ニューラルネットワークを用いた人間・機械系の知的制御*
(産業車両の安全性と快適性)辻 岡 一 明^{*1}, 吉 田 和 夫^{*2}
長 松 昭 男^{*1}, 伊 藤 博 幸^{*3}Intelligent Control Using Neural Network for Man-Machine System
(Safety and Comfortableness of Industrial Vehicle)Kazuaki TSUJIOKA, Kazuo YOSHIDA,
Akio NAGAMATSU and Hiroyuki ITO

This paper presents the intelligent control technique using neural network for Man-Machine system. The proposed controller consists of LQ controller and a distributor. The distributor which is composed of neural networks decides the ratio of a control input from LQ controller and a operator's input. This control technique is applied to a industrial vehicle in order to prevent falling-down and suppress vibration. The usefulness and effectiveness of the control technique are verified numerically and experimentally.

Key Words: Intelligent Control, Neural Network, Man-Machine System, Falling-Down Prevention, Vibration Control

1. 緒 言

近年, 知的制御^{(1)~(5)}に関する数多くの研究がされているが, 人間が操作する人間・機械系の知的制御に関しては十分な検討が行われていないのが現状である。例えば, 名古屋空港における航空機の墜落事故が挙げられる。この事故の原因は, 次のようなことが考えられている。航空機が着陸態勢になったとき, 自動操縦制御装置が着陸やり直しモードになり, 機首を上げエンジンの出力を最大にしようとした。しかし, 操縦士は着陸しようとして機首を下げるように操作した結果, 制御装置は操縦士に逆らってさらに機首を上げようとし, 水平尾翼の角度が著しく大きくなり, 失速し墜落したと報告されている。このように, 人間・機械系における制御器と操作者との連携がうまくない場合には, 事故が発生することがあり, 安全性を確保することが最重要課題であると考えられる。

人間・機械系の一例としてフォークリフト, クレー

ンなどの産業用車両がある。これらの機械は, 設計時に想定していない多種多様な状態のもとで用いられる。したがって予想できない状況での操作による転倒などの事故が発生することがある。これは, 人間・機械系において操縦者の操作を機械が自己認識し評価する機能が不十分であるためと考えられる。さらに, 産業用機械は安全性だけでなく, 快適性も操縦者にとって必要不可欠なものになっている。そこで, 本研究では, 新しく制御系の中に人間系を含ませる形の知的制御方法を提案する。その際に, 安全性と快適性の観点から人間の操縦を判断する機能を, ニューラルネットワークを用いて構築する。

本研究で提案する制御系は, 三つの要素から構成されている。与えられた制御目的を実現するために最適制御理論により設計された制御器, 1 標本時間後の状態量の予想値を出力するシステムニューラルネットワーク。状態量の予想値と現在の状態量から操縦者の操作を評価し, 操縦者の操作指令と制御器からの制御指令の適切な配分率を決定する分配器。この分配器は, 操縦者の操作を評価し, 不適切な操作の場合は, 制御器の指令を優先させ, 一方操縦者の操作が適切な場合は, 制御器が人間の操作に対して全く干渉しないように動作するように設計する。

* 原稿受付 1997年5月20日。

^{*1} 正員, 東京工業大学工学部 (☎ 152-8552 東京都目黒区大岡山 2-12-1)。

^{*2} 正員, 慶応義塾大学理工学部 (☎ 223-0061 横浜市港北区日吉 3-14-1)。

^{*3} 正員, コマツ (☎ 254-0913 平塚市万田 1200)。

本研究では、提案した制御手法を人間・機械系の一例として産業車両の転倒防止および振動制御に適用する。産業車両は、構造的に転倒しやすく、操縦者の誤った操作、例えば急激な減速操作により転倒する可能性がある。そこで、この制御対象に最適制御理論により設計された転倒防止制御器、振動制御器、およびそれぞれの分配器の設計を試み、シミュレーションおよび実験により有効性の検証を行う。

2. 数値計算による検討

2・1 モデル化 図1に示すように、量産形のフォークリフトを簡略化した産業車両を本研究の制御対象とする。表1にこの制御対象の主な節点の座標を示す。また、 G_m , G_b はマスト部およびボディ部の重心である。表2に重心の座標、各部の重量および慣性モーメントを示す。図1での節点番号1と16間はタイヤの剛性および減衰と等価なばね要素とダンパ要素である。節点2と17間も同様である。さらに、節点番号10と12の間のマストを駆動するための油圧アクチュエータであるが、本研究ではこれを等価なばねとダンパに置き換える。節点11は回転運動が可能である。これらのばね定数とダンパの粘性減衰係数の値はそれぞれ

$$\begin{aligned} k_f &= k_r = 1.0 \times 10^6 \text{ N/m}, \\ c_f &= c_r = 1.0 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{s/m}, \quad k_t = 1.0 \times 10^7 \text{ N/m}, \\ c_t &= 1.0 \times 10^6 \text{ N/s}\cdot\text{m} \end{aligned}$$

と与える。また、図1の前輪の車軸に相当する節点1には、制御力 u が作用する。

次に、図1の車両の運動方程式の導出を行う。まず、車両全体の x 方向、 z 方向の運動方程式はそれぞれ式(1)、(2)になる。

$$M_m \ddot{x}_m + M_b \ddot{x}_b = u \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$M_m \ddot{z}_m + M_b \ddot{z}_b = -(M_m + M_b)G + F_{1z} + F_{2z} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 M_m , M_b はそれぞれマストおよび車体の質量、 G は重力加速度である。マストは、図1の節点11, 14, 15および灰色の荷物で構成される部分であり、その他の部分が車体である。また、 x_m , x_b , z_m , z_b はそれぞれマスト、車体の重心の x , z 方向の変位である。 F_{1z} , F_{2z} は、タイヤを等価なばね、ダンパに置き換えた場合の節点1, 2へ作用する力である。次にマストの回転方向の運動方程式は次式のようにになる。

$$\begin{aligned} I_m \ddot{\theta}_m &= -F_{12} \sin \theta_g l_{x,12,m} + F_{12} \cos \theta_g l_{z,12,m} \\ &\quad - F_{11x} l_{z,11,m} + F_{11z} l_{x,11,m} \quad \dots\dots\dots (3) \end{aligned}$$

I_m は、マストの慣性モーメント、 θ_m はマストの回転角度を表す。 F_{12} は節点12に作用する力であり、また F_{11z} および F_{11x} はそれぞれ節点11に作用する力の z 方向および x 方向の成分である。また、以後の力に関しても同様の表記を用いる。また、 θ_g は節点10, 12間のばね、ダンパの力の作用する方向と水平面とのなす角度を表す。 $l_{x,12,m}$ は節点12, m 間の距離の x 成分であり、 $l_{z,12,m}$ は z 成分である。また、 $l_{x,11,m}$, $l_{z,11,m}$ も同様である。車体の回転方向の運動方程式は次式になる。

$$\begin{aligned} I_b \ddot{\theta}_b &= F_{1z} l_{x,1,b} + F_{2z} l_{x,2,b} - F_{11z} l_{x,11,b} + F_{11x} l_{z,11,b} \\ &\quad - u l_{z,1,b} - F_{10} \sin \theta_g l_{x,10,b} + F_{10} \cos \theta_g l_{z,10,b} \quad \dots\dots\dots (4) \end{aligned}$$

ここで、 I_b は車体の慣性モーメントであり、 θ_b は車体の回転角度である。 F_{10} は節点10, 11, 12の幾何学的関係から求める。状態量を θ_m , x_m , z_m , θ_b , x_b , z_b およびそれぞれの速度として、式(1)~(4)と節点11の拘束条件を用いて、運動方程式を数値的に解く。ただし、車体が前傾し後輪が地面から離れた場合は、 $F_{2z} = 0$ とすることで運動方程式よりそれぞれの状態量を求

Table 1 Nodal point of model

Point No.	x [mm]	z [mm]	Point No.	x [mm]	z [mm]
1	0	0	11	-240	0
2	1650	-57	12	-240	560
3	2130	-57	14	-240	3204
6	350	330	16	0	-329
9	1360	1741	17	1650	-329
10	305	460			

Table 2 Property of model

	Mass Center		Mass [Kg]	Moment of Inertia [kg m ²]
	x [mm]	z [mm]		
Body	1239	320	3081	1241
Mast	-750	2850	1881	3141

Fig.1 Vehicle model

Fig. 2 Block diagram of control system

める。

2・2 制御系設計 本研究では、図2に示す制御系を提案する。この制御系は、車両の状態を参照して人間の操作値と制御器からの指令値を適切に分配するための分配率を決定する分配器から成っている。この分配器は現在の状態量と人間の操作による1標本化時間後の状態量の変化分の予想値と制御器からの制御力による1標本化時間後の状態量の変化分の予想値を入力として、適切な分配率を出力するニューラルネットワークからなる。この分配率を決定するニューラルネットワーク内に事前に、不適切な人間の操作パターンを獲得させておくことにより、未然に危険を回避できることが可能であると考えられる。

振動制御および転倒防止制御器は運動方程式を線形化し、その線形化された制御対象に対して、最適制御理論を用いて構成することにする。線形化モデルは、マストとボディが一体であり相対運動を生じないとしたため、三自由度モデルになる。このときの重心位置の状態量を次式のように表す。

$$q_s = [\dot{\theta}_s \quad \theta_s \quad \dot{x}_s \quad x_s \quad \dot{z}_s \quad z_s]^T \quad \dots\dots\dots (5)$$

転倒防止制御器は車体の傾き角度を抑えることにより実現するので、次式の評価関数を最小にする最適制御理論により求めることにする。ただし、 u は制御入力である。

$$J = \int_0^T \{q_s^T Q q_s + u^T R u\} dt \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで、重み係数 Q と R は次のように設定する。

Fig. 3 Diagram of system neural network

$$Q = \begin{bmatrix} 0 & & & & & & & \\ & 1 & & & & & & \\ & & 10^{-10} & & & & & \\ & & & 10^{-10} & & & & \\ & & & & 0 & & & \\ & & & & & 0 & & \\ & & & & & & 0 & \end{bmatrix}, R = 1.96 \times 10^{-11} \quad \dots\dots\dots (7)$$

実際、制動力を発生するアクチュエータ等には出力に制限があるため、いかなる状態の車両でも必ず安全な状態にすることが可能であるとは限らない。そこで、最大の制御力を用いて転倒する寸前の状態をシミュレーションから求める。このときの状態量を用いて、最大の制御力が発生するコントローラを設計するために式(7)の重み係数を決定した。

振動制御コントローラの設計について述べる。振動制御は車両の角速度を抑えることを目的とする。制御系は、転倒防止コントローラと同様に最適制御理論により設計し、そのときの重み係数行列を式(8)に示す。

$$Q = \begin{bmatrix} 1 & & & & & & & \\ & 0 & & & & & & \\ & & 10^{-10} & & & & & \\ & & & 10^{-10} & & & & \\ & & & & 0 & & & \\ & & & & & 0 & & \\ & & & & & & 0 & \end{bmatrix}, R = 1.0 \times 10^{-10} \quad \dots\dots\dots (8)$$

この重み係数は、振動制御系が車両を安定させるための補助的な役割をするため、制御力が極端に大きくなりすぎないように設定する。

図2中のシステムニューラルネットワークは車両の動特性を学習したニューラルネットワークであり、図3のような構造をしており、各ニューロンは双曲線正

Fig. 4 Distributor

接シグモイド関数である。

入力層には x 方向の変位以外が入力され、出力層からはボディの角度、角速度、 x 方向の変位、速度および z 方向の変位のそれぞれの変化分を出力する。また、中間層のユニットの数は 24 とした。

分配器について説明する。分配器は振動制御および転倒防止ともに図 4 のような構造をしている。状態量 $X[k]$ 、人間の操作力による 1 標本化後の状態量の変化分の予想値 $\Delta X_h[k+1]$ およびコントローラから出力された制御力による 1 標本化後の状態量の変化分の予想値 $\Delta X_c[k+1]$ を入力とし、分配率 β_i を出力する。ただし、出力される分配率 β_i は 0 から 1 の値をとるようにする。なお、図 4 中の黒丸、灰丸、白丸はニューロンの関数を表しており、それぞれ対数シグモイド関数、双曲線正接シグモイド関数、線形関数である。状態量の双曲線正接シグモイド関数を用いることで、状態量の値を -1 から 1 に正規化する。状態量の予想値はシステムニューラルネットワークからの出力が -1 から 1 に正規化されているので線形関数を用いる。最終層は、0 から 1 の値を出力するため対数シグモイド関数を用いる。この転倒防止および振動制御分配器からの出力を β_1, β_2 、転倒防止および振動制御制御器からの制御力を u_{c1}, u_{c2} 、人間の操作を u_h とすると制御対象に入力される最終的な制御力 u は、次式のようになる。

$$u = u_{hc2} + \beta_1(u_{c1} - u_{hc2}) \quad (9)$$

$$u_{hc2} = u_h + \beta_2 u_{c2} \quad (10)$$

次にこの分配器の設計方法について説明する。転倒防止分配器は、次式の評価関数を最小にするようなニューラルネットワークを決定する。

$$J_{n1} = \sum_k f_{n1}(\theta[k], \beta_1[k]) \quad (11)$$

$$f_{n1}(\theta[k], \beta_1[k]) = \begin{cases} \beta_1[k] & \theta[k] < \theta_c \\ p_1 & \theta[k] \geq \theta_c \end{cases} \quad (12)$$

$\theta[k]$ はボディの角度、 p_1 はペナルティ (大きな定数を

Fig. 5 Patterns of operator's input

設定)である。式(11)を小さくすることで $\theta[k]$ が一定の角度 θ_c を越えないようになり、転倒が防止できる。さらに、 β_1 を小さく抑えることにより、人間の操作をできるだけ尊重した制御力が得られる。

同様に振動制御分配器の設計に用いる評価関数は次式になる。

$$J_{n2} = \sum_k f_{n2}(\dot{\theta}[k], \beta_2[k]) \quad (13)$$

$$f_{n2}(\dot{\theta}[k], \beta_2[k]) = \begin{cases} \beta_2[k] & \dot{\theta}[k] < \dot{\theta}_c \\ p_2 & \dot{\theta}[k] \geq \dot{\theta}_c \end{cases} \quad (14)$$

式(13)を小さくすることにより、角速度 $\dot{\theta}[k]$ が一定の角速度 $\dot{\theta}_c$ を越えないようになる。

式(11)、(13)の評価関数を最小化する分配器を設計するために遺伝的アルゴリズム⁶⁾を用いる。分配器の中間層の数は 5 であり、すべての重み係数、中間層および出力層のしきい値を決定する。決定すべき重み係数、しきい値を染色体上にコード化し、100 個体準備する。ただし、それぞれの値の上下限値は -1 から 1 である。遺伝操作は一様交差を用い、交差確率は 0.5 とする。また、突然変異の確率は 0.5 とする。各遺伝操作後の次世代の個体数は 100 個体生成することとする。

さらに、評価関数を計算するために図 5 のような操縦者の操作パターンを準備する。Pattern 1, 2 は走行中に停止する操作パターン、Pattern 3, 4 は加速し、その後停止する操作パターンに対応している。この操作パターンを用いて、遺伝的アルゴリズムの各世代において、操作力の大きさおよび操作の時間を乱数により設定した 10 種類の操作パターンを生成し、それに対する評価関数を計算する。

2.3 計算結果 以上の設定により、設計された制御系の計算結果を図 6 に示す。初期速度を 5 m/s で走行している車両に設定した最大の制御力 20 kN を作用させた場合の制御結果である。制御なしではこの条件では転倒する。図 6(a)～(g) はそれぞれ 5 秒

Fig. 6 Simulated results

間の操縦者の入力 [図6(a)], 最終制御力 [図6(b)], 車体角度 [図6(c)], 車体角速度 [図6(d)], 車体の x 方向の変位 [図6(e)], 車体の x 方向の速度 [図6(f)], 分配器からの出力 [図6(g)] を示している。実線は提案した制御器による結果で、点線は非制御の場合の結果である。ただし、制御なしの場合は、制動力を最大の 20 kN を作用させると転倒するので、転倒しない最大の制動力 13.4 kN を作用させた。図6(c), (d)より本制御手法により車体の角度および角速度が十分低減されていることがわかる。制御なしの場合と、停止までの距離を比較するとほぼ同じである。転倒防止制御器の分配器の出力 β_1 は制動力を抑え、転倒しないように出力されている。また、振動制御器は分配器の出力 β_2 は、振動を抑えるために 1 に近い値となる。

Fig. 7 Simulated result

図7は、操縦者が停止状態から加速し、減速する操作をする場合である。図7(a)から図7(e)はそれぞれ5秒間の操縦者の入力 [図7(a)], 最終制御力 [図7(b)], 車体角度 [図7(c)], 車体角速度 [図7(d)], 分配器からの出力 [図7(e)] を示している。図7(a)に示した操縦者の操作は、転倒はしないが、故意に振動を大きくするように設定されている。その結果、図7(e)に示す分配器の出力は、転倒防止分配器の出力 β_1 がほぼ零に近い値を示し、反対に振動制御分配器の出力 β_2 が1を頻繁に示している。図7(a)の操作パターンは、図5のどの操作パターンにも対応していないが、十分な結果が得られている。

さらに、数通りの簡単な加減速の操作パターンに対しても十分な結果を得られた。実際には数多くの操作パターンがあるが、実作業における操作は簡単な加減速操作が組合せてあると考えられる。以上のことより、本研究で示した制御系は人間の操作を評価し、適切な操作がされていない場合には、その操作を補助するような制御力を出力することが確認できた。

3. 実験装置による検証

3.1 実験装置のモデル化 実車両での実験が不

Fig. 8 Experimental equipment

可能であるため、小形の模擬車両による実験を行う。図8にその実験装置の概略図を示す。実験装置は、サーボモータの動力をギヤボックス、タイミングベルトを介して前輪に伝え、それによりレール上を直線的に走行する。車体は四つのばねで支えられている。また、ばねが伸び切らないようにするため、ストッパが前後に入っている。レールの長さは、2 m である。

制御系の信号は、コンピュータ側から入力された信号をDSP内部で計算、D/A変換後にサーボパック、サーボモータへと出力される。サーボパックにより、DSPからの電圧信号に比例するサーボモータからの出力トルクが出力される。車体の状態量のうち、 x 方向への変位は、エンコーダからの出力をカウンタボードを用いてカウントして計測する。また、車体 z 方向への変位は、変位センサにより車体から前輪軸までの相対距離を検出する。さらに、車両の角度は、傾斜角形により検出する。各検出量はDSP内部でA/D変換して、さらに、その差分をとって標本化時間で割ることにより、各速度を計算する。それらすべての変位、速度の状態量を入力として、ニューラルネットワークの演算等をDSP内部で行う。なお、標本化時間を 5×10^{-3} sとする。

この実験装置の各位置を図9に、座標値を表3に、特性値を表4に示す。

まず、駆動系のモデル化を行う。サーボモータから発生するトルクは次式のように指令電圧 e と比例関係をもっており、さらに前輪にかかるトルク T_w は次式のようになる。

$$T_w = i\alpha e \quad \dots\dots\dots (15)$$

ただし、 α は指令電圧と発生トルクの比例定数、 i は歯車の減速比であり、それぞれ 6.37×10^{-2} , 0.9, 29.96である。そこで、この駆動系の運動方程式は次式で与えられる。

Table 3 Nodal point of experimental equipment

Point No.	x [mm]	z [mm]	Point No.	x [mm]	z [mm]
0	0	0	4	0	61
1	0	139	5	274	61
2	274	0	m	137	142
3	274	145	u	25	429

Table 4 Property of experimental equipment

Constant Value	Symbol	
Total Mass	M	32.1 [kg]
Moment of Inertia	I	6.0 [kg m ²]
Maximum Voltage of Motor		4.0 [V]
Stiffness Coefficient of Front Suspension	k_f	9.79×10^3 [N/m]
Stiffness Coefficient of Rear Suspension	k_r	5.42×10^3 [N/m]
Damping Coefficient of Front Suspension	c_f	1.65×10^2 [N s/m]
Damping Coefficient of Rear Suspension	c_r	1.65×10^2 [N s/m]
Diameter of Wheel	R_w	6.1×10^{-2} [m]
Moment of Inertia of Wheel	I_w	3.0×10^{-3} [kg m ²]

Fig. 9 Nodal points on experimental model

$$F_{0x}R_w + T_w = I_w\omega + fri \quad \dots\dots\dots (16)$$

ここで、 F_{0x} は前輪から路面に伝わる力、 R_w は前輪の半径、 I_w は前輪の慣性モーメント、 ω は前輪の回転速度である。また、 fri はサーボモータ、ギヤボックス、およびタイミングベルトで構成された駆動系のギヤのかみ合せなどにより生じる摩擦抵抗を示し、次式のように表す。

$$fri = \begin{cases} r_{1e}\omega + (r_{2e} + r_{3e})\frac{|\omega|}{\omega} & \omega > \omega_c \\ (r_{4e} + r_{3e})\frac{|\omega|}{\omega} & \omega \leq \omega_c \end{cases} \quad \dots\dots\dots (17)$$

r_{1e} , r_{2e} , r_{3e} , r_{4e} は、無負荷時である前輪を浮かせた状態と走行させた状態の実験を行い、サーボモータへの

指令電圧とエンコードからの回転数を複数個計測し、それより各定数を決定した。

次に、車体の運動方程式は前述と同様に導出するが、実験モデルではマストと車体が相対運動を生じず、車輪の慣性を考慮する。

さらに、この運動方程式を線形化し制御系を設計する。転倒防止制御系を設計するための重み行列 R は次式のように設定する。

$$R = 5.0 \times 10^{-4} \dots \dots \dots (18)$$

また、振動制御制御系の重み行列 R は、次式のように与える。

$$R = 1.0 \times 10^{-3} \dots \dots \dots (19)$$

さらに、前述のように分配器を設計する。ただし、分配器の設計には図 10 に示す操作パターンを各世代で不規則に 10 種類準備し、5 秒間の操作に対して行う。ただし、実験装置の駆動系摩擦が大きいので、ブレーキとして進行方向と反対方向の力を作用させる代わりにサーボモータの指令電圧を 0 V にする。また、そのため図 5 に示した操作パターンでは操作パターンの多様性を保つことができないため図 10 のような 6 種類準備した。

3・2 実験結果 設計された制御系を実験装置に実装し、実験した結果を示す。ただし、実験装置は駆動系の摩擦が非常に強いので、制動するためのブレーキ力はサーボモータへの指令電圧を 0 V にすることと等価と考える。

Fig. 10 Patterns of operator's input

Fig. 11 Experimental result

図 11 は制御系が介入しない場合は、転倒する操作例である。図 11(a) は人間の操作力、図 11(b) は車体の角度である。サーボモータに 4 V の指令電圧を 1 秒間与え加速し、そのあと電圧を 0 V とすると、1.8 秒付近で転倒している。それ以降の値は転倒したため信頼できる値ではない。

そこで、設計された制御系を用いて実験した結果を図 12 に示す。図 12(a) から (f) までは、それぞれ分配器の出力 [図 12(a)], 最終制御力 [図 12(b)], 車体角度 [図 12(c)], 車体角速度 [図 12(d)], 車体の x 方向の変位 [図 12(e)], 車体の x 方向の速度 [図 12(f)] を示している。図 12(b) ~ (f) の実線が提案した制御系の実験結果である。これは、操縦者の指令として図 11 同様に、1 秒間サーボモータに 4 V を入力、加速し、その後指令電圧を 0 V としてブレーキを作動させている。すでに、図 11 に示したように制御なしでは転倒していたが、提案した制御系を加えることにより転倒していないことがわかる。さらに、図 12(b) ~ (f) の点線で示した制御入力として人間の操作に転倒防止制御器からの出力を足し合せた場合の結果では、転倒はしていないが人間の操作を大きく変更していることがわかる。

Fig. 12 Experimental result

Fig. 13 Experimental result

また、図13の操縦者の操作は、徐々に加速し、急激ではないがブレーキを作用させることに対応している。図13(a)～(d)は、それぞれ操縦者の入力[図13(a)]、最終制御出力[図13(b)]、車体の角度[図13(c)]、車体の角速度[図13(d)]である。図13(b)～(d)の実線は提案した制御系の実験結果、点線は制御力として人間の操作力に転倒防止制御器からの出力を足し合せた場合の実験結果である。この図からは提案する制御系の方が車体の角度および角速度が抑えられ、さらに制動距離も短くなっていることがわかる。そのほか数とおりの簡単な操作パターンに対しても十分な実験結果が得られた。実際の作業においては、操縦者の操作は簡単な操作の組合せと考えられるので、十分な制御性能が得られると考えられる。以上のことより、本制御手法の有効性と実用性が示された。

4. 結 言

(1) ニューラルネットワークによる人間・機械系の知的安定操縦制御手法を提案した。本手法で提案した制御系は、最適レギュレータ理論により設計された

転倒防止コントローラ、振動制御コントローラ、システムニューラルネットワーク、ニューラルネットワークを用いた分配器の四つの要素から構成されている。この制御系は、人間の操作入力と転倒防止および振動制御コントローラからの制御力の適切な分配率を、1標本化時間後の状態量の情報と現在の状態量により判断する分配器により決定する構造になっている。これにより、人間が過った操作を行った場合、コントローラからの出力が優先させることにより、転倒防止および振動制御が可能である。また、提案した分配器の設計の際、設定した評価関数は不連続な関数であり微分が不可能であるため、遺伝的アルゴリズムを用いることにより分配器であるニューラルネットワークの決定を可能にした。さらに、遺伝的アルゴリズムにより、さまざまな人間の操作に対して対応可能な分配器を設計することが可能になった。

(2) 本研究で提案した制御手法を、二次元の産業車両モデルに適用した。シミュレーションにより、人間の操作指令と制御器からの制御指令の分配率を適切に決定でき、安定・安全である知的制御系の設計が可能であることが確認できた。また、産業車両を模擬した実験装置に適用し、実験した結果、同様な制御結果が得られ、有効であり、実用的であることがわかった。

最後に本研究を行う上で、ご協力いただいたオンワスイット・ピチャイ氏(当時、東京工業大学大学院生)、高宮寛之氏(当時、東京工業大学4年生)に深く感謝を表す。

文 献

- (1) Fu, K. S., *IEEE Trans. Autom. Control*, **16**-1(1971), 70-72.
- (2) Saridis, G. N., *IEEE Trans. Autom. Control*, **28**-5(1983), 311-321.
- (3) 福田敏男・柴田宗徳, 機論, **59**-564, C(1993), 2282-2289.
- (4) 吉田和夫・木通秀樹, 機講論, No. 940-10(I)(1994-3), 51-53.
- (5) 吉田和夫, 機講論, No. 96-15(1996-12), 25-34.
- (6) 北野宏明編, 遺伝的アルゴリズム, (1993), 3-41, 産業図書.