油圧系のモデル化誤差を考慮した自動変速機における 回転数の2自由度制御の研究[†]

真 田 一 志*, 北 川 能*

A Study on Two Degree of Freedom Control of Rotating Speed in an Automatic Transmission Considering Modeling Error of a Hydraulic System

Kazushi SANADA* and Ato KITAGAWA*

A proportional solenoid valve is applied to an automatic transmission to control shift operation. Its control system must be designed as a robust control system considering modeling error caused by a change in characteristics of the valve. In this study, a brake mechanism of an automatic transmission is considered as a plant. Two degree of freedom control of its rotating speed is studied in which modeling error due to a change in characteristics of a proportional solenoid valve is taken into account. A feedback controller is designed based on μ synthesis in which a change in characteristics of the valve and variations of a frictional coefficient are considered as uncertainty of a nominal model. Introducing a feed-forward controller, a two degree of freedom control system is constructed. The control system is examined through experiment using a commercial proportional solenoid valve. Shift operation is precisely controlled by the control system under those fluctuating factors.

Key Words: oil-hydraulic system, two degree of freedom control, robust control, μ synthesis, automatic transmission

1. 緒 言

乗用車用自動変速機は、エンジンで発生した回転動力を、アクセルペダルの操作と走行条件によって自動的に変速し、駆動輪に伝達する装置である。その変速は、組み込まれた遊星歯車列の特定のギヤあるいはキャリアを締結、開放して適正なギヤ比を選択することにより実現される。遊星歯車の締結や開放、固定は、クラッチやブレーキにより行われる。クラッチやブレーキの操作が適切に行われないと、駆動軸トルクが変動し、いわゆる変速ショックが発生して、運転者に不快感を与える。この変速ショックを軽減するために、エンジントルク制御と変速機入力軸の回転数制御が行われている¹⁾。

クラッチやブレーキの操作には油圧力が利用され、近

年その油圧力を比例電磁弁²⁾により制御するシステムが検討されている。一例として、最適制御理論を適用して回転数制御系を設計する例が報告されている³⁾。しかし、摩擦材の摩擦係数の違いや比例電磁弁の特性変動が顕著であり、これらの特性変動をより積極的に設計の初期段階から考慮したロバストな制御系の研究が必要とされている。油空圧システムのロバスト制御の研究は近年盛んに行われている。パラメータの推定と規範モデルへの追従を目的としたモデル規範形適応制御理論の研究^{4),5)}や、適応極配置理論の応用⁶⁾、フィードバック特性と目標値特性を独立に設計する2自由度制御系の研究⁷⁾、外乱の推定を行う外乱オブザーバの研究^{8),9)}、2自由度制御と適応制御のロバスト性の比較研究¹⁰⁾、耐震試験装置¹¹⁾や閉ループ圧力制御系^{12),13)}、電気油圧サーボ機構¹⁴⁾に H_∞ 制御理論を適用する研究などが例として挙げられる。

一方、回転数制御においては指定された変速時間を実現するために、目標回転数に対する目標値特性が重要となる。この目標値特性の改善のためにはフィードフォワードコントローラを導入し、フィードバックコント

[†] 第34回計測自動制御学会学術講演会で発表(1995・7)

* 東京工業大学 東京都目黒区大岡山 2-12-1

* Tokyo Institute of Technology, Meguro-ku, Tokyo
(Received May 1, 1995)

(Revised July 18, 1995)

ローラとあわせた2自由度制御系^{15)~17)}として設計することが適していると考えられる。

本研究では、自動変速機の構成部品の一つであるブレーキ機構を対象として、主に比例電磁弁の特性変動を考慮したロバスト制御について検討した。ブレーキは遊星歯車列の一部のギヤあるいはキャリアを拘束するために用いられる。はじめに、ブレーキの回転数制御系の概略について述べ、実車に使用されている比例電磁弁の特性変動について検討する。つぎに、2自由度制御系について検討する。フィードバックコントローラの設計では、回転数制御に顕著な影響を及ぼす特性変動をノミナルモデルの不確かさとして扱い、これらの不確かさを構造化して扱う μ シンセシスを適用する。 μ シンセシスを適用することにより、特性変動を制御系設計の初期段階から積極的に考慮することができ、より先鋭なコントローラが設計できると期待される。また、規範モデルを設定し、フィードフォワードコントローラを用いて目標値特性の改善を試みる。さらに、実車に使用されている比例電磁弁を用いた実験装置を製作し、実験により本2自由度制御系の有効性を検討する。

主な記号

- A: ブレーキピストン受圧面積
- a : 比例電磁弁のパラメータ
- C_d : 粘性抵抗係数
- C_2 : フィードバックコントローラ
- F : ブレーキプレート反力
- G_m : 規範モデル
- G_0 : ノミナルモデル
- I : 慣性モーメント
- $K = G_0^{-1} G_m$
- K_{rv} : 比例電磁弁の定常ゲイン
- L : 比例電磁弁のむだ時間
- N : ブレーキプレート枚数
- p : ブレーキ油圧
- R : ブレーキ有効半径
- r : 目標回転数
- s : ラプラス変数
- T_c : 制動トルク
- T_{in} : 外乱トルク
- t : 時間
- u : 制御入力
- W : 重み関数
- Δ : 不確かさ
- Δ_m : 乗法的な不確かさ
- μ : 摩擦係数

ω : 回転数

2. 制御対象

2.1 ブレーキ機構と実験装置

本研究で検討するブレーキの回転数制御系を Fig. 1 に示す。比例電磁弁によってブレーキ油圧 p を直接制御する構成とする。ブレーキプレートはディスクにピストンで押し付けられ、制動トルク T_c が発生する。回転数 ω を検出して、目標回転数 r に一致するようにコントローラが制御演算を行う。制御入力 u は比例電磁弁の PWM 駆動回路への入力電圧である。回転部の運動方程式は (1) 式で表わされる。

$$I \frac{d\omega}{dt} + C_d \omega = T_{in} - T_c \quad (1)$$

ここで T_{in} は外乱トルクである。ブレーキの制動トルク T_c はブレーキ油圧 p により発生し、(2) 式で表わされる。

$$T_c = \mu R N (A p - F) \quad (2)$$

ここで、 μ は摩擦材の摩擦係数である。 F は、ブレーキシリンダのスプリングに起因する反力で、制動トルクの発生には寄与しない無効な力である。目標回転数 r は、初期回転数から一定減速度で減速し、あらかじめ指定された変速時間で零になるものとする。

実験装置ではブレーキ油圧 p を制御する弁として、実車に使用されている比例電磁弁²⁾を用いた。比例電磁弁は PWM 駆動により用いる。コントローラは DSP に実装した。回転部の運動は DSP 内でシミュレートした。すなわち、ブレーキ油圧 p を圧力センサで検出して DSP に取り込み、プログラムによって (1) 式と (2) 式をシミュレーションした。回転部の運動をシミュレートすることにより、摩擦係数をプログラムで与えることができ、摩擦係数の違いが制御特性に与える影響を詳細に検討することができる。供給圧力は 0.6 MPa とした。実験装置

Fig. 1 Control system of rotating speed of a brake mechanism with a proportional solenoid valve

Table 1 Parameter values

A	0.01	m^2
a	16.5	rad/s
C_d	0.05	$\text{Nm}/(\text{rad/s})$
F	620	N
I	0.3	Nm^2
K_{rv}	0.1	MPa/V
L	0.0151	s
N	3	—
R	0.13	m
μ	0.13	—

Fig. 2 Step responses of a proportional solenoid valve

の諸元を Table 1 に示す。

2.2 比例電磁弁のステップ応答

比例電磁弁のステップ応答の測定結果を Fig. 2 に示す。入力信号は、図中の時刻 1s において立ち上がり、6s で立ち下がるように与えた。さまざまな平均圧力に対してステップ応答を測定した。立ち上がりについてみると、平均圧力が高いほど応答が速くなっている。一方、立ち下がりの応答には、立ち上がりほどの差異は見られない。これは、比例電磁弁のポート間の流路抵抗の差異によるものと推察される。また、図中の拡大図に示すように、ステップ応答を詳細にみるとむだ時間が存在する。

これらのステップ応答を、(3)式で表わされるように、1 次遅れ要素とむだ時間要素で近似した。ここで、 P と U は p と u のラプラス変換である。

$$\frac{P(s)}{U(s)} = \frac{K_{rv}a}{s+a} e^{-Ls} \quad (3)$$

それぞれのステップ応答について、パラメータ a と L の同定を行った。なお、ステップ応答の測定はサンプリング時間 1ms で行い、最小二乗法を利用してパラメータを同定した。同定されたパラメータ a と L の範囲を $\bar{a}$ と $\bar{L}$ として Table 2 に示す。 $\bar{a}$ と $\bar{L}$ は変動を考慮するパラメータであることを表わしている。

Table 2 Bounds of parameter changes

	min	max
$\bar{a}$ (rad/s)	3.0	30.0
$\bar{L}$ (s)	0.002	0.030
$\bar{\mu}$	0.10	0.16

2.3 制御対象のモデル

2.2 節で述べたように比例電磁弁のステップ応答を 1 次遅れ要素とむだ時間要素で近似すれば、制御入力 u から回転数 ω までの伝達関数 G は(4)式で表わされる。ここで、 Ω と U は、 ω と u のラプラス変換である。

$$G(s) = \frac{\Omega(s)}{U(s)} = -\frac{\bar{\mu}RNA}{Is + C_d} \frac{K_{rv}\bar{a}}{s + \bar{a}} e^{-\bar{L}s} \quad (4)$$

$\bar{a}$ と $\bar{L}$ の変動範囲は、2.2 節で検討したようにステップ応答の同定結果から得られた。ところで、比例電磁弁の定常ゲイン K_{rv} は、油温による作動油粘度の変化、製品間のばらつき、油温によるクリアランスの変化、負荷流量の変化などによって変動することが知られている。したがって、 K_{rv} の変動も考慮しなければならない。(4)式からわかるように、モデル G のゲインはゲイン K_{rv} と摩擦係数 $\bar{\mu}$ の積に比例する。そこで、ゲイン K_{rv} にはノミナル値を用い、ゲイン K_{rv} の変動を等価的に摩擦係数 $\bar{\mu}$ の変動に含めて扱い、コントローラを設計することにした。文献^{2),18)}を参考に、摩擦係数 $\bar{\mu}$ の変動幅を Table 2 に示すように設定した。

従来の最適制御理論を適用した例³⁾では、まずパラメータのノミナル値を仮定し、むだ時間を省略して離散時間領域における状態方程式を求める。つぎに、むだ時間に対応する個数だけ状態変数を追加し、等価的にむだ時間をモデル化する。そして、最適サーボ系を構成してフィードバックゲインを設計する。この設計法は回転数制御の利点を明らかにした優れた設計法であるといえるが、比例電磁弁の特性変動や摩擦係数の違いに対するロバスト性をシミュレーションや実機での試験によって確認しながら、評価関数の重みを繰り返し調整する必要がある。これに対して、 H_∞ 制御理論や μ シンセシスではノミナルモデルの不確かさを初期の段階から考慮した設計が行えるため、本制御対象のように特性変動が顕著な場合に特に有効であると考えられる。さらに、本制御対象の場合には、摩擦係数の違いや比例電磁弁の特性変動などの不確かさが分散して存在するため、これらの不確かさを構造化して考慮する μ シンセシスによってより先鋭なコントローラが設計できると期待できる。

3. 2自由度制御系

3.1 2自由度制御系の構成

2自由度制御系¹⁵⁾のブロック線図をFig. 3に示す。図中の K は規範モデル G_m と制御対象のノミナルモデル G_0 を用いて(5)式で表わされる。

$$K = G_0^{-1} G_m \in RH_\infty \quad (5)$$

フィードバックコントローラ C_2 は制御対象の安定化補償器であり、制御対象の特性変動に対するロバスト安定条件を考慮して設計する必要がある。

3.2 ノミナルモデル

回転部の運動方程式と比例電磁弁の1次遅れ要素を考慮し、むだ時間要素を省略したモデルをノミナルモデル G_0 とする。ノミナルモデル G_0 は(6)式で表わされる。ノミナルモデルのパラメータはTable 1に示した値を用いる。省略したむだ時間要素はノミナルモデル G_0 の乗法的な不確かさとして考慮する。

$$G_0(s) = \frac{Q(s)}{U(s)} = -\frac{\mu R N A K_{r0} a}{I s + C_d s + a} \quad (6)$$

3.3 フィードフォワードコントローラの設計

目標回転数 r は、初期回転数からあらかじめ指定された変速時間をかけて減速し、回転数0になるランプ信号として与えられる。初期回転数は200 rad/sとし、変速時間は0.5 sから1.5 sの間であらかじめ指定されるものとする。規範モデル G_m は、ノミナルモデルの分子多項式と分母多項式の次数差を考慮し、ランプ信号である目標回転数 r に定常偏差なく追従するように設計する。

ノミナルモデル G_0 の次数差は2である。(5)式より、規範モデル G_m の次数差は2以上でなければならない。

Fig. 3 Block diagram of a two degree of freedom control system

さらに、ランプ信号に対して規範モデルの回転数 ω_m が定常偏差なく追従する規範モデル G_m の一例として、(7)式を用いる。ここでは、 Ω_m と R は ω_m と r のラプラス変換である。

$$G_m(s) = \frac{\Omega_m(s)}{R(s)} = \frac{c_m^2(1+\alpha)s + \alpha c_m^3}{(s^2 + c_m s + c_m^2)(s + \alpha c_m)} \quad (7)$$

最も短い変速時間0.5 sの場合にも、規範モデル G_m の出力信号 ω_m が目標回転数 r に定常偏差なく追従するように、規範モデル G_m のパラメータを以下のように定めた。

$$\begin{cases} c_m = 12 \text{ rad/s} \\ \alpha = 10 \end{cases} \quad (8)$$

規範モデル G_m のパラメータ c_m と α は、規範モデルの回転数 ω_m の目標回転数 r に対する変速時間内での追従性に優れ、なおかつ変速ショックの低減化の観点から実験結果のブレーキ油圧に過度なオーバーシュートが生じないようにくり返し調整し、(8)式のように定めた。

ノミナルモデル G_0 と規範モデル G_m を組み合わせることにより、 K は(5)式にしたがって構成される。

3.4 フィードバックコントローラの設計

ブレーキ系では、比例電磁弁の特性変動と摩擦係数の違いが顕著である。これらの特性変動を考慮するため、不確かさを構造化して扱う μ シンセシスを適用してフィードバックコントローラ C_2 を設計する。

パラメータ $\tilde{a}$ と摩擦係数 $\tilde{\mu}$ のノミナル値を仮定し、むだ時間要素 e^{-Ls} を省略することにより、ノミナルモデル G_0 を式(6)のように定めた。そこで、パラメータ a の変動と摩擦係数 μ の変動をノミナルモデル G_0 のパラメータ変動として構造化し、むだ時間要素 e^{-Ls} の省略に伴うモデル化誤差はノミナルモデル G_0 の乗法的な不確かさとして考慮する。不確かさの構造化は、ノミナルモデル G_0 をブロック線図で表示することにより容易に理解できる。一般化プラントのブロック線図をFig. 4に示す。図中の一点鎖線で囲まれた部分がノミナルモデル G_0 に対応する。パラメータ a と摩擦係数 μ の変動を考慮するため、不確かさブロック Δ_a と Δ_μ を導入した。ブロック W_a と W_μ は、パラメータ変動の幅を表わし、(9)式で与えられる。

Fig. 4 Augmented plant

$$\begin{cases} W_a = (\bar{a}_{\max} - \bar{a}_{\min})/2 \\ W_\mu = (\bar{\mu}_{\max} - \bar{\mu}_{\min})/2 \end{cases} \quad (9)$$

Table 1 に示したノミナルモデル G_0 のパラメータ a と μ の値は, Table 2 に示した変動範囲の中央値である.

モデル G とノミナルモデル G_0 の周波数応答を Fig. 5 に示す. モデル G のパラメータ $\bar{a}$ と $\bar{\mu}$ の値は, Table 1 に示したノミナル値を用いた. むだ時間 $\bar{L}$ の値として Table 2 に示した変動範囲の最大値と最小値を用いた. むだ時間要素 $e^{-\bar{L}s}$ の有無のみの差であり, G と G_0 のゲインは等しく, 位相にのみ差異が生じている.

ノミナルモデル G_0 の乗法的な不確かさ Δ_m を(10)式で算出する.

$$\Delta_m(s) \equiv \frac{G(s) - G_0(s)}{G_0(s)} \quad (10)$$

乗法的な不確かさ Δ_m の大きさを Fig. 6 に示す. 乗法的な不確かさ Δ_m に対するロバスト安定条件を考慮するために, 重み関数 W_T は乗法的な不確かさの最大特異値 $\sigma\{\Delta_m\}$ をもとに(11)式にしたがって設定する.

$$\sigma\{\Delta_m(j\omega)\} < |W_T(j\omega)| : \forall \omega \geq 0 \quad (11)$$

一例として, Fig. 6 に実線で示すような(12)式で表わされる重み関数 W_T を設定した.

$$W_T = 7.5 \times \frac{s+2}{s+50} \quad (12)$$

ランプ状の目標回転数に追従するために, コントローラを2形にする. コントローラを2形にするために, Fig. 4 に示すように, 二つの積分器を一般化プラントに組み込む. それらの状態量を評価するために重み W_1, W_2 と不確かさ Δ_1, Δ_2 を導入する.

μ シンセシスの設計仕様は次式で表わされる.

$$\|T_0 W_T\|_\infty < 1 \quad (13)$$

$$\|S_0 W_s/\gamma\|_\infty < 1 \quad (14)$$

$$\|S W_s/\gamma\|_\infty < 1 \quad (15)$$

γ は, H_∞ 制御問題をイタレーションにより解く際に

用いるパラメータである.

T_0 はノミナル相補感度関数であり, S_0 はノミナル感度関数, S は変動後の感度関数である. (13)式はロバスト安定条件を表わし, (14)式はノミナル感度低減化問題を, (15)式は変動後の感度低減化問題を表わしている.

Fig. 4 において, ノミナルモデル G_0 と重み関数からなる破線で囲まれたシステムを M とし, 不確かさブロックを Δ とすると, 設計仕様((13)式~(15)式)は M の構造化特異値 $\mu_d(M)$ に関する(16)式の条件と等価である.

$$\mu_d(M) < 1 \quad (16)$$

Fig. 4 に示した一般化プラントの場合, 不確かさブロック Δ は次式で表わされる.

$$\Delta = \text{diag}\{\Delta_r, \Delta_s, \Delta_a, \Delta_\mu, \Delta_1, \Delta_2\} \quad (17)$$

ほかの重み関数を次式のように設定し, Matlab μ -tools を用いて, コントローラを求めた.

$$W_s = \frac{0.1}{s+1} \quad (18)$$

$$W_1 = W_2 = 1.0 \quad (19)$$

DK イタレーションによって Fig. 4 中のブロック C が求められる. 二つの積分器を含むブロック $(s+1)^2/s^2$ は, 2形とするためにコントローラ C_2 が含むべきものを分離して表示したものである. したがって, ブロック C に $(s+1)^2/s^2$ を乗じたものがフィードバックコントローラ C_2 である.

$$C_2 = C \times \frac{(s+1)^2}{s^2} \quad (20)$$

フィードバックコントローラ C_2 の周波数応答を Fig. 7 に示す. 約 1 rad/s 以下の低周波数帯域においてゲインは傾き -40 dB/dec の右下がり特性を示しており, 2形にするために導入した二つの積分器の特性が現れている. 約 10 rad/s 以上の周波数帯域ではゲインが右上がり特性を示し, 微分特性が現れている. コントローラ C_2 の次数は DK イタレーションに依存するが, 本研究では 30 次のコントローラ C_2 が得られた. DSP への実装に際しては, 次数を 9 次に低次元化し, サンプル時間 0.2 ms として δ 変換法により離散化した.

Fig. 5 Frequency responses of a nominal model G_0 and a model G

Fig. 6 Multiplicative uncertainty

Fig. 7 Frequency responses of a feedback controller C_2

Fig. 8 An example of experimental results of two degree of freedom control

4. 実験結果と考察

4.1 回転数制御の実験結果

実験結果の一例を Fig. 8 に示す。初期回転数を 200 rad/s とし、変速時間を 0.5 s として実験を行った。外乱トルク T_m は 0 とした。上図には回転数を示し、下図には圧力を示す。上図中の破線は目標回転数 r であり、一点鎖線は規範モデル回転数 ω_m であり、実線は回転数 ω である。時刻 0 の時点から変速が開始される。ブレーキ油圧 p が増加し、回転数 ω が減少して、回転数 ω が 0 になった時点で変速が終了する。変速が終了した後は、ブレーキ板を密着させるために圧力を増加させる。規範モデル回転数 ω_m が目標回転数 r に追従しており、規範モデル G_m の設定 ((8) 式) の妥当性が確かめられる。

制御の目的は、回転数 ω を規範モデル ω_m に追従させることにより、指定された変速時間で回転数 ω を 0 にすることである。実験結果では、回転数 ω が規範モデル回

Fig. 9 An experimental result along with a feedback controller C_2 Fig. 10 Experimental results for a frictional coefficient $\mu=0.10$ and 0.16

転数 ω_m に追従し、指定された変速時間 (0.5 s) で変速が終了している。変速時間を 0.5 s から 1.5 s の間のさまざまな時間に指定して実験を行った結果、いずれの場合も Fig. 8 に示すように高い精度で変速制御が実現された。

4.2 フィードフォワードコントローラの効果

フィードフォワードコントローラである K と G_m を取り外し、フィードバックコントローラ C_2 だけを用いて構成した閉ループ系で回転数制御の実験を行った。

実験結果を Fig. 9 に示す。変速時間は 0.5 s と指定した。目標回転数 r に応じて回転数 ω が減少するが、変速が終了するのは時刻 0.62 s であり、指定した変速時間 (0.5 s) より長くなった。フィードバックコントローラ C_2 は特性変動に対するロバスト安定条件を重視して設計されており、これだけでは目標値特性が満たされなかった。目標値特性を実現するためにはフィードフォワードコントローラを併用した 2 自由度制御系が有効であることがわかる。

4.3 摩擦係数の違いの影響

摩擦係数 μ を 0.10 あるいは 0.16 とした場合の実験結果を Fig. 10 に示す。変速時間は 1.0 s とした。制動トルク T_c は摩擦係数 μ に比例する。摩擦係数 μ が 0.10 の場合には、制動トルク T_c は摩擦係数 μ がノミナル値 (0.13) の場合の 77% ($=0.10/0.13$) に減少したことになる。回転数制御を行わずにノミナル値に対応した一定の制動トルクを与える場合の変速時間の概算値は約 1.3 s ($=0.13/0.10 \times 1$ s) である。回転数制御の効果により、変速時間は約 1.02 s となり、目標の変速時間 1 s との誤差

Fig. 11 An experimental result with disturbance torque $T_{in}=20t$

が大幅に減少している。一方、摩擦係数が0.16の場合にノミナル値に対応する一定トルクを与えた場合の変速時間の概算値は約0.81s($=0.13/0.16 \times 1$ s)である。回転数制御を行った場合には、変速時間は約0.98sとなり、誤差が大幅に減少している。

ブレーキやクラッチなどの摩擦結合要素の摩擦係数は、摩擦材の材質、すべり速度、温度、潤滑油などさまざまな要因によって複雑に変化することが知られている¹⁸⁾。本研究では、摩擦係数は変速中は変化せず一定値をとるものと仮定し、ただしその値はノミナル値からずれることがあるものとして検討した。したがって、摩擦係数の変動に対するロバスト性については、実際の自動変速機を用いてより詳細に検討する必要があると考える。しかし、その場合にも、本研究で示した摩擦係数の変動をノミナルモデルのパラメータ変動として構造化して扱う μ シンセシスによる設計法が適用できると考えられる。

4.4 外乱トルクの影響の抑制

外乱トルク T_{in} が存在する場合の実験結果を Fig. 11 に示す。外乱トルク T_{in} は $T_{in}=20t$ にしたがってランプ状に増加するものと仮定した。これは、時刻1sで制動トルク(約60 Nm)の約1/3に達する大きさである。外乱トルクの無い場合の制動トルクを、外乱トルクが存在する場合にブレーキに加えたときの変速時間の概算値は約1.27sである。Fig. 11に示すように、回転数制御を行った場合の変速時間の実験結果は約1.03sであり、外乱トルクの影響が抑制されていることがわかる。

5. 結 言

本研究では、自動変速機の構成部品であるブレーキ機構の回転数制御系を2自由度制御系として構成し、フィードバック特性と目標値特性の両者を考慮した設計手法について検討した。

ブレーキ系においては比例電磁弁の動特性の変動と摩擦材の摩擦係数の違いが顕著であり、フィードバックコントローラはその特性変動に対するロバスト安定条件を考慮して設計する必要がある。本研究では、 μ シンセシ

スによる設計を試みた。

まず、比例電磁弁のステップ応答を測定し、平均圧力によりパラメータが変化することを示した。摩擦係数と比例電磁弁のパラメータの変動をノミナルモデルのパラメータ変動として構造化し、むだ時間要素の省略に伴うモデル化誤差をノミナルモデルの乗法的不確かさで考慮した。ランプ信号に対する定常偏差を零にする2形のコントローラが得られるように一般化プラントを構成し、 μ シンセシスを適用してフィードバックコントローラを設計した。

一方、目標値特性の改善を目的として、フィードフォワードコントローラを用いた。回転部の運動方程式と比例電磁弁動特性を考慮したノミナルモデルと、目標回転数に定常偏差なく追従する規範モデルをもとにフィードフォワードコントローラを設計した。

実車に使われている比例電磁弁を用いて実験装置を製作し、回転数制御の実験を行った。フィードバックコントローラのみでは目標値特性は十分ではないが、フィードフォワードコントローラを併用した2自由度制御系とすることにより目標値特性が改善されることを示した。比例電磁弁の特性変動や摩擦係数の違い、外乱トルクが存在しても、指定された変速制御を高い精度で実現できることを示した。

本研究を進めるにあたり、比例電磁弁をご提供いただいたトヨタ自動車(株)久保政徳氏、ならびに鈴木勝也氏に感謝の意を表します。

参 考 文 献

- 1) 高田 充：パワートレイン総合電子制御の動向、自動車技術、46-10, 50/57(1992)
- 2) 鈴木、大庭、大坪：比例3ポート減圧弁回路、油圧と空気圧、24-2, 206/210(1993)
- 3) Y. Hojo, K. Iwatsuki, H. Oba and K. Ishikawa: Toyota Five-Speed Automatic Transmission with Application of Modern Control Theory, SAE Paper 920610(1992)
- 4) 山橋、高橋、池尾： δ 演算子を用いたモデル規範形適応制御理論の電気油圧サーボシステムへの応用、油圧と空気圧、22-2, 184/190(1991)
- 5) 妹尾、田中、清水、柴田：空気圧サーボ系の δ -演算子を用いた直接法MRACS、計測自動制御学会第9回流体制御シンポジウム講演論文集、63/68(1994)
- 6) 田中、清水、坂田：外乱を伴う空気圧サーボ系の適応極配置制御、計測自動制御学会論文集、30-9, 1069/1076(1994)
- 7) 望月、松井：2自由度デジタル油圧サーボコントローラの設計、日本機械学会論文集(C編)、58-548, 1086/1091(1992)
- 8) 則次、高岩：外乱オブザーバを用いた空気圧位置決め制御系の設計、計測自動制御学会論文集、31-1, 82/88(1995)
- 9) 横田、森本、虎谷：配電工用油圧マニピュレータの高精度ロバスト制御、油圧と空気圧、25-1, 113/117(1994)
- 10) 中野、松本：電気・油圧サーボ系のロバスト化の比較検討、平成6年秋季油圧空気圧講演会講演論文集、141/144(1994)
- 11) 前川、安田、山下： H_∞ 制御の3次元振動台への応用、計測

自動制御学会論文集, 29-9, 1094/1103(1993)

- 12) K. Sanada and A. Kitagawa: A Finite Element Model of Pipeline Dynamics, Proceedings of the 33rd SICE Annual Conference International Session, 837/842(1994)
- 13) 古川, 真田, 北川: 管路を含む閉ループ圧力制御系のロバスト制御, 計測自動制御学会第9回流体制御シンポジウム講演論文集, 105/110(1994)
- 14) 無敵, 真田, 北川: 電気油圧サーボ機構のロバスト制御, 日本機学会山梨地方講演会講演論文集, 144/145(1994)
- 15) 前田, 杉江: アドバンスド制御のためのシステム制御理論, 朝倉書店, 74/92(1990)
- 16) 松本, 鈴木, S. Sangwongwanich, 大熊: 2自由度制御系の内部構造と補償器のフリーパラメータの一設計法, 電気学会論文集 D, 113-6, 768/777(1993)
- 17) 杉江, 田内: 磁気浮上系の H_2/H_∞ 準最適制御, 計測自動制御学会論文集, 30-10, 1202/1208(1994)
- 18) 社団法人自動車技術会次世代トライボロジー特設委員会編: 自動車のトライボロジー, 養賢堂, p. 153(1994)

[著者紹介]

真田 一志 (正会員)

1986年, 東京工業大学大学院理工学研究科修士課程制御工学修了。同年同大学制御工学科助手。流体システムの制御の研究に従事。日本機械学会, 日本油圧学会などの会員。

北川 能 (正会員)

1978年, 東京工業大学大学院理工学研究科博士課程制御工学専攻修了。東京都立工業高等専門学校を経て, 82年東京工業大学工学部制御工学科(現在, 制御システム工学科)助手, 84年同大学助教授, 92年同大学教授, 現在に至る。油空圧システムを中心とした流体システム, 制御理論応用, シミュレーション技術に関する研究に従事。