論文

SIRMs 動的重視度結合型ファジィ推論モデル による二重倒立振子システムの安定化制御[†]

易 建強^{*1} 湯場崎 直養^{*1} 廣田 薫^{*2}

SIRMs(Single Input Rule Modules、単一入力ルール群)動的重視度結合型ファジィ推論モデルを二重倒立振子システムの安定化制御問題に適用し、実際のファジィ制御器の設計手法を提案すると共に、6入力項目のシステムにおいても有効であることを示す。

直列型二重倒立振子システムに対して、両振子の角度制御と台車の位置制御を行う6入力1出力の安定化ファジィ制御器を構築する。上部の振子の角度制御を優先するように各 SIRM と各動的重視度を設定する手法を述べる。SIRM と動的重視度によって、両振子の角度制御と台車の位置制御が優先順位を制御状況に応じて自動的に切り替えながら並列的に行われることを明らかにする。制御シミュレーションで、本安定化ファジィ制御器は汎用性が高く、パラメータの異なる直列型二重倒立振子システムを約10秒間で完全に安定化でき、しかも安定化できる両振子の初期角度の範囲が広いことを示す。

並列型二重倒立振子システムに対して、直列型二重倒立振子システムの場合とほぼ同じ構造の6入力1出力の安定化ファジィ制御器を作れることを述べる。この制御器で、並列型二重倒立振子システムを10秒内に完全に安定化できることを示す。これによって、ファジィ手法では初めて台車の位置制御を含めた並列型二重倒立振子システムの安定化制御を実現する。

キーワード： 安定化制御、単一入力ルール群、動的重視度、倒立振子、ファジィ制御

1. はじめに

倒立振子システムは構造が単純でありながら典型的な不安定非線形モデルであり、新しい制御手法の有効性を検証する代表例として良く知られている。倒立振子システムを分類すると、単振子の倒立振子システム、直列型二重倒立振子システム、並列型二重倒立振子システムなどが挙げられる。直列型二重倒立振子システムにおいて、振子の倒立位置が不安定な平衡点であるため、一本だけでも倒立していなければ、または両振子がともに倒立していても外乱があれば、適切な制御動作なしでは両振子が倒れてしまう。一方、並列型二重倒立振子システムでは、両振子の固有周波数が同じであれば不可制御になるため、固有周波数を決める両振子の長さが異なる必要がある。また、台車の移動が直接両振子に伝わるため、短いほうの振子は初期応答が大きく、倒れやすい。二重倒立振子システムの安定化制御とは、台車を左右に移動させることによって、

初期状態あるいは外乱に影響されずに二本の振子を安定に倒立させるとともに台車を指定位置に静止させることである。一つの操作量で両振子の角度制御および台車の位置制御をすべて行わなければならないので、非常に難しい制御問題である。

梶原ら^[3]は、最適レギュレータとオブザーバで安定化制御器を設計し、傾斜されたレール上の直列型二重倒立振子システムの安定化を行っているが、二重倒立振子システムの数学モデルを線形近似するため安定化できる初期状態の範囲が狭い。ムハマドら^[5]は、直列型二重倒立振子システムに対して各振子の姿勢から個別の操作量をそれぞれ推論し、この個別の操作量から全体の操作量を推論する2段ファジィ推論方式を用いているが、台車の位置制御を実現するため仮想目標角度を推論しなければならず、しかも二重倒立振子システムを完全に安定化させるのに40秒以上かかっている。Riedmiller^[6]は、強化学習法で階層型ニューラルネットワークを学習させることによって直列型二重倒立振子システムの安定化を可能にしているが、特定の制御対象と初期状態を学習するため制御対象のパラメータ値に変更があった場合あるいは初期状態が異なった場合にニューラルネットワークを学習し直す必要がある。寺野ら^[8,9]は、熟練者の手動制御実験結果に基づいてファジィルールを抽出し、直列型二重倒立振子の安定化ファジィ制御器を構築しているが、台車の位置制御を考慮しておらず、しかも制御開始から100秒以上経過し

[†] Stabilization Control of Double Inverted Pendulum Systems by the SIRMs Dynamically Connected Fuzzy Inference Model

Jianqiang YI, Naoyoshi YUBAZAKI and Kaoru HIROTA

^{*1} マイコム株式会社技術研究所

Technology Research Center, Mycom, Inc.

^{*2} 東京工業大学大学院総合理工学研究科知能システム科学専攻
Dept. of Computational Intelligence and Systems Science,
Interdisciplinary Graduate School of Science and Engineering,
Tokyo Institute of Technology

ても振子を完全に倒立させることはできていない。

藤田ら^[2]は、直線レールタイプの並列型二重倒立振子システムについてファジィシングルトン型推論法で4入力1出力の制御器を構築し、台車の位置を考慮せずに、両振子の倒立のみを行っている。川谷ら^[4]は、直線レールタイプの並列型二重倒立振子システムの数学モデルを線形近似したあと、極配置法に基づいて安定化制御器を設計しているが、振子の初期角度が大きくなると安定化できない可能性がある。杉江ら^[7]は、回転タイプの並列型二重倒立振子システムの近似線形モデルに対して、ループ整形法による安定化制御器で安定化制御実験を行い、両振子が振幅3°近くの持続振動をする結果を示している。

ファジィ制御では制御対象の数学モデルを必要とせず、エキスパートや熟練者の経験と知識をファジィルールの形で表現できる。特に、SIRMs 動的重視度結合型ファジィ推論モデル^[11]では、各入力項目に対してそれぞれ SIRM (Single Input Rule Module、単一入力ルール群) と制御状況に応じて変化する動的重視度が定義され、各 SIRM の推論値を動的重視度で結合することによって出力が求められる。このモデルは構造が簡単で直感的に分かりやすく、4入力項目を有する単振子の倒立振子システムを短時間で安定化することができ^[10]。

そこで、SIRMs 動的重視度結合型ファジィ推論モデルを二重倒立振子システムの安定化制御問題に適用し、この制御問題に対する直感的かつ効率的な安定化ファジィ制御器の設計手法を提案するとともに、SIRMs 動的重視度結合型ファジィ推論モデルが6入力項目のシステムにおいても有効であることを示す。まず、直列型二重倒立振子システムに、6入力1出力の安定化ファジィ制御器を構築する。制御シミュレーションを通じて、本安定化ファジィ制御器が高い汎用性を持ち、パラメータの異なる直列型二重倒立振子システムを10秒ほどで完全に安定化でき、しかも両振子の初期角度の安定化可能範囲が広いことを示す。次に、ファジィ手法ではまだ未解決の並列型二重倒立振子システムについて、長振子、短振子、台車の制御の優先順位が直列型二重倒立振子システムの場合と異なることを踏まえて、同様に SIRMs 動的重視度結合型ファジィ推論モデルによる6入力1出力の安定化ファジィ制御器を構築でき、しかも10秒内に並列型二重倒立振子システムを完全に安定化できることを述べる。これによって、ファジィ手法では初めて台車の位置制御を含めた並列型二重倒立振子システムの安定化制御を実現する。

2. 直列型二重倒立振子システム

直列型二重倒立振子システムは図1に示すように、直線レール、レール上を左右に動く台車、その台車の上の支点を通じてレールと同じ平面に回転する下部の振子1、振子1の上に軸受けなどによって連結され振子1と同じ平面に回転する上部の振子2、そして駆動系から構成される。ここで、両振子の質量がともに均一分布し、両振子の間、振子1と支点の間、および台車とレールの間の摩擦がすべて無視できると仮定する。

図1では、パラメータ M 、 m_1 と m_2 はそれぞれ台車、振子1、および振子2の質量(単位 kg)を表し、 $g = 9.8\text{m/s}^2$ は重力加速度である。また、振子1の重心から支点までの長さおよび振子1の全長をそれぞれ l_1 と $L_1 (=2l_1)$ として、振子2の重心から連結点までの長さを l_2 とする。そして、台車のレール原点からの位置を x として、原点の右側を正方向とする。振子1の鉛直線からの角度と振子2の鉛直線からの角度をそれぞれ α 、 β とし、ともに時計回りを正方向とする。台車に加わる駆動力(単位 N)を F として、台車をレールの右側へ押すときに正方向とする。すると、直列型二重倒立振子システムの運動方程式^[3]は、

$$\begin{cases} a_{11}\ddot{x} + a_{12}\ddot{\alpha} + a_{13}\ddot{\beta} = b_1 \\ a_{21}\ddot{x} + a_{22}\ddot{\alpha} + a_{23}\ddot{\beta} = b_2 \\ a_{31}\ddot{x} + a_{32}\ddot{\alpha} + a_{33}\ddot{\beta} = b_3 \end{cases} \quad (1)$$

で与えられる。ただし、

$$\begin{cases} a_{11} = M + m_1 + m_2 \\ a_{12} = (m_1 l_1 + m_2 L_1) \cos \alpha \\ a_{13} = m_2 l_2 \cos \beta \\ a_{21} = a_{12} \\ a_{22} = 4m_1 l_1^2 / 3 + m_2 L_1^2 \\ a_{23} = m_2 L_1 l_2 \cos(\alpha - \beta) \\ a_{31} = a_{13} \\ a_{32} = a_{23} \\ a_{33} = 4m_2 l_2^2 / 3 \end{cases} \quad (2)$$

図1 直列型二重倒立振子システムの構成図

$$\begin{cases} b_1 = F + (m_1 l_1 + m_2 L_1) \ddot{\alpha}^2 \sin \alpha + m_2 l_2 \ddot{\beta}^2 \sin \beta \\ b_2 = (m_1 l_1 + m_2 L_1) g \sin \alpha - m_2 L_1 l_2 \ddot{\beta}^2 \sin(\alpha - \beta) \\ b_3 = m_2 l_2 g \sin \beta + m_2 L_1 l_2 \ddot{\alpha}^2 \sin(\alpha - \beta) \end{cases} \quad (3)$$

である。

なお、以下のシミュレーションにおいては、微小なサンプリング周期 T に対し、オイラー法で各状態変数（すなわち台車の位置と速度、振り子1の角度と角速度、振り子2の角度と角速度）の値を計算する。

3. 安定化ファジィ制御器

直列型二重倒立振り子システムを安定化させるには、振り子1と振り子2を一本の長い振り子のように制御してから、一本の長い振り子のようになった両振り子を垂直に立てることが基本である¹⁸⁾。振り子1に対する振り子2の角度を γ ($=\beta-\alpha$) とすれば、 $\gamma=0^\circ$ が両振り子が一本の長い振り子になることに対応する。そこで、サンプリング時刻 kT における、振り子1に対する振り子2の角度 γ とその角速度、振り子1の角度 α と角速度、台車の位置 x と速度をこの順に入力項目 $x_i(k)$ ($i=1, 2, \dots, 6$) として、駆動力 F を出力項目 $f(k)$ とする。ただし、各入力項目と出力項目の値は、各自のスケーリングファクタで正規化される。

レールの原点を台車の目標位置とすると、各状態変数の値がすべてゼロになれば、直列型二重倒立振り子システムは安定になる。したがって、直列型二重倒立振り子システムの安定化とは、初期状態に関係なく各状態変数の値を短時間ですべてゼロにすることである。以下では、SIRMs動的重視度結合型ファジィ推論モデルに基づいて、直列型二重倒立振り子システムの安定化ファジィ制御器を構築する。

SIRMs動的重視度結合型ファジィ推論モデルでは、各入力項目に対しそれぞれ、対応する入力項目のみを前件部変数とする SIRM を設定し、入力項目の定常状態時の機能を保証する基本値と制御状況に応じてダイナミックに変化する変動値からなる動的重視度を定義する。そして、各 SIRM の推論結果を動的重視度で結合することにより、モデルの出力を求める。

二重倒立振り子システムの安定化制御において、入力項目数が6個もあるため、すべての入力項目を各ファジィルールの前件部にセットする従来のファジィモデルではファジィルールの数を多く必要とし、各ルールの設定も難しくなる。しかし、SIRM を用いれば、ルール総数を抑えけるとともに各ルールの設定も容易になる。また、経験的にわかるように両振り子の角度制御と台車の

位置制御の優先順位が異なり、振り子の角度制御を優先的に行う必要があるが、動的重視度を用いることによって各制御の優先順位を明確に表現できる。したがって、SIRMs動的重視度結合型ファジィ推論モデルはこのような制御問題に適している。

3.1 各入力項目の SIRM の設定

角度 γ またはその角速度が正值の場合、例えば振り子1が倒立していれば、正の駆動力を加えて台車を右方向に移動させると、振り子1が逆時計回りに回転するので、その上の振り子2は時計回りに回転し、角度 γ が大きくなってしまう。したがって、この場合、負の駆動力で台車を左方向に移動させることによって、振り子1を時計回りに回転させ、振り子2を逆時計回りに回転させる必要がある。同様に、角度 γ またはその角速度が負値の場合、正の駆動力で台車を右方向に移動させることによって、振り子1を逆時計回りに少し倒して振り子2を時計回りに回す必要がある。これによって、角度 γ またはその角速度の値が小さくなり、振り子2が振り子1と同じ直線上になることが期待できる。また、角度 γ と振り子1の角度が同じ符号であれば、この操作で振り子2を振り子1の回転方向と反対側に回転するので、角度 γ の符号が振り子1の角度の符号と異なるようになる。そして、角度 γ の符号と振り子1の角度の符号が異なると、今度はこの操作で両振り子をともに倒立位置に向けて回転させることになる。

振り子1の角度または角速度が正值の場合、例えば振り子2が振り子1と同じ直線上にあれば、正の駆動力を加えて台車を右方向に移動させると、振り子1が倒立に向かって回転するが、振り子2は時計回りに倒れていって、鉛直線からの角度がさらに増大してしまう。経験的に振り子1と振り子2が同じ方向に傾いて、しかも振り子2の角度が大きければ、倒立が難しいことがわかる。したがって、この場合、負の駆動力で台車を左方向に動かして、振り子1をさらに少し倒すが振り子2を倒立方向に逆時計回りに回転させることが重要である。同様に、振り子1の角度または角速度が負値の場合、正の駆動力を台車に加えないければならない。その結果、角度 γ の符号は振り子1の角度の符号と異なる。そこで、上記の角度 γ とその角速度の制御を行えば、角度 γ を小さくするとともに振り子1の角度も小さくするので、両振り子が倒立されていくことになる。

台車の位置または速度が正值の場合、例えば両振り子がともに倒立していれば、負の駆動力で台車を左方向に移動させることによって、振り子1を時計回りに少し倒して、振り子2をレールの原点側に向けて逆時計回りに少し

倒す。台車の位置または速度が負値の場合、正の駆動力で振子1を逆時計回りに少し倒して、振子2をレールの原点側に向けて時計回りに少し倒す。そして、振子1と振子2を倒立させることによって、台車の位置制御を果たす。

したがって、各入力項目のSIRMをすべて表1のように設定できる。ただし、各SIRMの後件部変数 $f_i(k)$ ($i=1,2,\dots,6$)は、すべて本ファジィ制御器の出力項目である駆動力に対応する中間変数である。また、メンバーシップ関数NB、ZO、PBは、図2のように三角形ないし台形で定義している。

3.2 制御の優先順位と動的重視度

表1に示すように、各SIRMはすべて同じ設定になっており、ともに駆動力を推論する。しかし、これらのSIRMの推論結果をそのまま加えるだけでは、安定化制御ができない。それは、直列型二重倒立振子システムの安定化制御において、台車と振子1および振子2の優先順位がそれぞれ異なるため、各入力項目の影響力を区別しなければならないことによる。

振子1に対する振子2の角度 γ の絶対値が大きい場合、それを速やかに小さく抑えなければ、重力と連結点の作用によって両振子が相反する方向に回転するので、角度 γ の絶対値はますます増大してしまう。角度 γ の絶対値がある値を越えると、振り上げ機構を設けなければ振子2の姿勢を立て直すことができなくなる。

また、振子2よりも振子1の角度制御を優先すると、振子2が振子1の回転方向と反対側に回転するので、角度 γ の絶対値が拡大する方向に振子2が回転することがあり得る。特に、振子1のSIRMが振子1の角度の絶対値をさらに大きくする働きをするため、振子1の角度の絶対値も増大して、最終的に振子1が倒れてしまう。

さらに、両振子がまだ倒立していないときに台車の位置制御を行うと、振子2が台車の移動方向と同じ側に回転し振子1が台車の移動方向と反対側に回転するため、両振子が倒れてしまう可能性がある。一方、両振子がほぼ倒立している場合にその倒立状態を保つため、台車をゆっくりと移動させることが必要である。

このように制御の優先順位として、振子2が最も高く、台車が最も低いことが分かる。この優先順位を明確に表すため、入力項目の影響力を意味する動的重視度が利用できる。動的重視度の値が大きいほど、優先順位は高いことになる。

サンプリング時刻 kT における各入力項目の動的重視度 $w_i^D(k)$ ($i=1,2,\dots,6$)は、

$$w_i^D(k) = w_i + B_i \cdot \Delta w_i^0(k) \quad (4)$$

図2 各前件部変数のメンバーシップ関数

表1 入力項目 i の単一入力ルール群SIRM- i

前件部変数 $x_i(k)$	後件部変数 $f_i(k)$
NB	1.0
ZO	0.0
PB	-1.0

で定義される。基本値 w_i は対応する入力項目の定常状態時における必要な働きを保証し、変動幅 B_i と変動量変数 $\Delta w_i(k)$ の推論値 $\Delta w_i^0(k)$ からなる変動値 $B_i \cdot \Delta w_i^0(k)$ はその入力項目の影響の度合いを制御状況に応じて調整する役割を持つ。基本値と変動幅は制御パラメータであり、変動量変数は以下に示すファジィルールで記述される。なお、 $w_i^D(k)$ の上付記号「D」は基本値と区別するため“動的”の意味で使われ、 $\Delta w_i^0(k)$ または $f_i^0(k)$ の上付記号「0」は後件部変数と区別してファジィ推論の結果を表す。

3.3 各変動量変数のファジィルールの設定

角度 γ とその角速度に対応する動的重視度の変動量変数のファジィルールを、表2のように角度 γ に対応する入力項目 $x_1(k)$ の絶対値を前件部変数として設定できる。ただし、メンバーシップ関数DS、DM、DBは、図3に三角形ないし台形で定義している。これによ

表2 振子2の変動量変数に関するファジィルール

前件部変数 $ x_1(k) $	後件部変数 $\Delta w_1(k), \Delta w_2(k)$
DS	0.0
DM	0.5
DB	1.0

図3 変動量変数の前件部変数のメンバーシップ関数

り、角度 γ の絶対値が大きいときに、角度 γ とその角速度に対応する動的重視度を大きくして振子2の角度制御の影響力を強め、角度 γ の絶対値がほぼゼロのときに、角度 γ とその角速度に対応する動的重視度を小さくして振子2の角度制御の影響力を弱めることができる。

角度 γ の絶対値が大きいときに振子2の角度制御を優先しなければならないので、振子1の角度と角速度に対応する動的重視度の変動量変数のファジィルールを、表3のように角度 γ に対応する入力項目 $x_1(k)$ の絶対値と振子1の角度に対応する入力項目 $x_3(k)$ の絶対値を前件部変数として設定できる。各メンバーシップ関数は、図3に示すとおりである。 $|x_1(k)| = DB$ に対応する各ルールの後件部出力がすべて0.0になっていることがわかる。この設定によって、角度 γ の絶対値が大きくなければ、振子1の角度の絶対値が大きいときに振子1の両動的重視度を強めて振子2をすばやく反対側に回転させ、振子1の角度の絶対値が小さいときに振子1の両動的重視度を弱めて振子2を反対側に少し回転させることが可能になる。

台車の位置制御を行うのに両振子がほぼ倒立になっていなければならないので、台車の位置と速度に対応する動的重視度の変動量変数について、表4のように角度 γ に対応する入力項目 $x_1(k)$ の絶対値と振子1の角度に対応する入力項目 $x_3(k)$ の絶対値を前件部変数とするファジィルールを与えることができる。各メンバーシップ関数は、同じく図3に示すとおりである。 $|x_1(k)| = DB$ かつ $|x_3(k)| = DB$ に対応する各ルールの後件部出力は、すべて0.0に設定している。これによって、両振子がほぼ倒立になっていれば台車の両動的重視度を強調し、両振子が倒立されていなければ台車の両動的重視度を抑制することができる。

表3 振子1の変動量変数に関するファジィルール

$\Delta w_3(k), \Delta w_4(k)$		$ x_1(k) $		
		DS	DM	DB
$ x_3(k) $	DS	0.0	0.0	0.0
	DM	0.5	0.0	0.0
	DB	1.0	0.5	0.0

表4 台車の変動量変数に関するファジィルール

$\Delta w_5(k), \Delta w_6(k)$		$ x_1(k) $		
		DS	DM	DB
$ x_3(k) $	DS	1.0	0.5	0.0
	DM	0.5	0.0	0.0
	DB	0.0	0.0	0.0

3.4 安定化ファジィ制御器の出力

サンプリング時刻 kT において、各動的重視度の値 $w_i^D(k)$ が式(4)で求められ、しかも各 SIRM の推論値 $f_i^0(k)$ ($i=1,2,\dots,6$) がすでに得られたとすれば、本安定化ファジィ制御器の最終出力 $f(k)$ は、

$$f(k) = \sum_{i=1}^6 f_i^0(k) \cdot w_i^D(k) \quad (5)$$

で各 SIRM の推論値の動的重視度付き総和として計算される。この出力に出力項目のスケールングファクタを乗じれば、台車に加わる駆動力 F になる。このように、各 SIRM がすべて直接駆動力を推論するため、台車の位置制御と振子1の角度制御および振子2の角度制御は並列的に行われることになる。

図4には、本安定化ファジィ制御器の制御ブロック図を示す。ただし、サンプリング時刻の表示を省略している。倒立振子システムの出力である各状態変数の値がフィードバックされ、目標値と比較される。この場合、各目標値がすべてゼロであるため、各状態変数値が反転されたあと、Normalizer ブロックに入力される。Normalizer ブロックでは、正規化処理を行い、ファジィ制御器への入力項目 x_i ($i=1,2,\dots,6$) を作り出す。SIRM- i ブロックでは、 i 番目の入力項目に対応する SIRM の推論を行う。DID- i ブロック (DID は Dynamic Importance Degree の略である) では、 i 番目の入力項目に対応する動的重視度の計算を行う。DID-1と DID-2は角度 γ に対応する入力項目 x_1 のみを入力としているが、DID-3から DID-6までは角度 γ に対応する入力項目 x_1 と振子1の角度に対応する入力項

図4 直列型二重倒立振子システムの安定化ファジィ制御器の制御ブロック図

目 x_3 を入力としている。OSF (Output Scaling Factor) ブロックでは、各 SIRM の推論結果の重視度付き総和 f に出力項目のスケールリングファクタを掛けて実際の駆動力 F を得る。図4から、各ブロックの処理が非常にシンプルになっており、本ファジィ制御器がわかりやすい構造を有することがわかる。

3.5 制御パラメータのチューニング

本安定化ファジィ制御器の構造による制御の優先順位を有効に生かすには、制御パラメータである各動的重視度の基本値と変動幅を適切に与えなければならない。なお、本論文では、二重倒立振子システムの特徴に合ったファジィ制御器の提案に主眼をおいているので、制御パラメータの設定手法に関しては今後の研究課題になる。

ここでは、 $m_1=0.2\text{kg}$ 、 $l_1=0.4\text{m}$ 、 $m_2=0.1\text{kg}$ 、 $l_2=0.2\text{m}$ 、 $M=1.0\text{kg}$ である直列型二重倒立振子システムに対して、ランダム最適探索法^[1]で各動的重視度の基本値と変動幅をチューニングする。

各入力項目のスケールリングファクタを、それぞれ順に 15.0° 、 $100.0^\circ/\text{s}$ 、 15.0° 、 $100.0^\circ/\text{s}$ 、 2.4m 、 1.0m/s に設定する。出力項目のスケールリングファクタを両振子と台車の総質量の10倍に設定する。文献^[10]に比べて、角度のスケールリングファクタを半分にしている以外はほかのスケールリングファクタの設定は同じである。

また、サンプリング周期を 0.01s として、1回探索の制御時間を最大 25.0s までとする。振子2の初期角度を 10.0° に設定する以外、ほかの状態変数の初期値をすべてゼロに設定する。さらに、各基本値と変動幅の初期値をすべてゼロに設定する。

制御開始から終了までの各サンプリング時刻における各状態変数および駆動力のそれぞれの絶対値の総和が小さくなる方向に、ランダム最適探索を7,500回行う。表5に、ランダム最適探索で得られた各動的重視度の基本値と変動幅を示す。なお、最大駆動力および消費エネルギーをもっと小さく抑えるには、評価関数の駆動力部分に大きめのペナルティ係数を付け加えればよい。

表5 各動的重視度の基本値と変動幅

入力項目	基本値	変動幅
$x_1(k)$	2.9277	1.9227
$x_2(k)$	2.1918	1.0117
$x_3(k)$	0.4186	0.2543
$x_4(k)$	2.1629	0.0663
$x_5(k)$	0.0590	0.2930
$x_6(k)$	0.1711	0.1154

表5から、角度 γ とその角速度に対応する入力項目 $x_1(k)$ と $x_2(k)$ の基本値と変動幅は、それぞれほかの各入力項目の基本値と変動幅より大きくなっている。各入力項目 $x_1(k)$ と $x_2(k)$ の基本値と変動幅の和は、ほかの各入力項目の基本値と変動幅の和よりかなり大きくなっている。また、振子1の角度と角速度に対応する入力項目 $x_3(k)$ と $x_4(k)$ の基本値は、台車の位置と速度に対応する入力項目 $x_5(k)$ と $x_6(k)$ の基本値より倍以上大きくなっている。各入力項目 $x_3(k)$ と $x_4(k)$ の基本値と変動幅の和は、各入力項目 $x_5(k)$ と $x_6(k)$ の基本値と変動幅の和より約倍以上大きくなっている。

本安定化ファジィ制御器の構造と表5の制御パラメータによって、角度 γ の絶対値が大きい場合に、入力項目 $x_1(k)$ と $x_2(k)$ の重視度が大きいため、振子2の角度制御が優先される。角度 γ の絶対値が小さいが振子1の角度の絶対値が大きい場合には、式(5)における入力項目 $x_3(k)$ と $x_4(k)$ の寄与が入力項目 $x_1(k)$ と $x_2(k)$ の寄与を抑えるため、振子1の角度制御が主になる。また、角度 γ の絶対値と振子1の角度の絶対値がともに小さい場合には、式(5)における入力項目 $x_5(k)$ と $x_6(k)$ の寄与が相対的に大きくなるため、台車の位置制御が行われる。そして、振子2の角度制御、振子1の角度制御、および台車の位置制御の間の切り替えは、各サンプリング時刻において角度 γ と振子1の角度の大きさに基づいて制御状況を判断して各動的重視度を自動調整することによって、スムーズに行われる。

4. 安定化制御シミュレーション

本安定化ファジィ制御器の動作を検証するため、まず3.5の直列型二重倒立振子システムモデルを用いて制御シミュレーションを行う。図5に、振子1と振子2の初期角度をそれぞれ 15.0° と 10.0° 、 15.0° と 15.0° と 20.0° に設定し、ほかの状態変数の初期値をすべてゼロに設定した場合の安定化結果を示す。図において、左軸と右軸はそれぞれ振子の角度と台車の位置を表す。 $P(0.20, 0.40, 0.10, 0.20, 1.00, 0.01)$ の括弧中の各値は、順に振子1の質量と半分の長さ、振子2の質量と半分の長さ、台車の質量、サンプリング周期を意味する。また、 $S(15.0, 0.0, 10.0, 0.0, 0.0, 0.0)$ の括弧中の各値は、順に振子1の角度と角速度、振子2の角度と角速度、台車の位置と速度の初期値を表す。

図5(a)では、制御開始時に振子1に対する振子2の角度 γ が振子1の角度と符号が異なるため、台車を右方向に移動し両振子の角度を合わせてから、両振子を倒立させながら台車をレール原点に戻している。図5(b)

図5 両振り子が0.8m と0.4m の場合の制御結果

では、制御開始時に角度 γ がちょうど 0.0° であるので、まず(図から読みとれないが)台車を左方向に 0.01m ほど移動することによって振り子1をさらに少し倒して角度 γ の符号を振り子1の角度の符号と反対にしてから、図5(a)のように安定化を行っている。図5(c)では、制御開始時に角度 γ の符号が振り子1の角度の符号と同じであるので、まず台車を左方向に約 0.05m 動かすこと

図6 両振り子が0.8m と0.4m の場合の可安定化領域

によって振り子1をさらに少し倒して角度 γ の符号を振り子1の角度の符号と反対に変える。そして、角度 γ の絶対値が大きくなっているため、台車を右方向に大きく移動してしてから、安定化を同様に実現している。

このように、この三つの初期状態が3.5のランダム探索時の初期状態と異なるにもかかわらず、この二重倒立振り子システムはすべてスムーズに安定化されていることがわかる。制御開始から各状態変数の値が同時にそれぞれ 0.1° 、 $0.1^\circ/\text{s}$ 、 0.1° 、 $0.1^\circ/\text{s}$ 、 0.01m 、 $0.01\text{m}/\text{s}$ 以内に収束するまでの時間を完全安定化時間と定義すると、この三つの初期状態に対する完全安定化時間はそれぞれ 7.19s 、 8.46s 、 9.27s になっている。なお、紙面の関係で駆動力の時間応答曲線を表示していないが、図5において最大駆動力はそれぞれ約 8.0N 、 12.0N 、 25.0N である。

図6には、台車の位置と振り子1の角度および振り子2の角度の動作範囲をそれぞれ $[-5.0\text{m}, +5.0\text{m}]$ 、 $[-40.0^\circ, +40.0^\circ]$ 、 $[-40.0^\circ, +40.0^\circ]$ として、この二重倒立振り子システムについて本安定化ファジィ制御器で安定化できる振り子1と振り子2の初期角度の範囲を示す。ただし、ほかの状態変数の初期値をすべてゼロにしている。横軸と縦軸はそれぞれ振り子1の初期角度と振り子2の初期角度を表す。記号●、○、■、□はそれぞれ、完全安定化時間が 5.0s 以内、 10.0s 以内、 15.0s 以内、それ以外の各場合を意味する。

図6からわかるように、 $[-30.0^\circ, +30.0^\circ]$ 以内の振り子1の初期角度に対して、振り子2の初期角度がその前後の約 30.0° の範囲内に変動しても、安定化ができる。 $\pm 30.0^\circ$ 以外 $\pm 40.0^\circ$ までの振り子1の初期角度に対して、安定化できる振り子2の角度の範囲は、まだ 15.0° 以上の幅を持つ。しかも、ほとんどの初期状態に対して、完全安定化時間は 10.0s 以内になっている。また、二カ所を

除いたほかの初期状態に対して、すべて15.0s以内に完全に安定化できる。

図7には、振子1と振子2の初期角度が 15.0° と 10.0° の初期状態に対して、 $m_1=0.1\text{kg}$ 、 $l_1=0.1\text{m}$ 、 $m_2=0.1\text{kg}$ 、 $l_2=0.1\text{m}$ 、 $M=1.0\text{kg}$ である直列型二重倒立振り子システムを安定化制御した結果を示す。振子2は台車の移動に直接影響されないため、自身の慣性によって滑らかに回転するのに対して、振子1は高周波特性を持ちしかも台車の移動の影響を直接受けるため、振動を生じやすい。その結果、振子1の時間応答曲線に振動は初期段階において現れているが、3.0sではほぼなくなっている。そして、振子1は振子2に角度を合わせて倒立していく。この例では、完全安定化時間と最大駆動力はそれぞれ約8.22sと9.0Nである。

図8は、この二重倒立振り子システムの可安定化領域を示している。図8では図6に比べて、振子1が高周波特性によって激しく左右に揺れて倒れてしまうケースが増えるため、可安定化領域が少し狭くなっていることが

わかる。しかし、振子1の初期角度が $[-30.0^\circ, +30.0^\circ]$ 以内であれば、振子2の初期角度がその前後の約 20.0° の範囲内に変動しても、安定化が可能である。また、ほとんどの可安定化の初期状態に対して、10.0s以内に完全に安定化できる。

図9と図10には、 $m_1=0.1\text{kg}$ 、 $l_1=0.5\text{m}$ 、 $m_2=0.1\text{kg}$ 、 $l_2=0.5\text{m}$ 、 $M=1.0\text{kg}$ である直列型二重倒立振り子システムの安定化制御結果例と可安定化領域をそれぞれ示す。ただし、図9において振子1と振子2の初期角度は 15.0° と 15.0° である。この例では、この二重倒立振り子システムは振動もなく約10.13sで完全に安定化されており、最大駆動力が約17.0Nである。また、図10からわかるように、 $[-30.0^\circ, +30.0^\circ]$ 以内の振子1の初期角度に対して、振子2の初期角度をその前後の 25.0° 以上の範囲内に設定すれば、この二重倒立振り子システムが安定化でき、しかもほとんどの場合において15.0s以内に完全に安定化できる。

これに対し、図9とまったく同じ、摩擦のない直列型

図7 両振子が0.2mと0.2mの場合の制御結果

図9 両振子が1.0mと1.0mの場合の制御結果

図8 両振子が0.2mと0.2mの場合の可安定化領域

図10 両振子が1.0mと1.0mの場合の可安定化領域

二重倒立振り子システムモデルを用いた文献^[5]では、振り子1と振り子2の初期角度が 4.0° と 3.0° である場合さえ、倒立振り子システムを安定化するのに40.0s以上かかり、しかも台車が一旦原点から3.0m以上移動しなければならない。また、文献^[5]の可安定化領域は図10に比べて、 $[-30.0^\circ, +30.0^\circ]$ 以内の振り子1の初期角度に対して、振り子2の初期角度がだいたいその前後の 20.0° 以内になっている。したがって、本提案の安定化ファジィ制御器の優位性が確認できる。

なお、本安定化ファジィ制御器を用いることによって、両振り子の長さがそれぞれ0.2mと0.2mから1.2mと1.2mまでの直列型二重倒立振り子システムを安定化することがだいたい可能である。また、振り子1が短い場合、制御開始時に振り子1が左右に大きく振れるので、サンプリング周期を大きく設定すると、制御動作の遅れにより振り子1が倒れてしまう可能性がある。しかし、振り子1がある程度長ければ、設定できる最大のサンプリング周期を0.02sまでに設定してもほぼ同様の安定化結果が得られる。このように、本安定化ファジィ制御器は、パラメータの異なる直列型二重倒立振り子システムモデルを、両振り子の広範囲の初期角度に対して短時間で安定化することができるので、高い汎用性を持つことがいえる。

5. 並列型二重倒立振り子システムの安定化制御

並列型二重倒立振り子システムの安定化制御において、長振り子の角度と角速度、短振り子の角度と角速度、台車の位置と速度を各々のスケールリングファクタで正規化したものをこの順に入力項目 $x_i(k)$ ($i=1,2,\dots,6$) として、駆動力を出力スケールリングファクタで正規化したものを出力項目とする。したがって、SIRMs 動的重視度結合型ファジィ推論モデルに基づくファジィ安定化制御器は、直列型二重倒立振り子システムの場合と同じ6入力1出力になる。

長振り子の制御と短振り子の制御および台車の制御の優先順位は制御状況に応じてそれぞれ異なる。長振り子は慣性が大きいのにに対して、短振り子は高い固有周波数により高応答性を持つ。長振り子の角度と角速度が大きいとき、長振り子の制御を優先的に行わなければ、長振り子が倒れていくにつれて、その倒立が一層難しくなる。短振り子の角度と角速度が大きいとき、適切な制御動作を実行すれば、高応答性のため短振り子の姿勢が立て直しやすい。したがって、長振り子の角度と角速度が大きい場合、まず長振り子の制御を優先的に行うことによって短振り子を長振り子に同期させる。また、短振り子の角度と角速度が大きい場合、両振り子の同期をまだ取ってい

なければ、短振り子の制御を優先して両振り子の同期を取る。そして短振り子の制御を行うことによって両振り子の倒立を実現する。両振り子がほぼ倒立していれば、台車の制御を行うと良い。

長振り子の角度と角速度、台車の位置と速度に対応する SIRM は表1のように設定されるのに対して、短振り子の角度と角速度に対応する SIRM は表1とちょうど反対に設定される。つまり、長振り子の角度が大きいときに、台車を長振り子の倒れる方向と反対の方向に移動させ、長振り子をさらに少し倒す。短振り子は高応答性により、長振り子の倒れる方向に高速に回転し、長振り子の角度よりも大きい角度を持つようになる。そして、短振り子の角度制御を行うことによって、長振り子の角度制御と台車の位置制御を実現する。

優先順位を表す各動的重視度の変動量変数について、長振り子の角度と角速度に対応する両変動量変数はともに長振り子の角度の絶対値を前件部変数として、表2のルールで推論される。短振り子の角度と角速度に対応する両変動量変数は、直列型二重倒立振り子システムの場合と違って、短振り子の角度の絶対値だけを前件部変数とする。ルールの後件部出力は表2と同じ、短振り子の角度が大きければ変動量変数の推論値も大きくなるように設定する。台車の位置と速度に対応する両変動量変数は、両振り子の角度の絶対値を前件部変数として表4のルールで与えられる。

このように、SIRMs 動的重視度結合型ファジィ推論モデルによる並列型二重倒立振り子システムの安定化制御器は、直列型二重倒立振り子システムの場合とほぼ同じ構造を持つ。そこで、各動的重視度の基本値と変動幅を決めるため、例として長振り子の質量と全長が0.3 kgと1.2m、短振り子の質量と全長が0.1kgと0.4m、台車の質量が1.0kgである並列型二重倒立振り子システムを選ぶ。各入出力項目のスケールリングファクタを直列型二重倒立振り子システムの場合と同じに設定する。サンプリング周期を0.01sとして、1回探索の制御時間を最大25.0sまでとする。各基本値と変動幅の初期値をすべてゼロに設定する。長振り子の初期角度 5.0° に対して、制御開始から終了までの各サンプリング時刻における各状態変数および駆動力のそれぞれの絶対値の総和が小さくなる方向に、ランダム最適探索^[1]で各基本値と変動幅を40,000回チューニングした結果を表6に示す。

表6から、長振り子に対応する入力項目 $x_1(k)$ または $x_2(k)$ の基本値と変動幅の和は、短振り子に対応する入力項目 $x_3(k)$ または $x_4(k)$ の基本値と変動幅の和より大きくなっている。さらに、入力項目 $x_3(k)$ または $x_4(k)$ の基本値と変動幅の和は、台車に対応する入力項目

$x_5(k)$ または $x_6(k)$ の基本値と変動幅の和より数倍以上大きくなっている。

以上の SIRM および動的重視度の設定によって、長振子の角度と角速度が大きい場合に、入力項目 $x_1(k)$ と $x_2(k)$ の重視度が大きく、対応する両 SIRM の推論値も大きくなるので、本安定化制御器は長振子の制御を優先させる。短振子の角度と角速度が長振子の角度と角速度よりある程度大きければ、入力項目 $x_3(k)$ と $x_4(k)$ の重視度が入力項目 $x_1(k)$ と $x_2(k)$ の重視度に匹敵でき、しかも入力項目 $x_3(k)$ と $x_4(k)$ の SIRM の推論値が入力項目 $x_1(k)$ と $x_2(k)$ の SIRM の推論値より大きくなるので、駆動力における短振子の寄与が長振子の寄与を越える。この場合、短振子の制御が優先的に行われる。両振子の角度と角速度がともに小さい場合には、両振子の各 SIRM の推論値がほぼゼロになる。この場合、台車の位置と速度が大きければ、駆動力における台車の寄与が相対的に大きくなるため、台車の制御が可能になる。

図11に、長振子と短振子の初期角度をともに 5.0° に設定した場合の安定化制御シミュレーション結果を示す。 $P(0.30, 0.60, 0.10, 0.20, 1.00, 0.01)$ の括弧中の各値は、順に長振子の質量と半分の長さ、短振子の質量と半分の長さ、台車の質量、サンプリング周期を意味する。また、 $S(5.0, 0.0, 5.0, 0.0, 0.0, 0.0)$ の括弧中の各値は、それぞれ順に長振子の角度と角速度、短振子の角度と角速度、台車の位置と速度の初期値を表す。

この場合、両振子の初期角度が同じであるが、長振子の動的重視度が大きいいため、制御開始時にまず長振子の制御が優先的に行われる。長振子の正の初期角度に対して負の駆動力が生成されるので、(図から読みとれないが)台車が左方向にすこし移動する。これによって、長振子の角度が約 6.0° に拡大するが、短振子の角度が約 8.0° まで増大する。そして、短振子の角速度も長振子の角速度より大きくなるので、短振子の制御は優先に変わる。その結果、短振子が倒立されると同期に長振子も倒立され、台車がレール原点に戻される。この場合、完全安定化時間は約 6.12 秒であり、最大駆動力はわずか 3.0N 弱である。

表6 各動的重視度の基本値と変動幅

入力項目	基本値	変動幅
$x_1(k)$	2.3694	0.5278
$x_2(k)$	3.5874	0.0578
$x_3(k)$	1.9398	0.5298
$x_4(k)$	1.4012	1.2148
$x_5(k)$	0.3281	0.0000
$x_6(k)$	0.0328	0.2690

図12には、長振子と短振子および台車の動作範囲をそれぞれ $[-20.0^\circ, +20.0^\circ]$ 、 $[-20.0^\circ, +20.0^\circ]$ 、 $[-2.4\text{m}, +2.4\text{m}]$ として、この二重倒立振子システムについて本安定化ファジィ制御器で完全安定化できる長振子と短振子の初期角度の範囲を示す。ただし、ほかの状態変数の初期値をすべてゼロにしている。横軸と縦軸はそれぞれ長振子の初期角度と短振子の初期角度を表す。記号●、○、■、□、+はそれぞれ順に、完全安定化時間が 4.0 秒内、 6.0 秒内、 8.0 秒内、 10.0 秒内、それ以外の各場合を意味する。

図12からわかるように、両振子の可安定な初期角度に対して、本ファジィ制御器ではすべて 10.0 秒内に完全に安定化できる。 $\pm 5.0^\circ$ 以内の長振子の初期角度に対して、短振子が長振子の外側にさらに 5.0° までに傾いていれば、 6.0 秒内に完全安定化が実現できる。 $\pm 10.0^\circ$ 以内の長振子の初期角度に対して、その前後を

図11 並列型二重倒立振子システムの制御結果

図12 並列型二重倒立振子システムの可安定化領域

合わせて 10.0° ほどの範囲内に短振子の初期角度が設定されれば、すべて安定化可能である。ただし、短振子が台車の移動の影響を直接受けて高速に応答し、安定化限界を越えやすいため、可安定化領域は直列型二重倒立振子システムの場合に比べて狭い。

6. おわりに

SIRMs 動的重視度結合型ファジィ推論モデルに基づいて二重倒立振子システムの安定化ファジィ制御器の構築手法を提案したとともに、SIRMs 動的重視度結合型ファジィ推論モデルが6入力項目を有する制御システムにも有効であることを明らかにした。

直列型二重倒立振子システムに対して、下部の振子に対する上部の振子の角度とその角速度、下部の振子の角度と角速度、台車の位置と速度を入力項目に選んで、6入力1出力の安定化ファジィ制御器を構築した。上部の振子の角度制御を最優先するように、各SIRMおよび各動的重視度の制御パラメータと変動量変数のファジィルールを設定した。SIRMと動的重視度によって、制御状況に応じて優先順位を自動的に切り替えながら、両振子の角度制御と台車の位置制御を並列的に行うことができることを述べた。制御シミュレーションを行い、パラメータの異なる直列型二重倒立振子システムを約10秒間で完全に安定化でき、本安定化ファジィ制御器が高い汎用性をもつことを示した。

並列型二重倒立振子システムに対して、長振子の角度と角速度、短振子の角度と角速度、台車の位置と速度を入力項目として、同様に安定化ファジィ制御器を作れることを述べた。この安定化ファジィ制御器を用いることによって、並列型二重倒立振子システムを10秒内に完全に安定化できることを示した。これは、ファジィ手法では初めて台車の位置制御を含めた並列型二重倒立振子システムの安定化制御を実現したことになる。

参 考 文 献

- [1] N. Baba: A New Approach for Finding the Global Minimum of Error Function of Neural Networks, Neural Networks, Vol.2, pp.367-373(1989).
- [2] 藤田和之、水本雅晴: 遺伝的アルゴリズムによるファジィシングルトン型推論法の下での並列倒立振子のファ

ジィ制御、第11回ファジィシステムシンポジウム講演論文集、pp.379-382(1995).

- [3] 梶原宏之、小菅一弘、古田勝久: 傾斜されたレール上の二重倒立振子の位置制御、計測自動制御学会論文集、Vol.15, No.7, pp.21-27(1979).
- [4] 川谷亮治、山口尊志: 並列型2重倒立振子系の解析とその安定化、計測自動制御学会論文集、Vol.29, No.5, pp.572-580(1993).
- [5] ムハマド・ロムジ、高濱徹行、小高知宏、小倉久和: 倒立二重振子系に対するファジィ制御知識の表現とスケールリングによる適応制御、日本ファジィ学会誌、Vol.8, No.3, pp.576-585(1996).
- [6] M. Riedmiller: Reinforcement Learning without an Explicit Terminal State, Proceedings of IJCNN'98, pp.1998-2003(1998).
- [7] 杉江俊治、岡田昌史: 並列倒立振子システムの H^∞ 制御、システム制御情報学会論文誌、Vol.6, No.12, pp.543-551(1993).
- [8] 寺野寿郎、増井重弘、菅谷善昌: 不安定制御系のファジィ制御、第4回ファジィシステムシンポジウム講演論文集、pp.139-144(1988).
- [9] 寺野寿郎、村山雄二郎、増井重弘、田中一男: 二重倒立振子のファジィ制御、第2回ファジィシステムシンポジウム講演論文集、pp.56-61(1986).
- [10] 易建強、湯場崎直養、廣田薫: SIRMs 動的重視度結合型ファジィ推論モデルによる倒立振子システムの安定化制御、日本ファジィ学会誌、Vol.11, No.3, pp.492-502(1999).
- [11] 湯場崎直養、易建強、廣田薫: 動的重視度を用いたSIRMs ファジィ推論モデル、日本ファジィ学会誌、Vol.10, No.3, pp.522-531(1998).

(1999年 8月23日 受 付)
(1999年12月 9日 再受付)

[問い合わせ先]

〒616-8303

京都市右京区嵯峨広沢南下馬野町12番地

マイコム株式会社技術研究所

易 建強

TEL: 075-882-3601

FAX: 075-882-6531

E-mail: yi@mycom-japan.co.jp

著者紹介

易 建強 (い けんきょう)

マイコム株式会社技術研究所

1985年、北京理工大学力学工程系卒業。1992年、九州工業大学大学院制御工学科博士課程修了。工学博士。コンピュータソフトウェア開発株式会社を経て、1994年よりマイコム株式会社に入社。現在、マイコム株式会社技術研究所知能技術研究室室長。パターン処理、学習アルゴリズム、ファジィ推論モデル、ファジィ制御などの研究開発に従事。計測自動制御学会会員。

湯場崎 直養 (ゆばさき なおよし)

マイコム株式会社取締役社長

1964年、京都市立洛陽工業高等学校電気通信科卒業。1968年、マイコム株式会社の前身、松本電機株式会社を創立。1970年、大阪電気通信大学工学部通信工学科卒業。現在、マイコム株式会社取締役社長。(米国)Nyden Corporation,(シンガポール)Mycom Technology (S) Pte. Ltd. 各会長兼社長。(台湾)Mycom Technology Inc. と(韓国)Mycom Korea Inc. の取締役最高顧問。制御概念の研究、とくにモータ制御とファジィ制御の融合に関する研究に従事。日本ファジィ学会評議員。日本ファジィ学会、研究・技術計画学会各会員。

廣田 薫 (ひろた かおる)

東京工業大学大学院総合理工学研究科

1974年、東京工業大学工学部電子工学科卒業。1979年、同大学院理工学研究科博士課程修了。工学博士。同年、相模工業大学情報工学科専任講師。1982年、法政大学工学部専任講師、教授を経て、1995年、東京工業大学大学院総合理工学研究科教授。ファジィシステムの研究に従事。

Stabilization Control of Double Inverted Pendulum Systems by the SIRMs Dynamically Connected Fuzzy Inference Model

by

Jianqiang YI, Naoyoshi YUBAZAKI and Kaoru HIROTA

Abstract :

The SIRMs (Single Input Rule Modules) dynamically connected fuzzy inference model is applied to double inverted pendulum systems. The design methods of stabilization fuzzy controllers are presented, and the model is proved to be effective even in systems with six input items.

For series-type double inverted pendulum system, a stabilization fuzzy controller is constructed, which handles six input items to cover the angular controls of the two pendulums and the position control of the cart. The method of determining each SIRM and each dynamic importance degree so that the angular control of the upper pendulum takes priority over the other two controls is discussed. It is made clear that by using the SIRMs and the dynamic importance degrees, the angular controls of the two pendulums and the position control of the cart are executed in parallel, and the priority orders of the three controls are automatically adjusted according to control situations. The simulation results show that the fuzzy controller has a high generalization ability to stabilize completely series-type double inverted pendulum systems of different parameter values in about 10 seconds.

For parallel-type double inverted pendulum system, the angle and angular velocity of the two pendulums and the position and velocity of the cart are taken as input items, and a stabilization fuzzy controller is built which is similar to that of series-type double inverted pendulum system. By using the fuzzy controller, a parallel-type double inverted pendulum system can be stabilized completely within 10 seconds. This is the first time for a fuzzy controller to realize successfully complete stabilization control of a parallel-type double inverted pendulum system.

Keywords : Dynamic Importance Degree, Fuzzy Control, Inverted Pendulum, Single Input Rule Modules, Stabilization Control

Contact Address : YI Jianqiang

Technology Research Center, Mycom, Inc.

12, S. Shimobano, Saga Hirosawa, Ukyo, Kyoto 616-8303, Japan

TEL : 075-882-3601

FAX : 075-882-6531

E-mail : yi@mycom-japan.co.jp