二重倒立振子の任意平衡点への知的安定化制御*

高橋正樹^{*1}, 成川輝真^{*2}, 吉田和夫^{*3}

Intelligent Stabilization Control to Arbitrary Equilibrium Point of Double Inverted Pendulum

Masaki TAKAHASHI^{*4}, Terumasa NARUKAWA and Kazuo YOSHIDA^{**}School of Science for Open and Environmental Systems, Keio University,
3-14-1 Hiyoshi, Kohoku-ku, Yokohama-shi, Kanagawa, 223-8522 Japan

This study aims at establishing a robust and effective intelligent control method for nonlinear and complicated systems by extending the integrated Cubic Neural Network (CNN). In the method, an integrator neural network acquires optimum switching and integration of several controllers for a different local purpose by calculating the fitness based on the system object using the genetic algorithm. The proposed method is applied to an equilibrium point transfer and stabilization control of a double pendulum that possesses four equilibrium points, namely Down-Down, Down-Up, Up-Down and Up-Up points. In order to verify the effectiveness of the proposed method, simulations and experiments were carried out. As a result, it was demonstrated that the integrated intelligent controllers can transfer and stabilize the double pendulum from the arbitrary equilibrium points to arbitrary one without touching the cart position limit. In addition, by taking account of energy variation, the double pendulum was transferred from Up-Down to Up-Up and was stabilized without falling down.

Key Words: Intelligent Control, Nonlinear Control, Double Pendulum, Cubic Neural Network, Genetic Algorithm

1. はじめに

制御技術が適用されるシステムは複雑化・非線形化しており、そのようなシステムに対して十分な制御性能を持つ制御手法の確立が望まれている。しかし、システムの特性の複雑さに加えて、環境の変化、多様な制約など多数の要素が組み合わさることによって生じる複雑さによって、その制御系設計は容易ではない。また、そのようなシステムに要求される制御の多様化や高度化に伴い、システム内に解決すべき問題が複数存在している場合が多くなっている。そのような場合には、各制御問題に対して、いくつかの制御則や切換え則が必要となり、すべての制御問題を解決するためには、システム内に多数の制御則や切換え則が混在することになる。それらの理論的かつ明示的な条件による最適な切換え条件の導出は困難であり、十分な制御性能が得られない場合がある。著者の一人は、そのような問題に

対して、従来の制御理論のみでは対応できない問題を解決する一つの方法として、学習や適応などの特徴を有する知的制御に注目し、キュービックニューラルネットワーク(Cubic Neural Network: CNN)知的制御手法を提案している⁽¹⁾。これまでに、知的制御を相補う形で制御系に融合することで、従来の制御理論では困難であった様々な効果が確認されている⁽²⁾。また、ひとつの典型的な非線形制御問題の例題として、単振子の振上げ・倒立制御⁽³⁾、二重振子の振上げ・倒立制御⁽⁴⁾⁽⁵⁾の問題に応用し、定性的な制御の導入と力学法則の埋め込みを特徴とする図1に示す統合化CNN知的制御手法

Fig.1 Integrated Cubic Neural Network.

* 原稿受付 2003年3月19日.

^{*1} 正員, 慶應義塾大学大学院理工学研究科(〒223-8522 横浜
市港北区日吉3-14-1).^{*2} 学生員, 慶應義塾大学理工学部.^{*3} 正員, フェロー, 慶應義塾大学理工学部.

E-mail: masaki55@2000.jukuin.keio.ac.jp

を確立している．ニューロ型非線形切換え超平面を有する統合器を設計し，目的の異なる複数の線形制御器に対して並列に配置し，システムの状態量やエネルギー情報から状況に応じてそれらの制御器を自動的に切換えることで，任意の初期状態から振上げ，倒立に至る非線形制御を達成している．振上げ・倒立振子は不安定で非線形性が強く，劣駆動システムであることから制御手法の有効性を検証するためによく用いられる対象である．より不安定で非線形性の強いシステムへの適用例題として，二重倒立振子⁽⁶⁾や三重倒立振子⁽⁷⁾の安定化制御問題，二重倒立振子の振上げ・安定化制御問題⁽⁸⁾⁽⁹⁾に対して数多くの研究がなされている．

本研究では，統合化CNN知的制御手法を拡張し，非線形性の強いシステムに対して有効な統合化知的制御手法を提示する．その構造を図2に示す．非線形系の大きな特徴のひとつに平衡点が複数存在することが挙げられる．そのようなシステムに対して，各平衡点近傍において局所的目的に基づいて設計された複数の制御器を状況に応じて切換えるだけでなく，制御目的に応じて統合することで，システムの制御問題に対して有効な制御入力を生成し，少数の制御器および制御則によって，複数の制御問題への対処を試みる．

本研究では，提案手法を4つの平衡点を有する二重倒立振子の任意平衡点への移動・安定化制御に適用し，提案手法の具体的な設計方法を示す．従来研究⁽¹⁰⁾では，5つの経路の移動・安定化制御に対して，計12の制御器と11の切換え則を必要としていたが，本研究では，提案手法により，4つの制御器と状況に応じてそれらの切換え・統合を行う3つの統合器によって，9つの経路の平衡点間移動・安定化制御を試みる．数値計算と制御実験により，提案手法の有効性を確認する．

2. 二重倒立振子の任意平衡点への移動・安定化制御

本研究では，台車-振子システムを用いた二重倒立振子の任意平衡点への移動・安定化制御を例題とする．倒立振子の振上げ・倒立制御問題は平衡点間の移動制御問題であり，安定平衡点の不安定化制御と不安定平

Fig.2 Concept of the Integrated Intelligent Control Method.

衡点の安定化制御という目的の異なる制御の切換えが必要となる．また，状況や条件に応じて制御器の切換え条件が変わるため，非線形性の強い問題となる．図3に示すように二重倒立振子は1つの安定平衡点と3つの不安定平衡点を有するシステムである．台車に取り付けられた振子を振子1，その先端部に取り付けられた振子を振子2とする．振子1，振子2がともに安定な状態にある安定平衡点を「Down-Down」，振子1が安定状態で振子2が倒立状態にある不安定平衡点を「Down-Up」，振子1が倒立状態で振子2が安定な状態にある不安定平衡点を「Up-Down」，振子1，振子2がともに倒立状態にある不安定平衡点を「Up-Up」とする．図3に示すように，ある平衡点から不安定平衡点への移動・安定化を考えた場合，9つの移動経路が存在する．これまでに，山北，古田らによって回転式振子システムを用いて二重倒立振子の平衡点間移動制御の研究が行われている．これらの研究では，各移動経路に固有の制御問題に対して，複数の制御則と複数の切換え条件を準備し，いくつかのステップを経ることで移動・安定化制御が実現されている^{(11) (14)}．例えば，移動経路1では制御則6，切換え則4⁽¹¹⁾，移動経路9では制御則5，切換え則4⁽¹⁴⁾を必要とし，5つの移動経路に対して，計12の制御則と11の切換え則を用意しなければならない．

本研究では，台車の移動幅や制御入力の制限などの物理的な制約を考慮し，知的制御を用いた包括的な設計により，二重倒立振子の9つすべての平衡点間移動制御を試みる．具体的には，各不安定平衡点における安定化制御器と1つの振上げ制御器を設計し，これら4つの制御器を制御目的に応じて切換え・統合する3つの統合器により，9つすべての平衡点間移動制御を達成する．

Fig.3 Stabilization Control to Arbitrary Equilibrium Point of Double Inverted Pendulum.

3. 二重倒立振子

3.1 二重倒立振子モデル 台車-二重振子システムを図4に示す。台車にDCサーボモータが取り付けられており、タイミングベルトを介してモータからロータリーナットに回転運動を伝え、固定されたボールねじにより直線運動に変換される。駆動系を有する台車に、剛体棒による二重振子が振子角度を計測するためのロータリーエンコーダを介して接続されている。各振子の回転軸はフリーである。水平なレール上を直線的に左右に動ける台車を駆動することで、台車上の二重振子を制御する。

3.2 運動方程式 台車、振子1、振子2に関する運動方程式は次のようになる。

$$\begin{aligned} & (M_c + M_{p1} + M_{p2})\ddot{x} + (M_{p1}L_1 + M_{p2}L_{p1})\ddot{\theta}_1 \cos\theta_1 \\ & + M_{p2}L_2\ddot{\theta}_2 \cos\theta_2 - (M_{p1}L_1 + M_{p2}L_{p1})\dot{\theta}_1^2 \sin\theta_1 \\ & - M_{p2}L_2\dot{\theta}_2^2 \sin\theta_2 + C_c\dot{x} = F - f_c \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & (M_{p1}L_1 + M_{p2}L_{p1})\ddot{x} \cos\theta_1 + (M_{p1}L_1^2 + M_{p2}L_{p1}^2 + I_1)\ddot{\theta}_1 \\ & + M_{p2}L_{p1}L_2\ddot{\theta}_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) - M_{p2}L_{p1}L_2\dot{\theta}_2^2 \sin(\theta_1 - \theta_2) \\ & + (C_{p1} + C_{p2})\dot{\theta}_1 - C_{p2}\dot{\theta}_2 - (M_{p1}L_1 + M_{p2}L_{p1})g \sin\theta_1 = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} & M_{p2}L_2\ddot{x} \cos\theta_2 + M_{p2}L_{p1}L_2\ddot{\theta}_1 \cos(\theta_1 - \theta_2) + (M_{p2}L_2^2 + I_2)\ddot{\theta}_2 \\ & - M_{p2}L_{p1}L_2\dot{\theta}_1^2 \sin(\theta_1 - \theta_2) - C_{p2}\dot{\theta}_1 + C_{p1}\dot{\theta}_2 - M_{p2}L_2g \sin\theta_2 = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

ここで、台車の変位を x 、倒立点を原点とする振子の絶対角変位を θ_1, θ_2 とする。制御入力であるモータの入力電圧 e と台車に作用する力 F の関係は、電圧方程式 $Li + K_v\dot{\eta} + Ri = e$ (4) と図5に示すモータの回転運動から台車の直線運動への関係より次式で表される。

$$F = \frac{K_t}{R} d_2 r_k e - \frac{K_t K_c}{R} d_2^2 r_k^2 \dot{x} - \left[(I_m + I_{gm}) r_g^2 + (I_n + I_{gn}) \right] d_2^2 \ddot{x} \quad (5)$$

Fig.4 Model of Double Inverted Pendulum.

Fig.5 Translation from Torque of Motor to Control Force.

ここで、モータの回転角変位 η 、モータの電流 i とした。これらの力学モデルは振子角度および台車-レール間の摩擦などの非線形特性を有する。表1に本研究の制御実験で使用した各装置の諸元を示す。台車の固体摩擦 f_c と動粘性摩擦定数 C_c 、振子の動粘性摩擦定数 C_{p1}, C_{p2} は同定実験より算出したものである。

4. 制御系設計

二重倒立振子の任意平衡点への移動・安定化制御を実現するために振上げ制御を行う制御器と各不安定平衡点において安定化制御を行う制御器を設計する。また、これら目的の異なる制御器を目的に応じて切換え・統合を行う統合部を設計する。

4.1 安定化制御器の設計 各不安定平衡点近傍で線形近似したシステムに対して、二重振子の安定化を行う線形な状態フィードバックコントローラを最適制御理論より設計する。評価関数は

$$J_f = \int_0^{\infty} [\mathbf{x}_i(t)^T Q_i \mathbf{x}_i(t) + u_i(t)^T R_i u_i(t)] dt \quad (6)$$

である。各不安定平衡点における最適レギュレータの重み Q_i, R_i 、得られた最適フィードバックベクトル $\mathbf{k}_i$ 、状態量 $\mathbf{x}_i$ 、各安定化制御器の制御入力 u_i を以下に示す。

Down-Up

$$Q_{du} = \text{diag}(0 \ 300 \ 0 \ 1 \ 0 \ 1), R_{du} = 1.0$$

$$\mathbf{k}_{du} = [-85.9198 \ -17.3205 \ 53.2593 \ 493.0170 \ -65.6931 \ -616.7089]$$

$$\mathbf{x}_{du} = [\dot{x} \ x \ \dot{\theta}_{1d} \ \theta_{1d} \ \dot{\theta}_2 \ \theta_2]^T$$

$$u_{du} = -\mathbf{k}_{du} \cdot \mathbf{x}_{du} \quad (7)$$

Table 1 Physical Parameters

Symbol	Quantity	Value
M_c	mass of cart	2.824 kg
M_{p1}	mass of pendulum 1	0.264 kg
M_{p2}	mass of pendulum 2	0.054 kg
L_{p1}	length of pendulum 1	0.321 m
L_{p2}	length of pendulum 2	0.194 m
L_1	length from joint to a center of mass of pendulum 1	0.215 m
L_2	length from joint to a center of mass of pendulum 2	0.095 m
I_1	moment of inertia of pendulum 1	$3.22 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
I_2	moment of inertia of pendulum 2	$1.86 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
I_m	moment of inertia of motor axis	$6.96 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
I_n	moment of inertia of rotary nut	$4.80 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
I_{gm}	moment of inertia of gear pulley (motor)	$2.20 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
I_{gn}	moment of inertia of gear pulley (nut)	$2.56 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
f_c	coulomb friction of cart	$45.0 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2$
C_c	damping coefficient of cart	177 kg/s
C_{p1}	damping coefficient of pendulum 1	$2.67 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2$
C_{p2}	damping coefficient of pendulum 2	$1.02 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2$
l	lead of ball screw	$1.6 \times 10^{-2} \text{ m/round}$
d_2	transfer coefficient from torque to force	$1.02 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2$
L	inductance of motor	$6.20 \times 10^{-4} \text{ H}$
R	resistance of motor	2.07 W
K_e	induced voltage constant of motor	$5.25 \times 10^{-2} \text{ N} \cdot \text{s/A}$

Up-Down

$$Q_{ud} = \text{diag}(0 \ 300 \ 0 \ 50000 \ 0 \ 500), R_{ud} = 1.0$$

$$k_{ud} = [-92.3226 \ -17.3205 \ -32.4339 \ -313.7022 \ -0.2756 \ 14.3866]$$

$$x_{ud} = [\dot{x} \ x \ \dot{\theta}_1 \ \theta_1 \ \dot{\theta}_{2d} \ \theta_{2d}]^T$$

$$u_{ud} = -k_{ud} \cdot x_{ud} \dots\dots\dots (8)$$

Up-Up

$$Q_{uu} = \text{diag}(0 \ 300 \ 0 \ 1 \ 0 \ 1), R_{uu} = 1.0$$

$$k_{uu} = [10.2913 \ 17.3205 \ 14.0202 \ -353.1186 \ 64.2297 \ 607.4820]$$

$$x_{uu} = [\dot{x} \ x \ \dot{\theta}_1 \ \theta_1 \ \dot{\theta}_2 \ \theta_2]^T$$

$$u_{uu} = -k_{uu} \cdot x_{uu} \dots\dots\dots (9)$$

図6に各平衡点において垂直方向を基準とした振り子角度を定義し、設計した各安定化制御器の可安定化領域を示す。ただし、制御入力の上下限は ± 25.0 Vとし、初期状態において振り子角度以外の状態量は0とする。

4.2 振上げ制御器の設計 不安定平衡点のなかで最もエネルギーが大きいUp-Upの状態と同じだけのエネルギーを振り子に与える振上げ制御器を用いることにより、どの状態においても各不安定平衡点に移動するために必要なエネルギーを振り子に与えることが可能となる。以上から、本研究では振上げ制御器はUp-Upへ

Fig.6 Stabilized region of controller.

振り上げるものを1つだけ用いることにする。振り子のエネルギーに基づき、台車に一定の加速度を与えることにより振り子を振り上げる振上げ制御器が提案されている⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾。しかし、本研究の制御対象は制御入力の上下限が小さく、システムの動摩擦が大きいため、制御入力飽和やシステムの不確定要素等の影響により、台車の加速度を所望の値に制御するのは困難である。そこで、エネルギーに基づいた振上げ制御器の設計法を参考にして、物理的制約や不確定要素の影響を考慮した振上げ制御器を提案する。台車の加速度が0の場合、Up-Up状態を基準とした振り子のエネルギー E は、

$$E = \frac{1}{2} (I_1 + M_{p1} L_1^2 + M_{p2} L_{p1}^2) \dot{\theta}_1^2 + M_{p2} L_{p1} L_2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + \frac{1}{2} (I_2 + M_{p2} L_2^2) \dot{\theta}_2^2 + M_{p1} L_1 g (\cos \theta_1 - 1) + M_{p2} g [L_{p1} (\cos \theta_1 - 1) + L_2 (\cos \theta_2 - 1)] \quad (10)$$

となる。さらに、振り子のエネルギーの時間に関する微分は、台車の加速度 a を用いることによって

$$\frac{dE}{dt} = -[(M_{p1} L_1 + M_{p2} L_{p1}) \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + M_{p2} L_2 \dot{\theta}_2 \cos \theta_2] a \dots\dots\dots (11)$$

となる⁽¹⁷⁾。(11)式より、台車の加速度が一定であるなら、振り子のエネルギーの変化率が大きいのは振り子が真下で垂れ下がった状態である。また、振り子のエネルギー変化率が小さいのは振り子が水平方向付近にあるときである。したがって、振り子が垂れ下がった付近で大きな加速度を与えることができれば効率の良い振り上げを行うことが可能となる。そこで、以下のような振上げ制御器を提案する。

$$u_{swg} = \alpha \cdot \left\{ \frac{2}{1 + \exp[-\gamma \cdot (E - \beta) \cdot \text{sgn}_x(\theta_1)]} - 1 \right\} \dots\dots\dots (12)$$

$$\text{sgn}_x(\sin \theta_1) = \begin{cases} 1 & \sin \theta_1 > 0 \quad \dots\dots\dots (13-a) \\ -1 & \sin \theta_1 < 0 \quad \dots\dots\dots (13-b) \\ 1 & \sin \theta_1 = 0, x \geq 0 \quad \dots\dots\dots (13-c) \\ -1 & \sin \theta_1 = 0, x < 0 \quad \dots\dots\dots (13-d) \end{cases}$$

ここで、 α は台車移動幅を考慮するため、 β はシステムの摩擦損失を補償するため、 γ はチャタリング防止のために用いたシグモイド関数のパラメータである。本研究では、これらのパラメータはシミュレーションにより試行錯誤的に決定した。 α は台車移動制限幅かつ振上げ時間を考慮し $\alpha=16$ 、 β はUp-Up付近に振り子のエネルギーを保つことができるものとして $\beta=0.15$ とした。また、 γ は振上げ制御時にチャタリングが発生しない最大値付近として $\gamma=20.0$ とした。(13-c)、(13-d)式は統合器設計時に台車-振り子システムの対称性を利用することから、二重振り子がDown-DownあるいはUp-Upで静止している場合には、台車位置をレール中央部に戻すような制御入力を与えるように設定した条件式である。

4.3 統合器の設計 二重倒立振子の任意平衡点へ

の移動・安定化制御を実現するためには、各平衡点で設計した目的の異なる複数の制御器の切換え・統合が必要となる。この制御器の切換え・統合には強い非線形性が必要となる。また、台車-振子システムでは、物理的制約、特に台車の移動幅、入力の上下限といった制約のもとで制御目的を達成しなければならない。このような条件下において、各制御器の切換え・統合条件をIF-THEN文や数式によって明示的に表現することは困難である。本研究では、統合化CNN知的制御手法を拡張し、統合器により複数の制御器の切換え・統合を行う。統合器としてラジアル基底関数ニューラルネットワーク(RBFNN)を用い、各パラメータは遺伝的アルゴリズム(GA)による学習によって獲得する。RBFNNは、ニューラルネットワークよりも少ない中間層のユニット数によって局所的な領域分けを行うことが可能である⁽¹⁸⁾。

本研究では3つの安定化制御器、1つの振上げ制御器と1つの統合器によって、各平衡点から1つの不安定平衡点に至る移動・安定化制御を実現する。その構造を図7に示す。二重倒立振子は3つの不安定平衡点を有することから、3つの統合器を設計する。ただし、統合器であるRBFNNの構造は不変なものとし、目的を反映した適応度により目的に応じた統合器の獲得を試みる。統合器として用いるRBFNNの構造を図8に示す。入力は台車-振子システムの状態変数である $\dot{x}, x, \dot{\theta}_1, \theta_1, \dot{\theta}_2, \theta_2$ を正規化した情報とした。本研究では、 $\dot{x}_c = 0.7$, $x_c = 0.4$, $\dot{\theta}_{1c} = 15.0$, $\theta_{1c} = 3.2$, $\dot{\theta}_{2c} = 30.0$, $\theta_{2c} = 3.2$ とした。中間層のラジアル基底関数は、 n 個の入力に対して次式で表されるものを用いた。

$$\varphi(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^n \exp \left\{ -\frac{(x_i - a_i)^2}{b_i^2} \right\} \quad (14)$$

台車-振子システムは対称性を有する。そこで、統合器の構造は台車-振子システムの対称性を利用したものとする。具体的には、中間層の j 番目の i 入力に対するラジアル基底関数のパラメータを a_{ij} , b_{ij} , 中間層の j

番目のユニットと出力層の k 番目のユニットの間の重み値を w_{jk} としたとき、次の関係を満たすようにする。ただし、中間層のユニット数は $2m+1$ とする。

$$a_{i(m+j)} = -a_{ij} \quad (j=1, 2, \dots, m) \quad (15)$$

$$b_{i(m+j)} = b_{ij} \quad (j=1, 2, \dots, m) \quad (16)$$

$$w_{(m+j)k} = w_{jk} \quad (j=1, 2, \dots, m) \quad (17)$$

統合器への入力ベクトルを $\mathbf{x}$, 統合器の出力ベクトルを $\mathbf{r}(\mathbf{x})$ とすると、

$$\mathbf{r}(\mathbf{x}) = \mathbf{r}(-\mathbf{x}) \quad (18)$$

となることから、

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}) = -\mathbf{u}(-\mathbf{x}) \quad (19)$$

の関係を得る。したがって、RBFNNによって統合された制御器は対称性を有するといえる。出力層は次式で示すシグモイド関数を用いた。

$$y = \frac{1}{1 + \exp(-200x)} \quad (20)$$

シグモイド関数によって、0から1までの連続的な値をとることが可能となり、0または1の領域分けによる制御器の切換えだけでなく、制御器のゲイン調節や、複数の制御器の統合を行うことが期待される。統合器は4つの出力値をもち、統合器の出力と各不安定平衡点における安定化制御器の出力、振上げ制御器の出力から最終的な制御入力 u は次式によって決定される。

$$u = r_{uu} \cdot u_{uu} + r_{ud} \cdot u_{ud} + r_{du} \cdot u_{du} + r_{swg} \cdot u_{swg} \quad (21)$$

RBFNNのパラメータはGAを用いた学習により獲得した。1世代の個体数は50とし、移動目標平衡点以外の平衡点を初期状態とし、各初期状態からのシミュレーションを行い、下記に示す適応度をそれぞれ求め、個々の適応度の総和を最終的な適応度とする。

$$fitness = \frac{h(\mathbf{x})}{n} \cdot \sum_{i=0}^n \left(\frac{1}{10 \cdot p_1^2 + 10 \cdot p_2^2 + 1} \right) \quad (22)$$

$$h(\mathbf{x}) = \begin{cases} 1 & |x| \leq 0.4 \text{ m} \\ 0.1 & |x| > 0.4 \text{ m} \end{cases} \quad (23)$$

ここで、 $n = t_f / \Delta t$ である。 t_f はシミュレーション時間、 Δt はサンプリング時間を表し、それぞれ $t_f = 10 \text{ s}$, $\Delta t = 5 \text{ ms}$ とした。 $h(\mathbf{x})$ は台車移動制限に対するペナルティ関数である。 p_1, p_2 は制御目的が達成されたときに0となるような変数とする。つまり、各平衡点からUp-Upに至る移

Fig.7 Structure of proposed method.

Fig.8 Integrator Neural Network.

動・安定化制御を行うための統合器の学習には $(p_1, p_2) = (\theta_1, \theta_2)$ を用いる。Up-Down, Down-Up を制御目標とした場合には、それぞれ $(p_1, p_2) = (\theta_1, \theta_{2d})$, $(p_1, p_2) = (\theta_{1d}, \theta_2)$ とする。個体の選択には、適応度比例と1個体のエリート保存を行い、交叉には一様交叉を用い、交叉確率は0.6とした。突然変異は各染色体に対して0.1の確率で行った。また、初期集団、突然変異においてRBFNNの各パラメータの範囲は

$$-1 \leq a_y \leq 1 \quad \dots\dots\dots (24)$$

$$0.01 \leq b_y \leq 1 \quad \dots\dots\dots (25)$$

$$-1 \leq w_{jk} \leq 1 \quad \dots\dots\dots (26)$$

とし、各パラメータの変動は共に0.01刻みとした。

5. 数値計算

5.1 任意平衡点への移動・安定化制御 提案手法の有効性を確認するために数値計算を行った。設計した振上げ制御器と3つの安定化制御器を切换え・統合し、任意の不安定平衡点への移動・安定化を行なう。数値計算結果は上から順に台車位置、振り1の角度、振り2の角度、制御入力、Up-Up, Up-Down, Down-Up 安定化制御器、振上げ制御器に対する統合器からの重み付け係数の時刻歴を示す。Down-Up への移動を目的とする統合器を用いた場合の数値計算結果を図9に示す。どの初期状態からも目標状態に達成するための特殊な制

Fig.9 Transfer and Stabilization Control from other equilibrium points to Down-Up ($\theta_1 = \pi \text{ rad}, \theta_2 = 0 \text{ rad}$).

Fig.10 Transfer and Stabilization Control from other equilibrium points to Up-Down ($\theta_1 = 0 \text{ rad}, \theta_2 = \pi \text{ rad}$).

Fig.11 Transfer and Stabilization Control from other equilibrium points to Up-Up ($\theta_1 = 0 \text{ rad}, \theta_2 = 0 \text{ rad}$).

御則や切換え則を制御系が有しているわけではないが、状況に応じて4つの制御器を切換え・統合することでDown-Up状態に至り、安定化制御を達成していることがわかる。Up-Downへの移動を目的とする統合器を用いた場合の数値計算結果を図10に示す。振上げ制御器とUp-Down安定化制御器の切換え・統合に加えて、状況に応じてDown-Up安定化制御器も用いることで制御目的を達成している。Up-Upへの移動を目的とする統合器を用いた場合の数値計算結果を図11に示す。どの初期状態からも振上げ制御器と安定化制御器を状況に応じて切換え・統合することでおよそ5秒で移動・安定化制御を達成している。数値計算結果より、提案手法による知的制御を用いた包括的な制御系設計によって、9つすべての不安定平衡点への移動・安定化制御が可能であることを確認した。また、図9、図10、図11の(b),(c)に示すように、不安定平衡点間の移動・安定化制御についても、振上げ制御器とそれぞれの平衡点での安定化制御器を切換え・統合することで振上げを実現し、その後安定化を達成している結果が得られた。

5.2 エネルギー変化を考慮した知的制御手法 二重倒立振子の平衡点間移動・安定化制御において、Up-Upへの移動・安定化を目的とただけでは、図11(c)に示すように、1度振子1を倒した後、振上げ・安定化を行う制御が移動時間が短く、適応度も高い。しかし、これ

はエネルギー効率が悪いと考えられる。そこで、Up-DownからUp-Upへの移動制御において、エネルギーの変化が小さい制御を試みる。以下に示すエネルギー変化を考慮した適応度により目的を達成する統合器の学習を行った。

$$fitness = \frac{h(x) \cdot k(\theta_1)}{n} \cdot \sum_{i=0}^n \left(\frac{1}{10 \cdot p_1^2 + 10 \cdot p_2^2 + 1} \right) \dots\dots\dots (27)$$

$$k(\theta_1) = \begin{cases} 1 & |\theta_1| \leq 0.2 \text{ rad} \\ 0.01 & |\theta_1| > 0.2 \text{ rad} \end{cases} \dots\dots\dots (28)$$

振子1の角度に関するペナルティ関数 $k(\theta_1)$ を適応度に導入することにより、エネルギー変化の小さな移動制御が期待される。設計した制御器を用いて行ったUp-DownからUp-Upへの移動・安定化制御の数値計算結果を図12に示す。振上げ制御器、Up-Down安定化制御器、Up-Up安定化制御器を状況に応じて切換え・統合することで、振子が倒れることなく、Up-DownからUp-Upへの移動・安定化制御を達成した。

6. 制御実験

提案手法の有効性を確認するために制御実験を行った。このとき、台車移動制限は $\pm 0.40 \text{ m}$ とし、初期状態において $\dot{x} = \dot{\theta}_1 = \dot{\theta}_2 = 0.0$ とする。また、制御入力 u の上下限を $\pm 25.0 \text{ V}$ とし、その範囲外では一定値とした。制御実験結果は数値計算結果と同様の順番で時刻歴を示す。

Fig.12 Simulation Result (from Up-Down to Up-Up).

Fig.13 Experimental Result (from Down-Down to Down-Up).

Fig.14 Experimental Result (from Down-Down to Up-Down).

Fig.15 Experimental Result (from Down-Down to Up-Up).

Fig.16 Experimental Result (from Up-Up to Up-Down).

図 13 に Down-Down から Down-Up, 図 14 に Down-Down から Up-Down, 図 15 に Down-Down から Up-Up, 図 16 に Up-Up から Up-Down, 図 17 に Up-Down から Up-Up への移動・安定化制御実験の結果を示す。Up-Down から Up-Up への移動・安定化制御は上述したエネルギー変化を考慮した学習による統合器を用いた。制御実験結果より、摩擦などの不確定要素の影響が大きいいため、数値計算結果とは異なるが、状況に応じた制御器の切換え・統合が行われることによって、目標とする不安定平衡点への移動・安定化が可能であることを実験的に示した。

7. 結論

本研究では、統合化 CNN 知的制御手法を拡張し、複数制御器を状況に応じて切換え・統合する統合器を有する統合化知的制御手法を提案し、少数の制御器および制御則によって、複数の制御問題への対処を試みた。提案手法の有効性を検証するために、二重倒立振子の任意平衡点への移動・安定化制御問題に適用した。従来手法では、5つの移動経路に対して、計12の制御則と11の切換え則を必要とした。提案した統合化知的制御手法では、4つの制御器と状況に応じてそれらの切換え・統合を行う3つの統合器によって、9つの平衡点間移動・安定化制御が可能であることを数値計算によって確認した。また、提案する手法により目標とする不安定平衡点への移動・安定化が可能であることを実験的に示した。以上の結果、知的制御を用いた包括的な設計法により、局所的な目的に基づいて設計された制御器を状況に応じて切換えるだけでなく、制御目的に応じて統合することで、システムの機能の拡張が容易に行える一手法を提示した。

文献

- (1) Kidoshi, H. and Yoshida, K., Intelligent Control Method Using Cubic Neural Network with Multi-Levels of Information Abstraction, *IEEE International Conference on Neural Network*, Vol.5, (1995), 2326-2331.

Fig.17 Experimental Result (from Up-Down to Up-Up).

- (2) 吉田和夫, キュービックニューラルネットワークを用いた知的制御, システム/制御/情報, 43-7, (1999), 328-336.
- (3) Yoshida, K. and Hatano, K., Intelligent Control Using Cubic Neural Network for Swinging up and Stabilizing Pendulum, *J. JSME*, 43-3, (2000), 612-617.
- (4) 高橋正樹・吉田和夫, キュービックニューラルネットワークを用いた二重振子の振上げ・倒立知的制御, 機論, 68-676, C(2002), 3636-3643.
- (5) Takahashi, M. and Yoshida, K., Intelligent Failure-Proof Control Using Cubic Neural Network (Application to Swinging up and Stabilizing Double Pendulum), *The 6th International Conference on Motion and Vibration Control*, 02-201, (2002), 265-270.
- (6) Furuta, K., Kajiwara, H. and Kosuge, K., Digital Control of a Double Inverted Pendulum on an Inclined Rail, *J. Control*, 32-5, (1980), 907-924.
- (7) Furuta, K., Ochiai, T. and Ono, N., Attitude control of a triple inverted pendulum, *J. Control*, 39-6, (1984), 1351-1365.
- (8) Rubi, J., Rubio, A. and Avello, A., Swing-up Control Problem for a Self-erecting Double Inverted Pendulum, *Proc. IEE, Control Theory and Applications*, 149-2, (2002), 169-175.
- (9) Zhong, W. and Rock, H., Energy and Passivity Based Control of the Double Inverted Pendulum on a Cart, *Proc. The 2001 IEEE International Conference on Control Applications*, (2001), 896-901.
- (10) Yamakita, M. and Furuta, K., Torward robust state transfer control of TITech double pendulum, *The Astrom Symposium on Control*, (1999), 73-96.
- (11) Yamakita, M., Iwashiro, M., Sugahara, Y. and Furuta, K., Robust Swing Up Control of Double Pendulum, *Proc. The American Control Conference*, (1995), 290-295.
- (12) 野中謙一郎・山北昌毅・古田勝久, 二重倒立振子の振上げ制御, 計測自動制御学会学術講演会予稿集, (1992), 429-430.
- (13) Yamakita, M., Nonaka, K. and Furuta, K., Swing up control of a double pendulum, *Proc. The American Control Conference*, (1993), 2229-2233.
- (14) 菅原能生・山北昌毅・古田勝久, 二重振子の平衡点間推移制御, 計測自動制御学会学術講演会予稿集, (1993), 241-242.
- (15) Wiklund, M., Kristenson, A. and Astrom, K. J., A New Strategy For Swinging Up An Inverted Pendulum, *Proc. The 12th Triennial World Congress of the International Federation of Automatic Control*, (1993), 757-760.
- (16) Astrom, K. J. and Furuta, K., Swinging Up a Pendulum by Energy Control, *Automatica*, 36-2, (2000), 287-295.
- (17) Astrom, K. J., Furuta, K., Iwashiro, M. and Hoshino, T., Energy Based Strategies for Swinging Up a Double Pendulum, *Proc. The 14th World Congress International Federation of Automatic Control*, 14, (1999), 283-288.
- (18) 丸山稔, Radial Basis Functionsを用いた学習ネットワーク—ニューロコンピューティングに対する新しいアプローチ, システム/制御/情報, 36-5, (1992), 322-329.