac{g}{l} \phi - \frac{c_3}{m_2 l^2} \dot{\phi} + \frac{m_1 y^2 + m_2 l^2 + J}{m_2 l^2 (m_1 y^2 + J)} u_2 \end{aligned} \quad (30)$$

この (29), (30) 式と (16) 式から次の関係が得られる。

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = -x_2 \\ \dot{x}_2 = x_3 \\ \dot{x}_3 = \frac{-2m_1 y \dot{y} x_3 - g(m_1 y + My_G) x_2 - c_2 x_3 + c_3 x_5 - u_2}{m_1 y^2 + J} \\ \dot{x}_4 = x_5 \\ \dot{x}_5 = \frac{-2m_1 y \dot{y} x_3 - g(m_1 y + My_G) x_2 - c_2 x_3 + c_3 x_5}{m_1 y^2 + J} \\ \quad - \frac{g}{l} x_2 - \frac{g}{l} x_4 - \frac{c_3}{m_2 l^2} x_5 + \frac{m_1 y^2 + m_2 l^2 + J}{m_2 l^2 (m_1 y^2 + J)} u_2 \end{cases} \quad (31)$$

ここで、重錘 2 は自由運動 ($u_2 = 0$) とし、これらの式を (28) 式に代入すると次式となる。

$$\dot{\sigma}_p = s_p x_p - f \dot{y} \quad (32)$$

ただし

$$s_p = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{g(s_5 - s_3)(m_1 y + My_G)}{m_1 y^2 + J} - s_1 - \frac{g}{l} s_5 \\ s_2 + \frac{(s_5 - s_3)c_2}{m_1 y^2 + J} \\ -\frac{g}{l} s_5 \\ s_4 - \frac{c_3 s_5}{m_2 l^2} + \frac{c_3(s_3 - s_5)}{m_1 y^2 + J} \end{bmatrix}^T, \quad (33)$$

$$f = \frac{2(s_3 - s_5)m_1 y x_3}{m_1 y^2 + J}$$

したがって \dot{y} の切り換え条件は、(27) 式と (32) 式より、以下ようになる。

(a) $\sigma_p > 0$ のとき、 $\dot{\sigma} > 0$ より、

$$f \dot{y} > s_p x_p \quad (34)$$

(I) $f > 0$ のとき、

$$\dot{y} > \frac{1}{f} s_p x_p = \dot{y}_{\max} \quad (35)$$

(II) $f < 0$ のとき、

$$\dot{y} < \frac{1}{f} s_p x_p = \dot{y}_{\min} \quad (36)$$

(b) $\sigma_p < 0$ のとき, $\dot{\sigma} > 0$ より,

$$f\dot{y} < \mathbf{s}_{rp} \mathbf{x}_p \quad (37)$$

(III) $f > 0$ のとき,

$$\dot{y} < \frac{1}{f} \mathbf{s}_{rp} \mathbf{x}_p = \dot{y}_{\min} \quad (38)$$

(IV) $f < 0$ のとき,

$$\dot{y} > \frac{1}{f} \mathbf{s}_{rp} \mathbf{x}_p = \dot{y}_{\max} \quad (39)$$

このとき,

$$U_p > \left| \frac{1}{f} \mathbf{s}_{rp} \mathbf{x}_p \right|_{\max} \quad (40)$$

として, 生じさせるべき \dot{y} (これを $\dot{y}^\#$ とする) を表すと, 最終的に

$$\dot{y}^\# = U_p \cdot \text{sgn}(\sigma_p) \cdot \text{sgn}(f) \quad (41)$$

と関係づけられる。ただし

$$\text{sgn}(\ast) = \begin{cases} 1: \ast > 0 \\ 0: \ast = 0 \\ -1: \ast < 0 \end{cases} \quad (42)$$

この (41) 式で算定される $\dot{y}^\#$ に基づいて, 台車をつぎのように移動させる。

[1] (41) 式で算出される $\dot{y}^\#$ が $\dot{y}^\# > 0$ ならば, 台車を y_r から y_l へ移動させる。

[2] (41) 式で算出される $\dot{y}^\#$ が $\dot{y}^\# < 0$ ならば, 台車を y_l から y_s へ移動させる。

したがって, これらより後で述べる目標位置 y_l を下記のように定める。

$$\begin{cases} \dot{y}^\# > 0 \text{ のとき } y_r = y_l \\ \dot{y}^\# < 0 \text{ のとき } y_r = y_s \end{cases} \quad (43)$$

つぎに, (43) 式を実現するためにスライディングモードを適用した台車の制御則を求める。次の状態量

$$\mathbf{x}_c = [x_6 \quad x_7]^T = [y \quad \dot{y}]^T \quad (44)$$

に関して, 台車系に対する切り換え関数 σ_c を

$$\sigma_c = s_6(x_6 - y_r) + s_7 x_7 = \mathbf{s}_c \mathbf{x}_c - s_6 y_r \quad (45)$$

のように選ぶ。ただし,

$$\begin{cases} \mathbf{s}_c = [s_6 \quad s_7] \\ s_6 > 0, \quad s_7 > 0 \end{cases} \quad (46)$$

ここで, y_r は上述の「 \dot{y} の切り換え則」(43) 式に従って, y_s または y_l となる台車の目標位置である。

これに対するリアプノフ関数を

$$V_c = \frac{\sigma_c^2}{2} > 0 \quad (47)$$

とすると, 次の条件より

$$\lim_{\sigma_c \rightarrow 0} \sigma_c \dot{\sigma}_c < 0 \quad (48)$$

台車系への切り換え面への漸近安定化条件を導く。(45) 式より

$$\dot{\sigma}_c = s_6 \dot{x}_6 + s_7 \dot{x}_7 \quad (49)$$

つぎに, 台車系の運動方程式 (13) 式によってつぎの関係が得られる。

$$\begin{cases} \dot{x}_6 = x_7 \\ \dot{x}_7 = \dot{\theta}^2 x_6 - \frac{c_1}{m_1} x_7 + \frac{1}{m_1} u_1 + \mathbf{g} \cos \theta \end{cases} \quad (50)$$

これら 2 式を (49) 式へ代入すると, 次式となる。

$$\dot{\sigma}_c = \mathbf{s}_{rc} \mathbf{x}_c + \frac{s_7}{m_1} u_1 + s_7 \mathbf{g} \cos \theta \quad (51)$$

ただし,

$$\mathbf{s}_{rc} = \begin{bmatrix} s_7 \dot{\theta}^2 & \vdots & s_6 - s_7 \frac{c_1}{m_1} \end{bmatrix} \quad (52)$$

従って, 振子制振のための台車の運動制御則, すなわち u_1 の切り換え条件は, (48), (51) 式により, 以下のよう
に得られる。

[I] $\sigma_c > 0$ のとき, $\dot{\sigma}_c > 0$ より,

$$u_1 < -\frac{m_1}{s_7} (\mathbf{s}_{rc} \mathbf{x}_c + s_7 \mathbf{g} \cos \theta) = u_{1\min} \quad (53)$$

[II] $\sigma_c < 0$ のとき, $\dot{\sigma}_c > 0$ より,

$$u_1 > -\frac{m_1}{s_7} (\mathbf{s}_{rc} \mathbf{x}_c + s_7 \mathbf{g} \cos \theta) = u_{1\max} \quad (54)$$

従って, u_1 の切り換え制御入力は, 入力ゲイン U_c を,

$$U_c > \left| -\frac{m_1}{s_7} (\mathbf{s}_{rc} \mathbf{x}_c + s_7 \mathbf{g} \cos \theta) \right|_{\max} \quad (55)$$

のように選ぶと, 符号関数 $\text{sgn}(\ast)$ を用いて

$$u_1 = -U_c \cdot \text{sgn}(\sigma_c) = -U_c \frac{\sigma_c}{|\sigma_c|} \quad (56)$$

で表される。実際には高周波チャタリング抑制のため線形化幅 Δ ¹¹⁾ で平滑化した

$$u_1 = -U_c \frac{\sigma_c}{|\sigma_c| + \Delta} = -U_c \text{cont}(\sigma_c, \Delta) \quad (57)$$

を用いる。図 3 に符号関数 $\text{sgn}(\ast)$ と Δ で平滑化した連続化関数 $\text{cont}(\sigma_c, \Delta)$ の関係を示す。

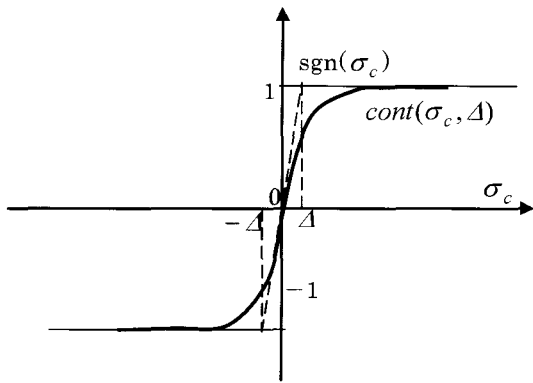


Fig. 3 Sign function $\text{sgn}(\sigma_c)$ and continuous function $\text{cont}(\sigma_c, \Delta)$

3.2 周方向移動重錘2による低振幅域制振のためのNN制御器

図1に示す円周方向に移動する重錘2による低振幅制振制御には、図4に示す3層NN理論¹²⁾を用いる。

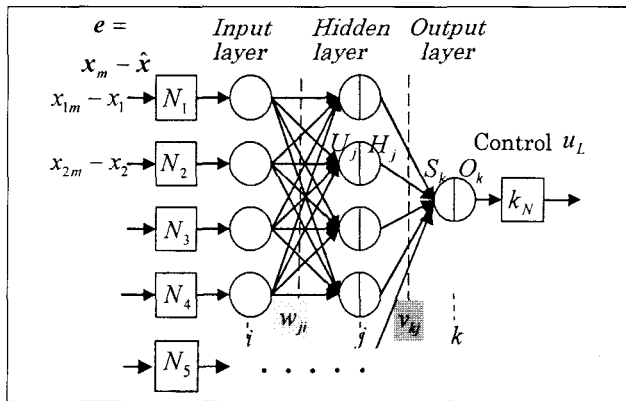


Fig. 3 Schematic illustration for 3 layers-neural network controller

ここで、目標値 x_{m_i} と状態量 x_i との誤差 e_i に関して次の関係がある。

$$\begin{aligned} \mathbf{x} &= [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5]^T \\ &= [z \ \theta \ \dot{\theta} \ \phi \ \dot{\phi}]^T \\ \mathbf{x}_m &= [x_{m_1} \ x_{m_2} \ x_{m_3} \ x_{m_4} \ x_{m_5}]^T \\ &= [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T \end{aligned} \quad (58)$$

$$e_i = x_i - x_{m_i}$$

$$\mathbf{e} = [e_1 \ e_2 \ e_3 \ e_4 \ e_5]^T$$

$N_1 \sim N_5$ は入力値圧縮係数であり、最小化するべき評価関数は

$$J = \mathbf{e}^T \mathbf{e} / 2 \quad (59)$$

とし、(59) 式を減少させるために最急降下法を用い、結合係数(重み)の更新には次式を用いる。

$$\left. \begin{aligned} \Delta v_{kj}(k+1) &= -\alpha \frac{\Delta J}{\Delta v_{kj}(k)} \\ \Delta w_{ji}(k+1) &= -\alpha \frac{\Delta J}{\Delta w_{ji}(k)} \end{aligned} \right\} \quad (60)$$

制御力は、結局

$$u_L(k) = K_n \cdot O_k(k) \quad (61)$$

として与えられる。ただし

$$\left. \begin{aligned} O_k(k) &= \sum_j v_{kj}(k) \cdot H_j(k) \\ H_j(k) &= \sum_i w_{ji}(k) \cdot I_i(k) \\ I_i(k) &= e_i(k) \cdot N_i \end{aligned} \right\} \quad (62)$$

4. オブザーバの設計

4.1 線形オブザーバの設計

重錘1の台車速度 \dot{y} の推定のために、Gopinathの最小次元オブザーバを設計する。

まず、重錘1の台車についての運動方程式(19)式を

$$m_1 \ddot{y} + c_1 \dot{y} = u_s \quad (63)$$

$$u_s = u_1 + m_1 y \dot{\theta}^2 + m_1 g \cos \theta \quad (64)$$

とおく。状態変数を測れるもの z_1 と測れないもの z_2 とに分け、

$$\begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y \\ \dot{y} \end{bmatrix} \quad (65)$$

ここで測定できない変数 z_2 について考えると、

$$\begin{aligned} \dot{z}_2 &= A_{o21} z_1 + A_{o22} z_2 + B_{o2} u_s \\ &= A_{o22} z_2 + A_{o21} z_1 + B_{o2} u_s \end{aligned} \quad (66)$$

ただし

$$\begin{cases} A_{o11} = 0 \\ A_{o12} = 1 \\ A_{o21} = 0 \\ A_{o22} = -\frac{c_1}{m_1} \end{cases} \quad \begin{cases} B_{o1} = 0 \\ B_{o2} = \frac{1}{m_1} \end{cases} \quad (67)$$

z_2 の推定値 \hat{z}_2 との偏差を $e = z_2 - \hat{z}_2$ は、安定化ゲインを L_o とすると

$$\dot{e}_2 = (A_{o22} - L_o A_{o12}) e_2 \quad (68)$$

測定値のノイズを避けるために、次の変数変換

$$z_p = \hat{z}_2 - L_o y_k \quad (69)$$

から、最終的に次のオブザーバが得られる。

$$\dot{z}_p = \bar{A}z_p + \bar{B}y_k + \bar{J}u_s \quad (70)$$

ただし,

$$\begin{cases} \bar{A} = Ao_{22} - L_o Ao_{12} \\ \bar{B} = (Ao_{21} - L_o Ao_{11}) + (Ao_{22} - L_o Ao_{12})L_o \\ \quad = Ao_{21} - L_o Ao_{11} + \bar{A}L_o \\ \bar{J} = Bo_2 - L_o Bo_1 \end{cases} \quad (71)$$

$$\begin{cases} \bar{A} = -\frac{c_1}{m_1} - L_o \\ \bar{B} = \bar{A}L_o \\ \bar{J} = \frac{1}{m_1} \end{cases}$$

4.2 非線形オブザーバの設計

振り棒の角速度 $\dot{\theta}$, 重錘2の角速度 $\dot{\phi}$ について非線形オブザーバを設計する。 \dot{y} については前節で設計した線形オブザーバの推定値 \hat{y} を使用するが簡略上 \dot{y} と表記する。

まず, 振り棒の角速度 $\dot{\theta}$, 重錘2の角速度 $\dot{\phi}$ に関する (11), (12) 式を

$$\begin{cases} \ddot{\theta} = -A\dot{\theta} + B\dot{\phi} - C \sin \theta - D \\ \ddot{\phi} = -A\dot{\theta} + E\dot{\phi} - C \sin \theta + F \end{cases} \quad (72)$$

と記述する。ただし,

$$\begin{cases} A = \frac{2m_1 y \dot{y} + c_2}{m_1 y^2 + J} \\ B = \frac{c_3}{m_1 y^2 + J} \\ C = \frac{g(m_1 y - My_G)}{2J} \\ D = \frac{u_2}{m_1 y^2 + J} \\ E = \frac{c_3(m_2 l^2 - m_1 y^2 - J)}{m_2 l^2(m_1 y^2 + J)} \\ F = -\frac{g}{l}\theta - \frac{g}{l}\phi + \frac{m_1 y^2 + m_2 l^2 + J}{m_2 l^2(m_1 y^2 + J)}u_2 \end{cases} \quad (73)$$

θ の推定値を $\hat{\theta} = \psi_{11}$, $\dot{\theta}$ の推定値を $\hat{\dot{\theta}} = \psi_{12} = \dot{\psi}_{11}$, ϕ の推定値を $\hat{\phi} = \psi_{21}$, $\dot{\phi}$ の推定値を $\hat{\dot{\phi}} = \psi_{22} = \dot{\psi}_{21}$, とし, オブザーバを

$$\begin{cases} \dot{\psi}_{11} = \psi_{12} + k_{11}e_1 \\ \dot{\psi}_{12} = -A\psi_{12} + B\psi_{22} - C \sin \theta - D + k_{12}e_1 \\ \dot{\psi}_{21} = \psi_{22} + k_{21}e_2 \\ \dot{\psi}_{22} = -A\psi_{12} + E\psi_{22} - C \sin \theta + F + k_{22}e_2 \end{cases} \quad (74)$$

として設計する。ここで e_1 と e_2 は推定誤差

$$\begin{cases} e_1 = \psi_{11} - \theta \\ e_2 = \psi_{21} - \phi \end{cases} \quad (75)$$

であり, $k_{11}, k_{12}, k_{21}, k_{22}$ は任意定数である。 $k_{11} = 0, k_{21} = 0$ として, 次の関係がある。

$$\begin{cases} a_{o1} = A - k_{11} \\ a_{o2} = -(Ak_{11} + k_{12}) \\ a_{o3} = -B \\ a_{o4} = Bk_{21} \end{cases} \begin{cases} b_{o1} = -(E + k_{21}) \\ b_{o2} = Fk_{21} - k_{22} \\ b_{o3} = A \\ b_{o4} = -Ak_{11} \end{cases} \quad (76)$$

オブザーバは, 結局

$$\begin{cases} \ddot{e}_1 + a_{o1}\dot{e}_1 + a_{o2}e_1 + a_{o3}\dot{e}_2 + a_{o4}e_2 = 0 \\ \ddot{e}_2 + b_{o1}\dot{e}_2 + b_{o2}e_2 + b_{o3}\dot{e}_1 + b_{o4}e_1 = 0 \end{cases} \quad (77)$$

で与えられる。 $a_{o1}, a_{o2}, a_{o3}, a_{o4}, b_{o1}, b_{o2}, b_{o3}, b_{o4}$ があらかじめ決められた正定数となるように $k_{11}, k_{12}, k_{21}, k_{22}$ を与えれば, $e_1(t), e_2(t)$ に関する所望の収束性が得られる。

他方の角度誤差 $e_{1,2}$, 角速度誤差 $\dot{e}_{1,2}$ を無視した場合 (76) 式は,

$$\begin{cases} \ddot{e}_1 + a_{o1}\dot{e}_1 + a_{o2}e_1 = -a_{o3}\dot{e}_2 - a_{o4}e_2 = 0 \\ \ddot{e}_2 + b_{o1}\dot{e}_2 + b_{o2}e_2 = -b_{o3}\dot{e}_1 - b_{o4}e_1 = 0 \end{cases} \quad (78)$$

となる。 $k_{11} = -35, k_{12} = -10, k_{21} = -50, k_{22} = -10$ とした非線形オブザーバのシミュレーション結果を図5に示す。設計の有効性が見られる。図6にこれらオブザーバを組み込んだ全制御系構成図を示す。

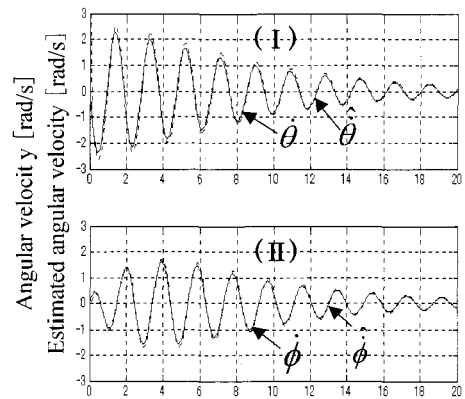


Fig. 5 Simulation results of angular rate estimation

5. シミュレーション結果および考察

5.1 NV 併用 VSS 制振制御シミュレーション結果

制御対象パラメータは, $m_1 = 2.881$ [kg], $m_2 = 2.9$ [kg], $M = 4.136$ [kg], $y_G = 0.39$ [m], $c_1 = 8.127$ [Ns/m], $c_2 = 0.072$ [Nm²/s], $c_3 = 1.3$ [Nm²/s], $J = 1.612$ [kgm²], $g =$

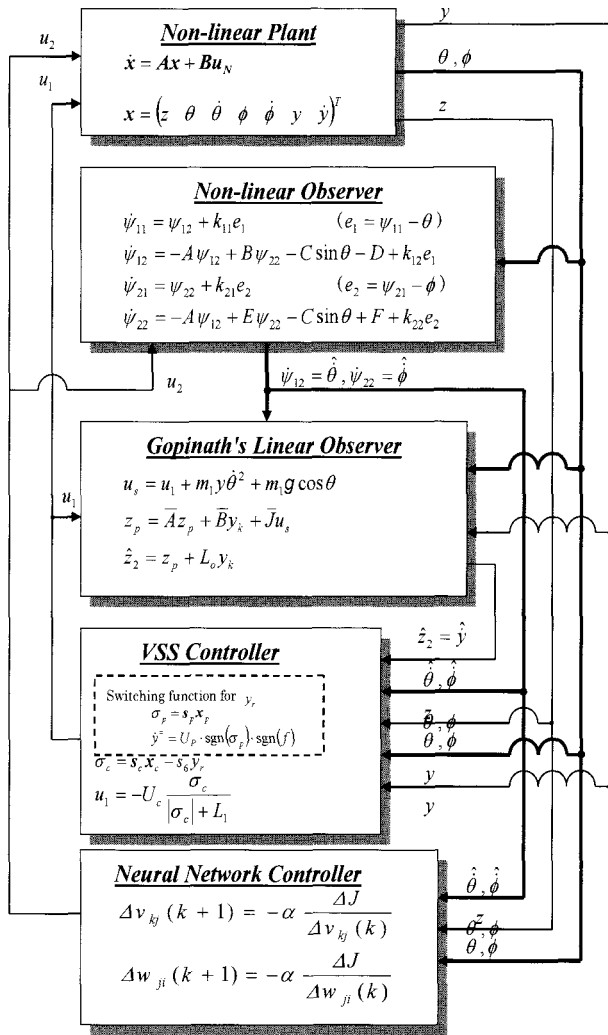


Fig. 6 Construction of the overall vibration control system using 2 actuators

9.806[m/s²], $y_s = 0.326$ [m], $y_l = 1.013$ [m], $l = 1.150$ [m]とした。初期条件として、振り角度 $\theta_0 = 0.7$ [rad], 振り角速度 $\dot{\theta}_0 = 0.0$ [rad/s], 重錘2の変位角 $\phi_0 = 0.0$ [rad], 重錘2の角速度 $\dot{\phi}_0 = 0.0$ [rad/s], 台車変位 $y_0 = 0.670$ [m] ($=y_c$), 台車速度 $\dot{y}_0 = 0.0$ [m/s]とし、サンプリング周期 $dt = 1$ [ms]でシミュレーションした。

図7は、それぞれの制御力を加える振り初期変位 $\theta = 0.7$ [rad]から(17[s]まで自由振動した後の)重心移動 m_1 のみによるVSS制振制御シミュレーション結果を示す(この場合、 m_2 は自由転動)。(a)は振子の変位角度 θ , (b)は重錘2の変位角度 ϕ , (c)は台車の位置 y , (d)はVSS制御入力 u_1 をそれぞれ示す。重心上下移動制振方式だけでは、低振幅域で重錘 m_1 の重力分配力を有効に利用できないという構造的要因により、平衡点近傍(振り振動振幅 $\theta \cong 0$ 付近)で制振性能が劣化することが容易にわかる。

一方、図8は、上述の重錘 m_1 によるVSS制振制御に加えて、重錘 m_2 を5入力($z, \theta, \dot{\theta}, \phi, \dot{\phi}$)1出力系でN.N.

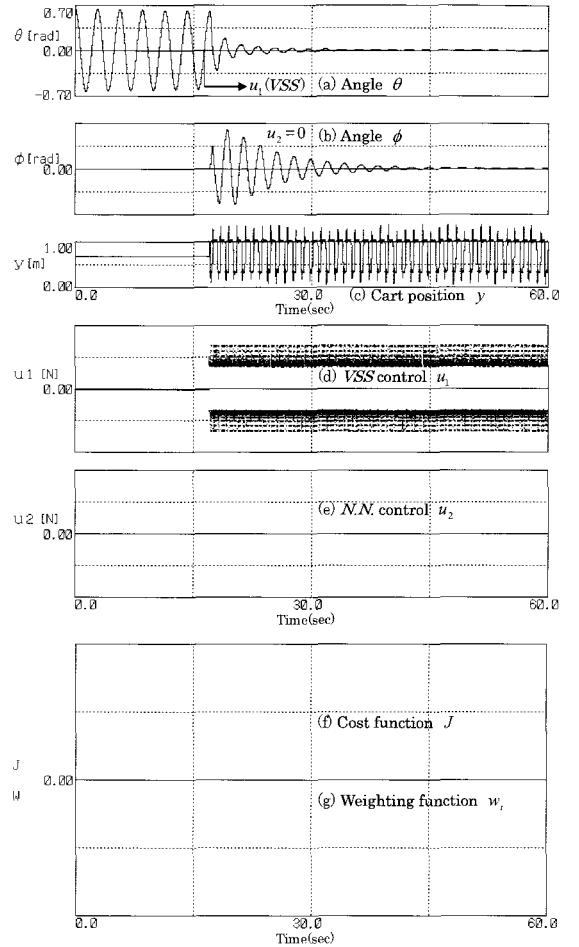


Fig. 7 Control responses via VSS control u_1 under the free motion of m_2

学習制御させた場合の制振制御結果を示す。同図中、(e)はNN制御入力 u_2 , (f)は評価関数 J , (g)は学習制御力に関する重み関数 w_i ($i = 1 \sim 5$)をそれぞれ示す。

重心上下移動方式制振器の最大の弱点である平衡点近傍制振性能の劣化をNN制振制御器が補償し、2駆動制振補償器系は振動振幅の全域に亘り、高い制振性能を維持しうることがわかる。

なお各状態量に対するNN圧縮係数は $z, \theta, \dot{\theta}, \phi, \dot{\phi}$ はそれぞれ、 $N[1] = 0.01, N[2] = 0.04, N[3] = 0.01, N[4] = 0.04, N[5] = 0.005$ である。またスライディング面係数は $S[1] = 6, S[2] = 100, S[3] = 9, S[4] = 8, S[5] = 1, S[6] = 50, S[7] = 1$ にそれぞれ設定した。

5.2 比減衰能(S.D.C.)からのNN制御効果の考察

振動振幅依存性の制振制御効果の評価式として、比減衰能S.D.C. (Specific Damping Capacity)¹⁰⁾

$$S.D.C. = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{A_n^2 - A_{n+1}^2}{A_n^2} \quad (79)$$

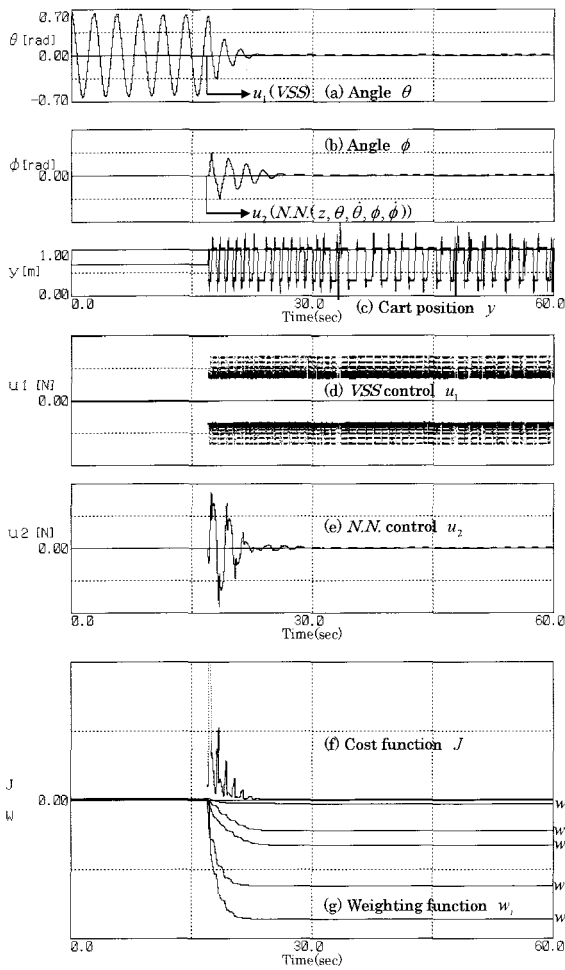


Fig. 8 Control responses via both VSS control u_1 and 5-inputs type NN control u_2

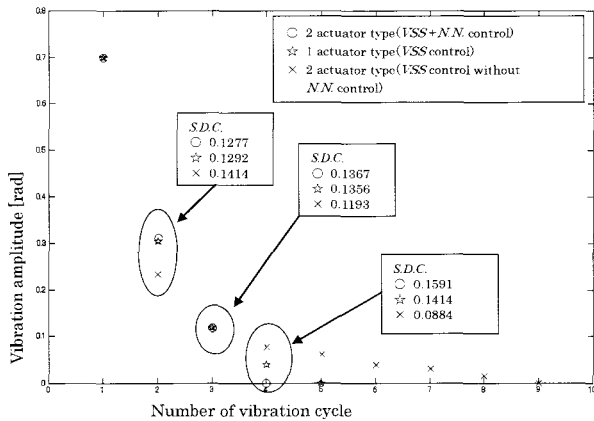


Fig. 9 Vibration cycle dependence of Specific damping capacity SDC

を用いる。ここで A_n, A_{n-1} は相隣接する減衰振幅を示す。この SDC 値を、従来の重心移動方式により制御した場合、制御力 u_1 (VSS) のみ加えた場合 (図 7), 制御力 u_1 (VSS) と制御力 u_2 (NN (5 入力)) を同時に加えた場合 (図 8) についてそれぞれ算定した結果を図 9 に示す。

結果として、自由振動状態から制御開始後 5 サイクル後

の制振振幅状態において、比減衰能 (SDC) は学習無しの場合は 0.0884 なのに対して、学習有りの場合は 0.1591 となって完全制振し (重心移動方式では約 2 倍の整定時間 (9 サイクル後)), 同一振動サイクル状態において 80% の制振効果の向上が認められた。これにより非モデルベース補償器 (NN 理論) 併用の学習型コントローラの有効性を確認できる。

6. 結 言

振り子系に対する制振制御器として、(i) 重錘 1 の上下移動を利用するモデルベース補償器 (VSS 制御則) と、(ii) 重錘 2 の周方向移動を利用する非モデルベース補償器 (NN 学習制御則) の併用 (2 駆動) 方式を採用し、従来の重心上下移動方式制振器の最大の弱点である平衡点近傍 (振り振動振幅 $\theta \cong 0$ 付近) での制振性能の劣化を (ii) の学習機能のある NN 制振制御器で補償し、これにより振動振幅の全域に亘り高制振性能を維持しうることを検証した。

比減衰能 (SDC) による制振制御効果として、(同一低振幅域での比較において) VSS 制御力 u_1 のみの場合には $SDC = 0.0884$ なのに対して、VSS 制御力 $u_1 + NN$ 制御力の併用系では $SDC = 0.1591$ となり、約 80% の制振効果の向上が認められる。

参 考 文 献

- 1) H.Kawabe, N.Tsukiyama and K.Yoshida: Active Vibration Damping Based on Neural Network Theory, ICIFUAS-14 (Kyoto), 5-9 Sept (2005).
- 2) K.Kamimoto, H. Kawabe and K. Yoshida: The H^∞ Control for an Inverted-Double Pendulum System Consisting of Elastic Links Connected in Series, *JSME International Journal*, Series C, 342/350,48-3 (2005) .
- 3) 例えば、橋本, 土谷, 松田, 杉岡: 荷振れ情報を必要としないクレーンの吊り荷の振動抑制制御, 計測自動制御学会論文集, 30-2, 172/180 (1994) .
- 4) 例えば川崎: クレーンにおける荷の振れ止め制御, 日本機械学会誌, 72-605, 830/835 (1969).
- 5) 例えば、谷, 越後屋: 単振子の支点の鉛直変動による振動制御, 日本機械学会論集 (C), 59-564, 2439/2443 (1993) .
- 6) K.Yoshida, K.Kawanishi and H.Kawabe: Stabilizing Control for a Single Pendulum by Moving the Center of Gravity -An Invertigation by Numerical Experiment-, Proc.35th IEEE Conf. on Decision and Control, Kobe, Japan, 1039/1040 (1996).

- 7) 野波健蔵, 田宏奇著: スライディングモード制御—非線形ロバスト制御の設計理論—, コロナ社, (1994) .
- 8) 則次, 谷本, 安原, 馬島: ニューラルネットワークを用いた大型液晶基盤搬送ロボットの学習制御, 日本機械学会論文集(C), 67-664, 3883/3889 (2001) .
- 9) 川辺, 吉田, 岡本: VSS 制御技術を用いた重移動による振り子系の振動制御の一法, 日本機械学会論文集(C), 66-643, 90/96 (2000) .
- 10) H.Kawabe and K.Kuwahara : Effect of Material Damping on the Suppression of Mechanical Vibration, Bull. Jap. Soc. Mech.Eng., 14-1, 32/36 (1980).
- 11) S.Oucheriah : Robust Sliding Mode Control of Uncertain Dynamic Delay Systems in the Presence of Matched and Unmatched Uncertainties, Trans. ASME, J.Dynamics Systems, Measurement and Control, 199-March, 69/72 (1997).
- 12) 玄 光男, 井田憲一: ニューラルネットワークと最適化, 共立出版, (1998).