

安定性と応答性を両立させた CVT 発進クラッチの油圧制御技術

Hydraulic Control Technologies with Robust Stability and Performance for CVT Start Clutch

岡 本 雅 之*

Masayuki OKAMOTO

寺 山 哲*

Satoshi TERAYAMA

森 本 茂*

Shigeru MORIMOTO

要 旨

ホンダマルチマチック S は、発進機構として油圧制御湿式多板クラッチ(発進クラッチ)を採用した軽量コンパクトな CVT である。この発進クラッチの油圧制御はトルクコンバータの特性が規範となっているが、実油圧の監視はしていない。そのため、油圧回路の温度変化や経年劣化、あるいは構成部品の加工ばらつきなどによる油圧特性の変化に対し発進特性が影響を受けてしまうという課題がある。そこで本研究では、特に温度変化に対してロバストな発進クラッチ制御を実現するため、電子制御による油圧サーボ系を構成した。コントローラ構造は 2 自由度制御系とし、フィードバック部には μ 設計法を用いて特性変動を積極的に考慮した。

その結果特に低温下での応答性が向上し、また常温、低温でほぼ同等の立ち上がり時間、オーバーシュート率を実現した。

ABSTRACT

Honda Multi Matic S is a lightweight compact CVT with a hydraulically controlled wet multiple plate clutch (start clutch) used for starting. The start clutch is controlled with the torque converter as a reference, but the actual pressure is not sensed. This results in an issue in which the start characteristics are affected by temperature changes, age deterioration of the hydraulic circuit, and changes in hydraulic pressure characteristics due to process dispersion of components. Accordingly, in this research, a hydraulic servo system was configured in order to realize robust start clutch control with respect to temperature changes in particular. The controllers were composed of a two degree of freedom control system. In the design of the feedback controller, μ -synthesis was used, and variations in characteristics were actively taken into consideration.

As a result, the performance was enhanced, particularly at low temperatures, and a roughly equivalent rise time and overshoot rate were achieved at both ambient and low temperatures.

1. まえがき

Honda 独自の軽量コンパクトな CVT であるホンダマルチマチック S⁽¹⁾は、各構成部品の改良をおこない高効率化と低コスト化を実現したシステムである。CVT の発進機構としてはトルクコンバータや電磁クラッチなどもあるが、ホンダマルチマチック S では油圧制御湿式多板クラッチ(発進クラッチ)を使用している。さらに発進クラッチをプーリの下流に配置し(Fig. 1)、車軸に近いところでトルク制御をおこなえるため自在な発進特性を実現できる。

発進クラッチシステムは、電子制御ユニット(ECU)、電磁比例制御弁(LSOL)、油圧回路、湿式多板クラッチで構成される。まず ECU がトルクコンバータを規範とする発進

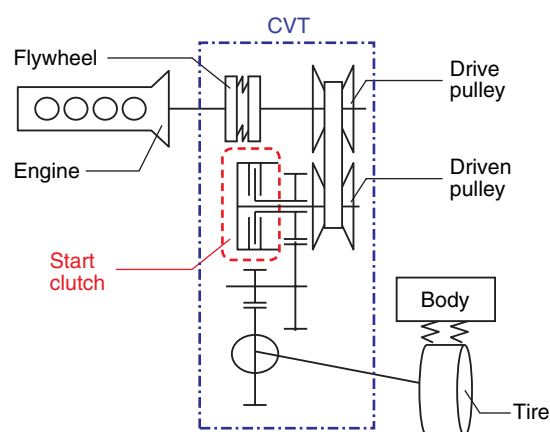


Fig. 1 Layout of start clutch

*四輪開発センター

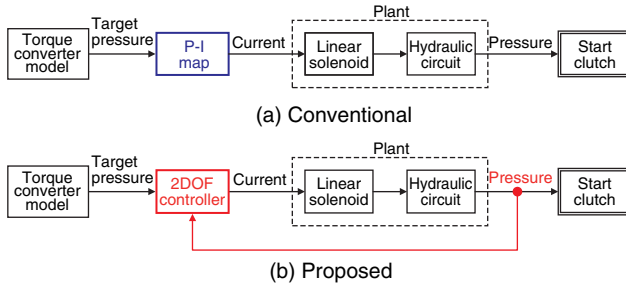


Fig. 2 Block diagram of pressure control

トルクから目標油圧を決定し、電流油圧特性マップをもとに電流を出力する。その電流に応じて LSOL と油圧回路で調整された油圧で湿式多板クラッチのピストンを作動させ、発進トルクを発生する〔Fig. 2(a)〕。

しかし実油圧の監視はしていないため、温度変化によるクラッチ油圧の応答特性の変化が発進特性に影響してしまう。また、LSOLの電流のばらつきや、圧力制御弁におけるバネ定数や推力のばらつきによる調圧ポイントの変化、さらにクラッチの経年劣化によっても発進特性は変化してしまう。

そこで本稿では、特に温度変化が発進特性に及ぼす影響を低減することを目的とし、目標値追従特性と外乱抑圧特性を独立に設定することが可能な2自由度制御を用い、電子制御による油圧サーボ系を構成した〔Fig. 2(b)〕。2自由度制御では種々の構成法が提案されておりその効果が報告されているが^{(2), (3)}、ここではフィードフォワード制御とフィードバック制御を並列に配置する手法⁽⁴⁾を採用した。

2. 制御対象

発進クラッチは、LSOLによって調整された油圧でピストンを駆動することにより作動する(Fig. 3)。LSOLに電流を与えると推力が発生してスプール弁が作動し、オイル供給口が開く。そしてオイルポンプからオイルが供給さ

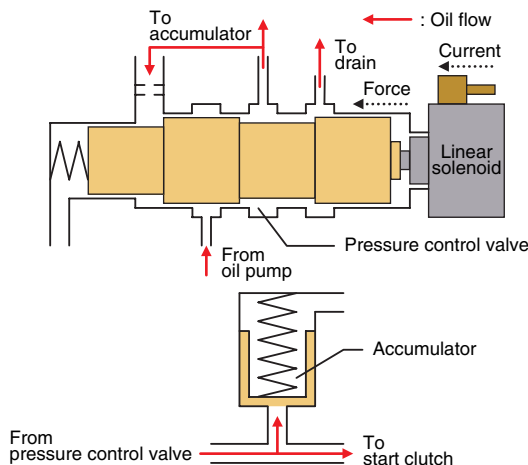


Fig. 3 Hydraulic circuit

れ、クラッチ圧が発生する。反対に、クラッチ圧の減圧は、LSOLの推力を下げることによりドレンを開口することでおこなう。また、ライン圧の脈動がクラッチ圧にも影響を及ぼすため、それを除去する目的でアキュムレータが設置されている。

2.1. モデリング

LSOL においては、入力電流 I_{SC} と LSOL が発生する推力 F_{SC} の特性を1次遅れ系で近似する。

$$F_{SC} = \frac{k_{IF}}{T_{IF} + 1} I_{SC} \quad (1)$$

LSOL 開口部における流量 Q_{SC} は LSOL 部スプール変位 x_{SC} とクラッチ圧 P_{SC} に依存する。またスプールのフィードバック部に流れる流量 Q_f は P_{SC} とスプール圧 P_f の差圧の平方根に比例する。

$$Q_{SC}(x_{SC}, P_{SC}) = \begin{cases} -CA_{SC}(x_{SC}) \sqrt{\frac{2P_{SC}}{\rho}} & (0 \leq x_{SC} \leq x_d) \\ CA_{SC}(x_{SC}) \sqrt{\frac{2|P_{CR} - P_{SC}|}{\rho}} \text{sgn}(P_{CR} - P_{SC}) & (x_d < x_{SC} \leq x_{SCmax}) \end{cases} \quad (2)$$

$$Q_f(P_{SC}, P_f) = C \frac{\pi d_o^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_{SC} - P_f)}{\rho}} \quad (3)$$

ρ : オイル密度 x_d : ドレン全閉位置
 P_{CR} : ライン圧 x_{SCmax} : ストローク長
 d_o : オリフィス径

ここで C は流量係数であり、油温によって変化する。また、開口面積 A_{SC} は変位 x_{SC} に依存し次式で与えられる。

$$A_{SC}(x_{SC}) = \begin{cases} \pi d_m(x_d - x_{SC}) & (0 \leq x_{SC} \leq x_d) \\ 0 & (x_d < x_{SC} < x_o) \\ 2L_N(x_{SC} - x_o) & (x_o \leq x_{SC} < x_N) \\ 2L_N(x_N - x_o) & \\ + \pi d_m(x_{SC} - x_N) & (x_N \leq x_{SC} \leq x_{SCmax}) \end{cases} \quad (4)$$

d_m : メイン部スプール径 x_o : ノッチ開口開始位置
 L_N : ノッチ幅 x_N : ノッチ完全開口位置

P_{SC} と P_f に関してはそれぞれ以下の式が成り立つ。

$$\begin{aligned} \frac{V_{CL}}{K} \frac{dP_{SC}}{dt} &= Q_{SC}(x_{SC}, P_{SC}) - Q_f(P_{SC}, P_f) - A_{AC} \frac{dx_{AC}}{dt} \\ \frac{V_f}{K} \frac{dP_f}{dt} &= Q_f(P_{SC}, P_f) + A_f \frac{dx_{SC}}{dt} \end{aligned} \quad (5)$$

V_{CL0} : アキュムレータ部初期容積 V_{f0} : F/B 部初期容積
 A_{AC} : アキュムレータ部受圧面積 A_f : LSOL 部受圧面積

ただし、 $V_{CL} = V_{CL0} + A_{AC}x_{AC}$ 、 $V_f = V_{f0} - A_f x_{SC}$ である。 K は体積弾性係数であり油温や油中の空気混入率によって変化する。

スプールに対する力の釣り合いから x_{SC} とアキュムレータ部スプール変位 x_{AC} に関して以下の関係が成り立つ。

$$\begin{aligned} m_{SC} \frac{d^2 x_{SC}}{dt^2} + D_{SC} \frac{dx_{SC}}{dt} + k_{SC} x_{SC} &= F_{SC} - P_f A_f - F_{fld} - f_{SC0} \\ m_{AC} \frac{d^2 x_{AC}}{dt^2} + D_{AC} \frac{dx_{AC}}{dt} + k_{AC} x_{AC} &= P_{SC} A_{AC} - f_{AC0} \end{aligned} \quad (6)$$

m_{SC} : LSOL 部スプール質量

m_{AC} : アキュムレータ部スプール質量

k_{SC} : LSOL 部バネ定数

k_{AC} : アキュムレータ部バネ定数

f_{SC0} : LSOL 部バネ初期荷重

f_{AC0} : アキュムレータ部バネ初期荷重

F_{fld} : 流体力

ここでスプールの可動範囲はそれぞれ $0 \leq x_{SC} \leq x_{SC \max}$, $0 \leq x_{AC} \leq x_{AC \max}$ である。また D_{SC} と D_{AC} は粘性摩擦係数であり、油温によって変化する。

2.2. 線形モデルの導出

入力を電流 δI_{SC} 、出力をクラッチ圧 δP_{SC} とし、前節で得られた基本関係式を線形化することにより以下の状態空間表現を得る。

$$\begin{cases} \delta \dot{x} = A \delta x + B \delta u \\ \delta y = C \delta x + D \delta u \end{cases}$$

$$\delta x = (\delta x_{SC}, \delta x_{AC}, \delta \dot{x}_{SC}, \delta \dot{x}_{AC}, \delta P_{SC}, \delta P_f, \delta F_{SC})^T$$

$$\delta u = \delta I_{SC}, \delta y = \delta P_{SC}$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ a_{31} & 0 & a_{33} & 0 & a_{35} & a_{36} & a_{37} \\ 0 & a_{42} & 0 & a_{44} & a_{45} & 0 & 0 \\ a_{51} & 0 & 0 & a_{54} & a_{55} & a_{56} & 0 \\ 0 & 0 & a_{63} & 0 & a_{65} & a_{66} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{77} \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$C = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ c_5 \ 0 \ 0], D = 0$$

$$a_{31} = -\frac{k_{SC} + K_{fldx}}{m_{SC}}, a_{33} = -\frac{D_{SC}}{m_{SC}}, a_{35} = -\frac{K_{fldP}}{m_{SC}}, a_{36} = -\frac{A_f}{m_{SC}} \quad (7)$$

$$a_{37} = \frac{1}{m_{SC}}, a_{42} = -\frac{k_{AC}}{m_{AC}}, a_{44} = -\frac{D_{AC}}{m_{AC}}, a_{45} = \frac{A_{AC}}{m_{AC}}$$

$$a_{51} = \frac{K_{KSC}}{V_{CL}}, a_{54} = -\frac{K_{AAC}}{V_{CL}}, a_{55} = \frac{K(K_{SCP} - K_f)}{V_{CL}}, a_{56} = \frac{KK_f}{V_{CL}}$$

$$a_{63} = \frac{KA_f}{V_f}, a_{65} = \frac{KK_f}{V_f}, a_{66} = -\frac{KK_f}{V_f}, a_{77} = -\frac{1}{T_{IF}}$$

$$b_7 = \frac{k_{IF}}{T_{IF}}, c_5 = \frac{1}{10^4 g}$$

Fig. 4, 5 は油温が 80℃ と -10℃ の場合のステップ応答であり、得られた線形モデルによるシミュレーションと実験の応答を比較している。両場合とも良い一致を示している。また、Fig. 6 に示すように折点周波数は 80℃ の場合約 100(rad/s)、-10℃ の場合約 40(rad/s)であり、応答性が大きく異なる。

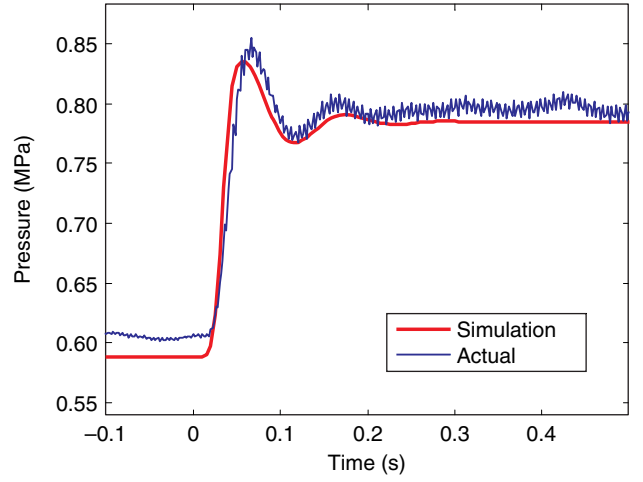


Fig. 4 Step response (80 °C)

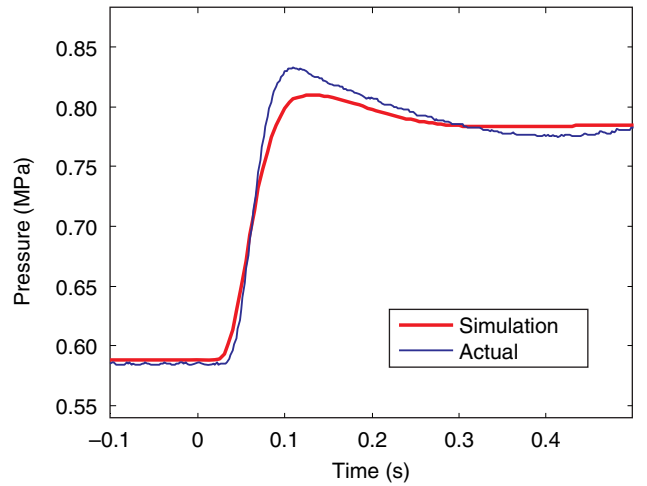


Fig. 5 Step response (-10 °C)

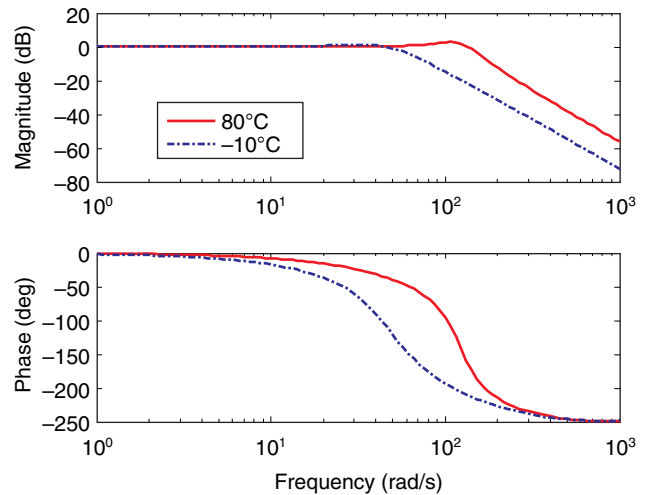


Fig. 6 Bode diagram

3. コントローラ設計

3.1. コントローラ構成

速応性とロバスト性を両立するため、2自由度制御系を構成する。2自由度制御では種々の構成法が提案されているが、ここではFig. 7に示すようにフィードフォワード(F/F)コントローラとフィードバック(F/B)コントローラを並列に配置する手法を採用する。

まず、目標値応答を容易に設定できるように、 $F(s)$ を設計パラメータとして

$$u_{ff}(s) = F(s)P(s)^{-1}r(s) \quad (8)$$

なるF/F制御を考える。このとき、外乱もモデル化誤差もなければ

$$y(s) = P(s)u_{ff}(s) = F(s)r(s) \quad (9)$$

が成立する。さらにモデル化誤差などのために上式が成立しない場合に備えて、望ましい出力 $F(s)r(s)$ と実際の出力 $y(s)$ の偏差をF/Bする

$$u_{fb}(s) = K(s)(F(s)r(s) - y(s)) \quad (10)$$

を考える。そして

$$u(s) = u_{ff}(s) + u_{fb}(s) \quad (11)$$

によって制御入力を定めるとする。この構成は、 $F(s)$ により目標値応答性を整形し、 $K(s)$ により外乱や制御対象の特性変動の影響を低減するもので、それらの特性を独立に設定できるという利点を持つ。

前章で示した通り、油温 80℃と-10℃では応答性が大きく異なる。このような大きな変動に対して単一のF/Bコントローラでロバスト性を確保するためには、制御性能を犠牲にして緩やかなF/Bとせざるを得ない。そこで、20℃以下とそれ以上の二つの領域に分け、それぞれに対しコントローラを設計し切り替えて用いることで、制御性能とロバスト性の両立を図る。

3.2. F/F コントローラ設計

まず、立ち上がりの仕様を満足するように規範モデル $F(s)$ を決定し、つぎに制御対象 $P(s)$ の逆システムを用いて $H(s)$ を求める。すなわち、 $H(s) = F(s)P(s)^{-1}$ とする。

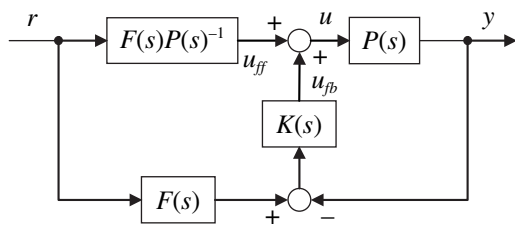


Fig. 7 Two degree of freedom control system

3.3. F/B コントローラ設計

ロバスト制御系の代表的手法である H_∞ 制御では、温度変化による油圧回路の特性変動やむだ時間などの不確かさを有するプラントの集合に対して安定化コントローラを設計することが可能であるが、基本的に不確かさを単一として扱う必要がある。しかし、現実には不確かさが1箇所に限られることはまれで、例えばアクチュエータ、センサなどのそれぞれに存在するのが一般的である(Fig. 8)。それらを1箇所にまとめた不確かさとして扱ってしまうと(Fig. 9)、実際には存在しないものまで含んでしまう。結果としてコントローラに対して不必要に厳しい制約を課すことになるため、十分な外乱抑圧特性や速応性が得られなくなってしまう。

それに対して μ 設計法⁽⁵⁾では、不確かさをありのまま扱うことが可能である。Fig. 10では非対角要素が0となっており、実際に存在する不確かさだけを扱えるような表現になっている。こうすることで、より性能の高いコントローラを設計することができる。

ここでは、Fig. 11に示す一般化プラントを考え、構造的な不確かさを考慮した μ コントローラを設計する。重み関数 $W_2(s)$ は乗法変動の幅を表わす。温度に依存するパラメータ変化やむだ時間など想定される変動の平均値から得たノミナルモデルと、最大値および最小値から得た変動モデルとの差をプロットすると、Fig. 12の破線のようになる。こ

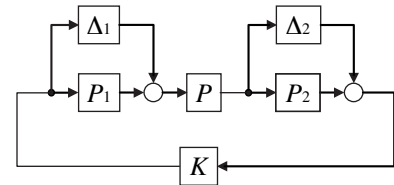


Fig. 8 Original uncertainties

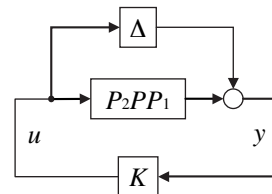


Fig. 9 Unstructured uncertainties

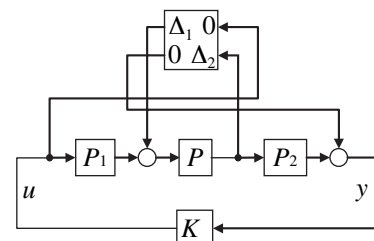


Fig. 10 Structured uncertainties

れを覆うように $W_2(s)$ を選定することで、想定した変動に対してロバスト安定化を図った。また $W_1(s)$ は外乱の動特性、 $W_3(s)$ は入力に対する重み、 $W_4(s)$ は調整要素であり、試行錯誤の末 Fig. 13 のように選定した。なお μ コントローラを求める際は、最も一般的な方法である DK イテレーションを用いた。

DK イテレーションによる μ 、 γ の推移を Table 1 に示す。なお、表中で回数 3' とは γ を準最適にして再計算した

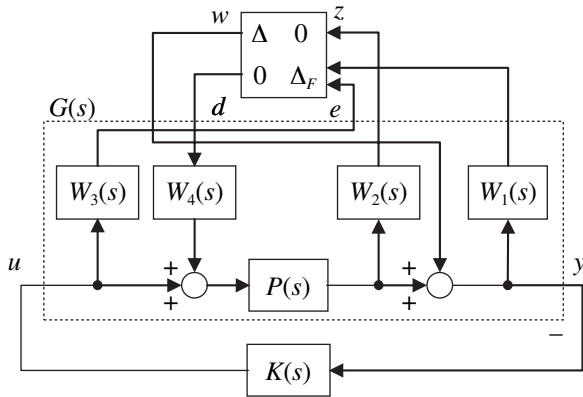


Fig. 11 Generalized plant

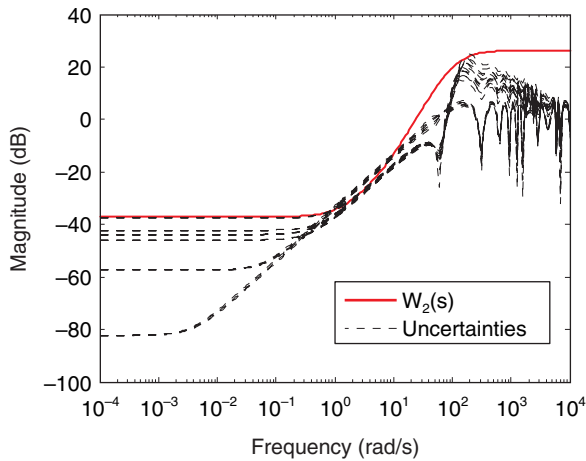


Fig. 12 Bode diagram of uncertainty and weighting function

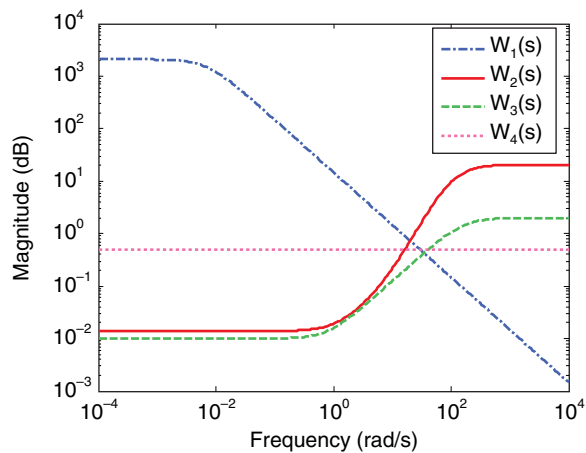


Fig. 13 Bode diagram of weighting function

Table 1 Result of DK iteration

Number of times	1	2	3	3'
Order of K	7	11	13	13
Order of D	0	4	6	6
γ	1.563	0.941	0.922	0.940
μ	1.451	0.941	0.922	0.939

場合のことである。DK イテレーションの 1 回目と 3 回目で求めた μ コントローラを用いて構成した閉ループ系の μ プロットを Fig. 14 に示す。Fig. 14 を見ると、1 回目は 10-100(rad/s) 付近において μ の値が 1 を超えているが、3 回目では全域で 1 未満となっている。これは Fig. 15 に示すように、DK イテレーションの過程で自動的に重み関数の調整をおこない、特に中間周波数帯において最適化が図られているためである。Fig. 16 に示すコントローラの Bode 線図を見ると、10-100(rad/s) 付近において位相が急激に進められており、制御帯域を広げるための強い安定化が図られていることがわかる。

理想的なコントローラの周波数特性は、低域については定常特性を確保するためゲインを高くし、高域については

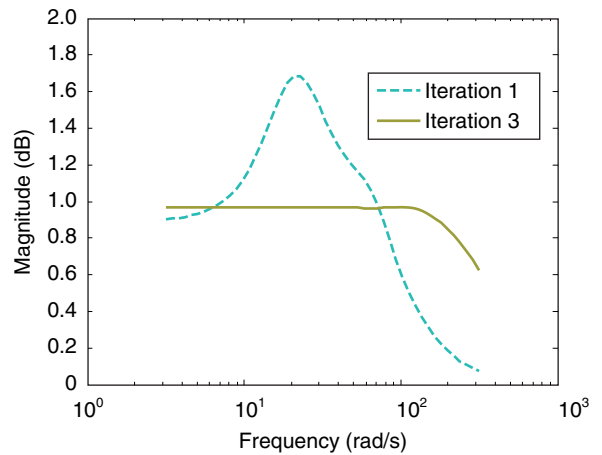
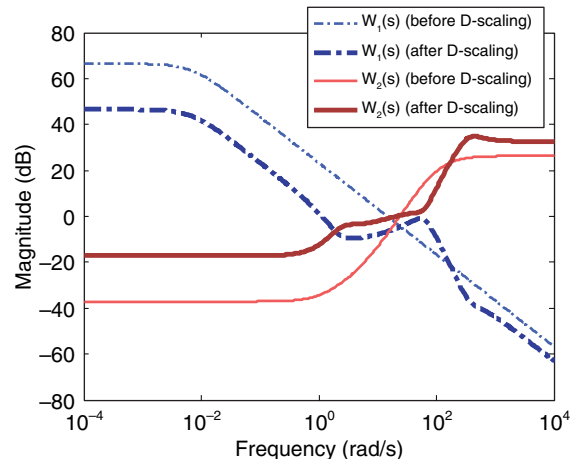
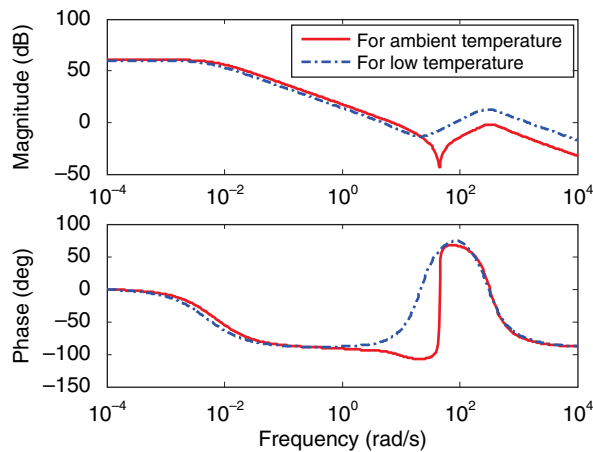

 Fig. 14 μ plot


Fig. 15 Result of D-scaling

Fig. 16 Bode diagram of μ controller

不確かさやノイズの影響を排除するために 40-60(dB/dec)の傾きでカットオフ特性を持たせるというのが一般的であるが、それだけならば他の手法でも大差なく実現可能なことが多い。しかし大きく性能に影響を与えるのは中間周波数帯であり、かつ調整が難しい。すでに述べたように、 μ 設計法ではこの中間周波数帯の最適化を手動ではほぼ不可能なレベルまで自動的におこなっており、有効なツールであるといえる。

4. 実機試験結果

4.1. ステップ応答

Fig. 17, 18 は、実機にておこなった油温 80 °C, -10 °C のステップ応答である。80 °C の場合、オープンループ制御と比較して立ち上がり時間はほぼ同じで、オーバーシュート率を約 65% 低減した。また、-10 °C の場合は立ち上がり時間を約 20% 短縮し、オーバーシュート率をほぼ 0 % にした。また、80 °C と -10 °C ではほぼ同じ立ち上がり時間、オーバーシュート率とすることができた。

また Fig. 17, 18 のコントローラ出力を見ると、まず最初に F/F コントローラ出力によって十分な立ち上がり特性を確保し、その後 F/B コントローラによって目標値応答とのずれ、特にオーバーシュートや定常偏差の抑制が図られており、2 自由度制御系が有効に機能していることがわかる。

4.2. 走行結果

実際に走行した結果を Fig. 19, 20 に示す。80 °C と 5 °C の両場合とも、良好に追従していることがわかる。

5. まとめ

CVT 発進クラッチに対し、温度変化に対してロバストな発進クラッチ制御を実現するため、2 自由度制御系を用いて油圧サーボ系を構成した。これにより、以下のことを

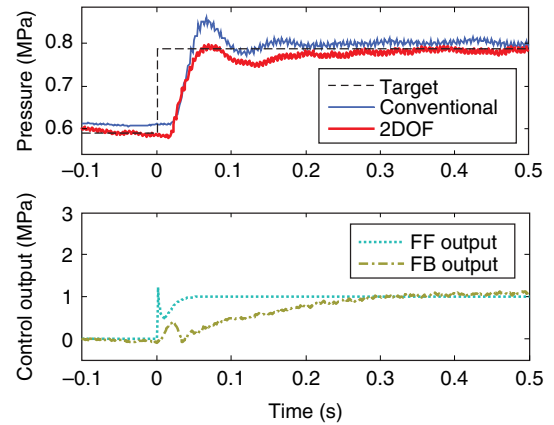


Fig. 17 Step response (80 °C)

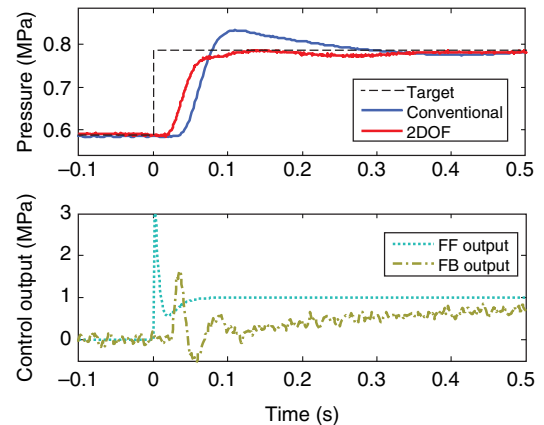


Fig. 18 Step response (-10 °C)

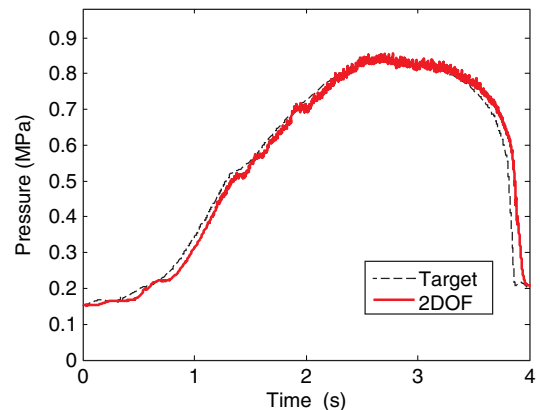


Fig. 19 Operating results (80 °C)

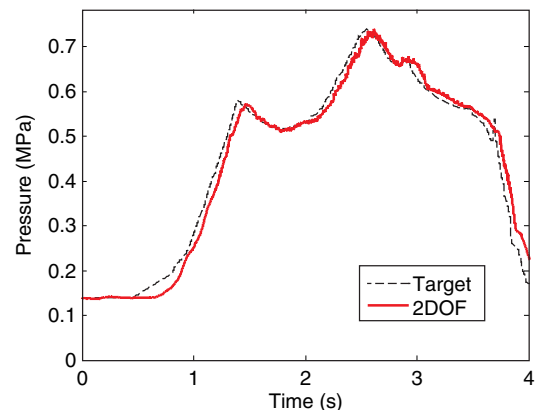


Fig. 20 Operating results (5 °C)

実現した。

- (1) 常温(約 80℃)において、オーバシュート率を約 65% 低減した。
- (2) 低温(約-10℃)において、立ち上がり時間を約20%短縮し、オーバシュート率をほぼ0%にした。
- (3) 常温と低温でほぼ同等の立ち上がり時間、オーバシュート率とすることができた。

参考文献

- (1) 角誠, 國井久史, 藤本修一, 一條秀治, 長谷川隆, 福島幸彦: フィット用新 CVT の開発, Honda R&D Technical Review, Vol. 14, No. 1, p.67-76
- (2) 安達和孝, 若原龍雄, 越智徳昌, 金井喜美雄: 2 自由度制御による無段変速機の変速比サーボ系設計, 計測自動制御学会論文集, Vol. 36, No. 6, p.527-533(2000)
- (3) 岡村義英, 高橋昌也, 星野郁弥: 2 自由度制御理論を用いた押出し機の世界速度制御, 計測自動制御学会論文集, Vol. 35, No. 7, p.926-933(1999)
- (4) 杉江俊治, 藤田政之: フィードバック制御入門, コロナ社, p.169-175(1999)
- (5) 藤田政之: μ - 解析・シンセシスの基礎と応用, 計測自動制御学会, 48p.(2001)

■著 者■



岡本 雅之



寺山 哲



森本 茂