自動車の自動変速機における2自由度スリップ回転速度制御系の設計

家 子 達*・安 達 和 孝**・越 智 徳 昌*
金 井 喜美雄*・渡 邊 晃**・浅 野 伸 宏**

A Design of the Two-Degree-of-Freedom Slip Control System for Automatic Transmissions

Tohru Ieko*, Kazutaka Adachi**, Yoshimasa Ochi*,
Kimio Kanai*, Akira Watanabe** and Nobuhiro Asano**

While torque converters in automatic transmission systems provide benefits such as good riding quality, they also decrease transmission efficiency of engine torque. To improve the efficiency, most automatic-transmission systems are equipped with a lock-up clutch, which directly combines the engine and the driving shaft. In a low-speed range, however, the lock-up clutch must be slipped at a rate by controlling the hydraulic pressure on the clutch; otherwise low-frequency noises and vibrations are generated. This paper first proposes a first-order model of the dynamics from hydraulic pressure command to the slip rate. The model is obtained from the experimental result that the dynamics from the converter torque to the slip rate is described by a first-order state equation whose parameters depend on turbine revolution rate only. Using the linear-parameter-varying model, a two-degree-of-freedom control system is designed. The feedforward controller is given as a desired model that is gain-scheduled as a function of the turbine revolution rate. Next, the feedback controller is designed by a robust control method, i. e., μ -synthesis, which makes the closed-loop system robust against uncertainties such as variation of operating condition and aging. The effectiveness of the model and the controllers is demonstrated through driving tests.

Key Words: automobile, automatic transmission, two-degree-of-freedom control, robust control, LPV system

1. はじめに

トルクコンバータは自動車の自動変速機において快適性の面などで重要な役割を果たすものであるが、同時にエンジントルクの損失を招く要因となっている。このため、ほとんどの自動変速機システムはエンジンと駆動系を直結状態にできるロックアップ機構によりこの損失を防ぐような構成となっている。しかしながら、低車速運転時にロックアップするとトルク変動が直接伝達されるために、こもり音や振動が発生し運転性能を悪化させる問題がある。Fig. 1にトルクコンバータの典型的な伝達効率のパターンを示す。図からわかるようにタービン回転速度のエンジン回転速度に対する比である速度比が1に近い領域ではトルクコンバータの伝達効率は急激に向上する。したがって、騒音などの問題が生じない必要最小な滑り量でスリップさせながらロックアップクラッチ

Fig. 1 Transmission efficiency of torque converter

を使用することで、低車速運転時にも高い伝達効率の速度比を達成することが可能となり、その結果燃費の向上が期待で

* 防衛大学校航空宇宙工学科 横須賀市走水 1-10-20

** 日産自動車(株)テクニカルセンター 厚木市岡津古久 560-2

* Department of Aerospace Engineering, National Defense Academy, Yokosuka

** Nissan Motor Co., LTD, Technical Center, Atsugi

(Received January 12, 1998)

(Revised June 29, 1998)

きる^{1),2)}。本稿ではこの目的のためにエンジン回転速度とタービン回転速度の差であるスリップ回転速度の制御系の構成について検討する。

次章でまずロックアップクラッチのスリップ回転速度の動特性を実験データからモデル化する。その伝達特性は動作条件により異なるものであるが、本稿では動作条件の一つであるタービン回転速度をパラメータとして持つ低次の線形システムにモデル化する。第3章ではロックアップクラッチのスリップ回転速度制御系を設計する。制御系は目標値応答と閉ループ特性を独立に指定できる2自由度系で構成する。開ループ制御器はモデルマッチング制御で決定し、閉ループ制御器は動作条件の範囲や予想される経時変化などに対するロバスト性を考慮して設計する。設計した2自由度制御系を用いた実車実験の結果を第4章に示す。

2. 制御対象のモデル化

本章では、Duty 指令値からスリップ回転速度までの伝達特性を実験結果からモデル化する。Fig. 2 に実験装置の概要を示す。図で L/U はロックアップを意味する。ロックアップ機構に加わる差圧は油圧制御装置により調整され、その結果ロックアップクラッチの締結容量が変化して入出力軸の滑り状態を制御できる。エンジン回転速度とタービン回転速度の差であるスリップ回転速度は ECU (electronic control unit) に入力され、ECU は走行条件に応じた油圧制御装置への指令値を Duty 信号として出力する。実験に用いた車両において従来のロックアップは変速が4速の領域に限られていたが、本研究では3速での走行時にスリップロックアップを実現することが主目的であるため、実験は3速(ギヤ比1)で実施した。

文献1)では油圧制御装置の指令電流値を入力したときのスリップ回転速度の時系列データに同定手法を適用して線形伝達関数モデルを得ているが、この手法では動作条件ごとに個々のモデルをつくる必要があり、また、モデルが高次になる場合がある。開ループモデルマッチングを伴う2自由度制御系を考えた場合、開ループ制御器の次数を下げるためには

Fig. 2 Slip control system

制御対象モデルも低次のものが望ましい。本章では実験データにおいて確認された制御対象の特性に基づいて低次の LPV (linear parameter varying) システムにモデル化する。

車速を 30~50 km/h, エンジンのスロットル開度を 5~20 度として, スリップ回転数が 50~200 rpm の範囲内で変化するような矩形波状の差圧指令値を加えたときのエンジン回転数, 出力軸回転数, 実差圧を計測した。Fig. 3 にエンジンおよび出力軸回転数の計測結果の一例を示す。出力軸は車体と接続されているためエンジン側に比して十分大きなイナーシャを持つので, ロックアップ締結圧に応じたスリップ回転速度の変化はエンジン回転速度だけにより生じることがわかる。他の動作条件においてもこの特性が確認された。また, 図のエンジン回転数応答には定常状態においても低周波数の振動が生じているがこの振動はエンジン制御の影響と考えられるのでここでは出力外乱と仮定してモデル化には含めない。一般に, ロックアップコンバータ機構の特性からエンジントルク T_E はロックアップ容量 T_{LU} とコンバータトルク T_{CNV} に次式のように分解されると考えられる。

$$T_E = T_{LU} + T_{CNV} \quad (1)$$

ここで, コンバータトルクは速度比により決定されるのでスリップ回転速度に直接関係する。以上の事項を考慮して, コンバータトルク入力に対するスリップ回転速度 ω_{SLP} は次式のようにモデル化できると仮定する。

$$J_E \dot{\omega}_{SLP} + C_{SLP} \omega_{SLP} = T_{CNV} \quad (2)$$

ここで, J_E はエンジンイナーシャ, C_{SLP} は粘性係数である。(2)式の制御入力であるコンバータトルクは直接計測できないが, ロックアップ容量と差圧の関係は計測データが得られており, また, エンジントルクは計測可能なエンジンの動作条件から推定することができる。エンジン性能マップから得られるエンジントルクの推定値を $\hat{T}_E$, 差圧-容量特性マップから得られるロックアップ容量の推定値を $\hat{T}_{LU}$ とすると, (1)式から

$$J_E \dot{\omega}_{SLP} + C_{SLP} \omega_{SLP} = T_{CNV} \approx \hat{T}_E - \hat{T}_{LU} \quad (3)$$

とすることができる。一般に, スリップ回転速度の動特性は動作条件により大きく異なることが知られているが, (3)式を仮定すると後に示す(4)式のように1次の LPV システムとしてその動特性がモデル化できることを次に示す。まず, (3)式を仮定して, 実験により C_{SLP} を同定する。これは実際

Fig. 3 Engine and turbine speed

にスリップロックアップを行うことが予定されている次の3つの動作条件で実験を行う：条件1) $\omega_T=103.8$ rad/s, スロットル開度 10 deg, スリップ回転数約 20~40 rpm, 油温 80°C, 条件2) $\omega_T=138.4$ rad/s, スロットル開度 15 deg, スリップ回転数約 100~150 rpm, 油温 120°C, 条件3) $\omega_T=173.0$ rad/s, スロットル開度 5 deg, スリップ回転数約 20~60 rpm, 油温 40°C. タービン回転数と実験から推定された粘性係数の関係を調べると, 粘性係数はタービン回転速度の1次関数で近似的に表わされるという結果を得た. さらにいくつかの条件でデータを計測したところ, それらの条件でも粘性係数とタービン回転速度はほぼこの1次関数を満たした. これらの結果から, 粘性係数はスロットル開度, スリップ回転数, 油温とは無関係にタービン回転速度のみによって決まり, それはタービン回転速度の1次関数で表わされることが分かった. 以下では粘性係数をタービン回転速度の関数とし $C_{SLP}(\omega_T)$ と記述する. また, ギヤ比が1ではない3速以外においても実験を行い粘性係数がタービン回転速度でほぼ一定であることを確認した. 制御器が出力するコンバータトルクの指令値から差圧-容量特性マップの逆マップおよび $\hat{T}_E$ を用いて必要な差圧を逆算することができる. このような操作により見かけ上線形な制御対象モデル

$$P(s) = \frac{1/J_E}{s + C_{SLP}(\omega_T)/J_E} \quad (4)$$

を得ることができる.

(4)式のモデルは差圧指令値 $\bar{P}_{LU}$ から実差圧までの動特性を考慮していないため, 計算値と実験値を比較したところ若干の計算値の遅れが確認された. それを補正するために差圧およびロックアップピストンの動特性を実験結果から同定した. 差圧動特性はECUが発生するDuty指令値から実差圧までの伝達特性を表わし, 実験結果を2次遅れ系

$$G_P(s) = \frac{\omega_{np}^2}{s^2 + 2\zeta_P \omega_{nPS} + \omega_{np}^2} \quad (5)$$

にカーブフィッティングした. また, ロックアップピストンの動特性を無駄時間 L_{LU} としてモデル化した. 実験は差圧指令値を矩形波状に変化させて行い, 動作条件すべてにおいて制御系を設計する上で十分なモデル化が行えたことを確認した. 結果として得られた制御対象のモデルおよび線形化のための補償器を Fig. 4 に示す. 図において $\bar{T}_{CNV}$ は制御入力であるコンバータトルクの指令値である. 条件1における同定結果を Fig. 5(a) および (b) に示す. Fig. 5(a) は差圧動特性, Fig. 5(b) はスリップ回転速度の動特性に対する同定結果である. 定常的な低周波振動を除けば計算値が実験値に良く一致していることが確認できる. 他の動作条件でも同様の結果を得た. Fig. 5(c) にギヤを4速, エンジン始動直後を想

Fig. 4 Plant model and linearizing compensation

Fig. 5(a) Modeling result (lock-up pressure dynamics)

Fig. 5(b) Modeling result (slip speed dynamics)

Fig. 5(c) Modeling result (slip speed dynamics in low AT oil temperature)

定して油温 40 度, $\omega_T=173.0$ rad/s, スロットル開度 5 deg, スリップ回転数約 50~70 rpm における同定結果を示す. 低周波振動の振幅が大きくなるものの, 油温の低い動作条件においても(4)式は妥当なモデルとなっていることが確認できる. また, エンジン負荷を実用的な範囲で変化させた実験も実施してモデルの妥当性を確認した. 同定の結果から得られた差圧やロックアップピストンの動特性は実差圧からスリッ

$$C_d = \begin{bmatrix} \Delta_c & 0 & 0 \\ 0 & \Delta_K & 0 \\ 0 & \Delta_{\omega 2} & \Delta_{\omega 1} \\ 0 & 0 & \Delta_{\zeta} \\ 0 & \Delta'_{\omega} & 0 \\ 0 & 0 & \Delta'_{\zeta \omega} \end{bmatrix} \quad (28), \quad D_d = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \Delta_{\omega 2} \\ 0 \\ \Delta'_{\omega} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (29)$$

となる。

次に周波数重み関数について示す。相補感度関数に対する重み行列はロックアップピストンの動特性である無駄時間を乗法的変動と仮定して決定する。経時変化を想定して測定値の2倍の無駄時間に対して、 $|e^{-j\omega(2L_{LU})}-1|$ の周波数ゲイン応答を上から抑えるような重み関数を選び

$$W_r(s) = \frac{4 \cdot 2L_{LU}S}{2L_{LU}S + 1} \quad (30)$$

とした⁴⁾。制御性能は感度関数で評価する。ロバスト制御性能問題は Fig. 6 の外生信号 r から性能変数 e の間を架空のブロックで結合することによりロバスト安定問題に帰着できることが知られている⁵⁾。本設計では、目標値 r に定常偏差なく追従することを考慮して、

$$W_i(s) = \frac{s + \beta}{s} \quad (31)$$

とし、感度関数への重み関数は

$$W_s(s) = \alpha \cdot W_i(s) \quad (32)$$

とした。Fig. 6 の一般化制御対象に対して得られる制御器を $K'(s)$ とすると実装されるフィードバック制御器は

$$K(s) = W_i(s) \cdot K'(s) \quad (33)$$

となり、フィードバック制御器は積分特性を持つ。

制御対象は定常的な低周波数振動を除けば安定で、かつ、その極は虚軸から十分離れているので、2自由度制御系のフィードフォワード制御に大きく依存させフィードバック制御器は低ゲインにする方式も考えられる。この方式でもタービン回転速度によるゲインスケジュールを施せば比較的良好な制御性能を得ることができた。しかしながら、経時変化に伴うパラメータ変動が存在する場合には十分なロバスト制御性能を保証できなかった。そのため、設計に際しては閉ループ極や変動後の感度関数の周波数応答などを確認しながら、 α, β, Δ_K などの設計パラメータを試行錯誤により変更して解析・設計を繰返し実行した。また、スケーリング行列を定数として D-K iteration^{4),5)} を用いて設計を行った。

3.2 フィードフォワード制御器の設計

Fig. 7 に開ループによるモデルマッチングを伴う2自由度制御系のブロック図を示す。実差圧からスリップ回転速度までの制御対象モデルの次数および相対次数はともに1次であったので、規範モデル $G_M(s)$ は1次遅れ系とした。そのとき、フィードフォワード制御器 $M_M(s)$ も1次となる。ただし、フィードフォワード制御で良好な制御性能を達成できるようにタービン回転速度によるゲインスケジュールを施して

$$M_M(s) = \left\{ \frac{J_E}{C_{SLP}(\omega_T)} s + 1 \right\} \cdot G_M(s) \quad (34)$$

Fig. 7 Two-degree-of-freedom control system

Fig. 8 Driving test result (normal condition)

で与えた。

4. 実車実験結果

実車実験にはデータを計測したのと同じ車種で比較的年数が経過した別の車両を用いた。Fig. 8 に実験結果を示す。実験は晴天時に通常の路面状況で行った。制御はサンプリング周期 0.02 秒で実施し、データの計測は 0.01 秒毎に行った。また、規範モデルの1次遅れ系の時定数は 0.7 とした。図において実線はスリップ回転速度の応答、点線は目標値、破線は規範モデルの応答をそれぞれ示す。通常の運転条件においてはこのような規範モデルの応答に良好に追従する結果を得た。しかしながら、始動直後の AT オイルの温度が低い状態ではステップ応答において若干オーバーシュートが大きくなる現象が確認された。これは低温時には摩擦係数が大きくなるためと予想される。オーバーシュートが存在すると低スリップ回転速度が目標値である場合に誤ってロックアップされる可能性があるため好ましくない。ここでは、規範モデルの時定数をより大きく取ることによってこの問題に対処した。Fig. 9 にこの場合のスリップ回転速度の応答を示す。ここでは時定数を 0.9 とした。図に示すように規範モデルを調整することでオーバーシュートなく規範モデルに追従させることができた。また、油温は計測できるのでこのような場合に規範モデルをオンラインで変更することは可能である。閉ループ制御器に経時変化を模擬するためのフィルタを挿入した場合の

Fig. 9 Driving test result (low oil temperature)

実験も実施した。Fig. 10 に $\zeta_p=0.6$ とし、 ω_{nP} をノミナル値の 80% とした場合のスリップ回転速度の応答を示す。これらの予想された経時変化に対しても良好な制御性能が達成され制御系がロバスト性を有することを確認した。

Fig. 11 に燃料消費率試験方法⁶⁾に示されている 10-15 モード走行におけるロックアップクラッチの作動域を示す。従来は 4 速でのみロックアップが可能であったが、スリップ回転速度を制御することで低速速域までロックアップ領域を広げることが可能になった。その結果、車種によって異なるが 10-15 モード走行において従来よりも 3% 程度の燃費向上が見込まれる。

5. おわりに

自動車の自動変速機におけるロックアップクラッチのスリップ回転速度を正確に制御することで低速走行時においてもトルクコンバータの伝達効率が高い領域で動作させることが可能となり、その結果社会的ニーズである燃費の向上が実現できる。本稿ではスリップ回転速度制御系の一構成法を示した。スリップ回転速度の動特性を低次の線形システムにモデル化したため車両搭載用のデジタル計算機を用いても 2 自由度制御系を実装することができた。本研究では動作条件に応じた目標スリップ回転速度や規範モデルの時定数における細部の決定は行っていないが、2 自由度制御系としたことで制御系のチューニングが規範モデルの時定数を用いて見通し良く行うことが可能となった。

Fig. 10 Driving test result (perturbed plant)

Fig. 11 Slip control region under 10-15 mode

参考文献

- 1) 大沢, 日比野, 河野: 自動車の自動変速機への H_∞ 制御理論の適用, 油圧と空気圧, 28-4, 415/419 (1997)
- 2) 家子, 安達, 越智, 金井: μ シンセシスを適用した自動変速機のスリップ回転速度制御系の一設計, 第 14 回誘導制御シンポジウム資料, 155/160 (1997)
- 3) 家子, 近藤, 金井, 越智: 飛行制御系における空力的不確かさのモデル化とロバスト制御器への動圧補償の導入, 日本航空宇宙学会誌, 45-525, 595/603 (1997)
- 4) システム制御情報学会編: 制御系設計 H_∞ 制御とその応用, 朝倉書店 (1994)
- 5) Stein, G. and Doyle, J.C.: Beyond Singular Values and Loop Shapes, AIAA Journal of Guidance, Control and Dynamics, 14-1, 5/16 (1991)
- 6) 日本工業標準調査会審議: 自動車一燃料消費率試験方法, JIS-D 1012 (1997)

[著者紹介]

家子 達 (正会員)

1993 年, 防衛大学校理工学研究科(航空飛翔工)修了。同年研修生(防衛大学校航空宇宙工学教室)。1998 年同防衛庁技術研究本部第 1 研究所勤務。現在に至る。航空宇宙分野及び自動車などの制御に関心を持つ。日本航空宇宙学会, AIAA(米国航空宇宙学会), IEEE 等の会員。

安達 和孝 (正会員)

1986 年, 日本大学理工学研究科修士課程修了。同年, 日産自動車(株)入社, 現在に至る。電子制御システムの先行開発に従事。

越智 徳昌 (正会員)

1985 年, 東京大学大学院工学系研究科修士課程修了(航空工学専攻)。同年防衛大学校助手(航空宇宙工学教室)。1993 年同講師, 1996 年同助教授, 現在に至る。現代制御及びその航空機・自動車への適用に関する研究に従事。日本航空宇宙学会, 米国航空宇宙学会等の会員。博士(工学)。

金井 喜美雄 (正会員)

1969 年, 名古屋大学博士課程(航空工学専攻)修了。同年防衛大学校講師(航空宇宙工学教室)。77 年防衛大学校教授となり, 現在に至る。92 年本会著述賞受賞。93 年英国電気学会論文賞(Kelvin 賞)受賞。適応制御を中心としたアドバンスト制御理論およびその航空機, 自動車への適用研究に従事。本会フェロー。日本航空宇宙学会, アメリカ航空宇宙学会(アソシエイトフェロー)等の会員(工学博士)。

1990年、東京理科大学電気工学科修士課程修了。同年、日産自動車(株)入社。電子制御システムの計測装置開発に従事。1995年よりトルクコンバータのロックアップに関する制御技術開発を担当。

1985 年、日産高等工業学校卒業。同年、日産自動車(株)入社。圧電素子応用のセンサ開発に従事。1996 年よりオートマチックトランスミッションに関する制御技術開発を担当。