操舵トルクを制御入力とする車線追従制御の検討*

(第2報, 操舵トルク制御系の設計とロバスト性の確認)

毛利 宏^{*1}, 佐藤茂樹^{*1}, 永井正夫^{*2}

Study on Automatic Path Tracking with Steering Torque Input

(2nd Report, Path Tracking Controller Using H_2 Control Theory and μ -Analysis)Hiroshi MOURI^{*3}, Shigeki SATOH and Masao NAGAI^{*3} Vehicle and Transportation Research Laboratory, NISSAN MOTOR CO., LTD,
1 Natsushima-cho, Yokosuka-shi, Kanagawa, 237-8523 Japan

This paper describes the method used to design the basic control algorithm of a lane-keeping support system that is intended to assist the driver's steering action. Lane-keeping control has been designed with steering torque as the control input without providing a minor loop for the steering angle. This approach was taken in order to achieve an optimum balance of lane-keeping control, ease of steering intervention by the driver. The servo control system was designed on the basis of H_2 control theory. Robustness against disturbances, vehicle nonlinearity and parameter variation was confirmed by μ -analysis.

Key Words: Intelligent Vehicle, Electronic Control, Automatic Driving System

1. はじめに

第1報⁽¹⁾においては, 人に優しい操舵支援システムを構築するための基礎研究として, 操舵トルクを制御入力とした車線追従制御方式の制御構造や, 動力学的な基本性質について検討した。

本報では, 操舵トルク制御を実現するための具体的な方法について記述する。まず, 操舵トルク制御を実際に適用する際の課題について記し, しかる後に対策方法を示す。ここでは, 予めロバスト性を陽に考慮せずに制御系を設計し, 得られた閉ループ系の構造化特異値 μ を評価する方法を用いた。最初からロバスト性を陽に考慮するロバスト制御理論を用いた設計法については次報にて記す予定である。

尚, 第1報と同様に, 操舵角を制御入力とする車線追従制御方式⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾を「操舵角制御」, 操舵トルクを制御入力とする場合⁽⁶⁾⁽⁷⁾⁽⁸⁾⁽⁹⁾を「操舵トルク制御」と呼ぶことにする。

2. 操舵トルク制御の課題

第1報より, 操舵トルク制御は車線追従性とドライバの介入親和性の両立が可能である。また, 制御電流が適切に各状態フィードバックに振り分けられるため, 効率の良い制御が行なわれる。しかし, 実現にあたっては難しい課題がある。図1に横加速度と操舵角, 操舵トルクの関係を示す。データは走行中に手動で0.05Hzの正弦波状操舵角を入力し, その振幅を徐々に増加して計測した。車速は100km/hで測定した。

操舵角に対する横加速度(図1-(a))は, 比較的線形性が高く, ヒステリシスも小さいが, 操舵トルクと横加速度の関係(図1-(b))は非線形性が強く, ヒステリシスも大きい。これは, 主に操舵系のフリクション及びパワーステアリングのアシスト特性に起因している。

(a) Relation between steering wheel angle and lateral acceleration

(b) Relation between steering wheel torque and lateral acceleration

Fig.1 Vehicle lateral acceleration vs. steering wheel angle or torque

* 原稿受付 2002年7月25日。

^{*1} 正員, 日産自動車(株)総合研究所車両交通研究所(〒237-8523 横須賀市夏島町1)。

^{*2} 正員, 東京農工大学工学部(〒184-8588 小金井市中町2-24-16)。

E-mail: h-mouri@mail.nissan.co.jp

制御系を設計する際、制御入力と横加速度の関係は線形で扱われている。また、車両の横変位は、横加速度の二階積分である。従って、横変位を制御するためには所期の横加速度を発生させることが必要になる。しかし、図 1-(b)の様に制御入力と横加速度の間にヒステリシス特性がある場合は、正しいタイミングで横加速度を発生できないばかりでなく、静的にもその関係が一意に定まらないため、それらの非線形性をモデル化誤差として考慮しなければならない。また、この特性は車両の個体差によっても変化する。

操舵角制御では、操舵トルクと横加速度の非線形な関係をそのまま制御するのではなく、操舵角サーボというマイナーループを用いて、制御入力である操舵角と横加速度の関係に変換した後に、車線追従制御を実現している⁽¹⁰⁾。これに対して、操舵トルク制御では非線形性を含んだ系を、そのまま制御しなければならないのでロバスト性の確保が課題となる。

3. モデルの構成とシステム同定

第1報で述べたように、車両のモデルは図2の二輪モデル、操舵系モデルは図3で表わされる。システム同定の方法としては、操舵トルク相当の電流をアクチュエータに印加し、その時の出力(例えば車両横加速度)からプラント全体を一つのモデルとして同定することも可能である。

しかしこの方法によると、入力から出力までのモデルが複雑であるために、各パラメータが相互に誤差を生じて入出力信号の辻褄を合わせているだけで、各パラメータの同定精度は不十分になる可能性がある。

本研究では、まず全体システムを車両モデルと操舵系モデルの2つに分割して、個別にシステム同定した。続いて、同定パラメータを用いた2つのシステムを結合して、全体システムとすることの妥当性を確認した。ここで、求めるパラメータを整理しておく。(その他の記号については第1報参照)。また、求めたパラメータを用いた状態方程式は、式(1),(2)に記述される(第1報にて既出)。

I : ヨー慣性モーメント

m : 車両質量

C_f (C_r) : 前(後)輪コーナリングパワ (二輪分)

l_f (l_r) : 重心～前(後)輪間距離

N : ステアリングギヤ比

J_m : モータ慣性モーメント

ξ : トレール長さ

N_a : アクチュエータギヤ比

C_s : 操舵系減衰係数

I_s : 操舵系慣性モーメント

K_p : パワーステアリング係数

(フルアシストで0, アシストなし時1)

K_t : モータトルク定数

Fig. 2 Two wheel model

Fig. 3 Model of steering system

$$\begin{bmatrix} \ddot{\phi} \\ \ddot{\phi}_r \\ \ddot{y}_{cr} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & 0 & 0 & a_{16} \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & 0 & 0 & a_{36} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ a_{51} & a_{52} & a_{53} & 0 & a_{55} & a_{56} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \phi \\ \phi_r \\ y_{cr} \\ \theta \\ \theta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ b_{51} \\ 0 \end{bmatrix} i + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -V \\ 0 & -V^2 \\ 0 & 0 \\ g_{51} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_d \\ \rho \end{bmatrix} \quad (1)$$

ただし

$$\begin{aligned} a_{11} &= -\frac{l_f^2 C_f + l_r^2 C_r}{VI} & a_{12} &= \frac{l_f C_f - l_r C_r}{I} & a_{13} &= -\frac{l_f C_f - l_r C_r}{VI} \\ a_{16} &= \frac{l_f C_f}{IN} = b_{11} & a_{31} &= -\frac{l_f C_f - l_r C_r}{mV} & a_{32} &= \frac{C_f + C_r}{m} \\ a_{33} &= -\frac{C_f + C_r}{mV} & a_{36} &= \frac{C_f}{mN} = b_{31} & a_{51} &= \frac{\eta l_r}{NV} \\ a_{52} &= -\frac{\eta l_f}{N} & a_{53} &= -\frac{\eta}{N} & a_{55} &= -\frac{C_s}{J_m N_a^2} \\ a_{56} &= -\frac{\eta}{N^2} & \eta &= \frac{\xi K_p C_f}{J_m N_a^2} & b_{51} &= \frac{K_t}{J_m N_a} & g_{51} &= \frac{1}{J_m N_a^2} \end{aligned} \quad (2)$$

式(1),(2)で表わされる車両運動方程式において、 l_f , l_r , I , m は車両重量計、慣性能率台にて容易に計測でき、既知パラメータとして扱うことが出来る。前

後輪のコーナリングパワ C_f 及び C_r は、タイヤ単体特性とサスペンション特性から等価コーナリングパワとして計算することも可能であるが、本報では実車実験データから同定することにした。

また、トルク制御で用いられる操舵系モデルでは N_a , K_t が既知パラメータであり、 J_m , C_s は操舵アクチュエータの駆動電流を入力とする周波数応答に基づいて決定し、 K_p , ξ はスラローム走行時の操舵トルク-操舵角特性を用いて推定した。以下、各パラメータの同定手法を順に説明する。

3.1 前後輪コーナリングパワの同定 車両の二輪モデルに基づく、定常ヨーレイト γ_0 と横滑り角 β_0 、前輪舵角 δ_0 から C_f , C_r は以下のように求まる。

$$\begin{bmatrix} C_f \\ C_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta_0 - \frac{l_f}{V} \gamma_0 - \beta_0 & \frac{l_f}{V} \gamma_0 - \beta_0 \\ l_f(\delta_0 - \frac{l_f}{V} \gamma_0 - \beta_0) & -l_r(\frac{l_f}{V} \gamma_0 - \beta_0) \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} mV\gamma_0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

まず、定常旋回状態のデータから上式に基づき、 C_f , C_r を求め、この値をそれらの初期値とした。次に直進定常状態から、ハンドルをステップ状に操舵し、操舵角を入力、ヨーレイトと横加速度を出力として、最尤推定法により前後輪のコーナリングパワを同定した⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾。

Fig.4 Step response of vehicle to steering angle input

図4に同定したパラメータによるシミュレーション結果と、パラメータ同定に使用した実車両のデータを重ねて示す。モデルと実車両のヨーレイト、横加速度は共に良い一致を示しており、前後輪のコーナリングパワが適切に求められていることが分かる。

3.2 操舵系慣性モーメントと等価減衰係数の同定

前輪が路面から反力を受けない条件を作り、アクチュエータ駆動電流 i を正弦波状に入力した。ステアリングラック軸上にはステアリングホイール角がドリフトしないように既知のバネ定数のバネを新たに設けた。このとき前輪からの反力はステアリングホイール角に比例した力になる。アクチュエータ駆動電流 i からステアリングホイール角 θ の周波数応答を図5に示す。

Fig.5 Frequency response of steering system

フリクションや操舵系の非線形性の影響が特に5Hz以下で大きいため、5~20Hz付近のデータを利用した。カーブフィッティングによりステアリングシャフト周りの等価慣性モーメント及び等価粘性係数を決定した。パラメータ同定した結果を図5に実線で示す(丸印の実験値が複数あるのは加振振幅違いによる)。

3.3 セルフライニングトルク特性の同定

スラローム走行時の操舵トルクと車両重心点の横加速度の関係を図6に示す。第2章で述べたように操舵トルクと横加速度の関係には大きなヒステリシス特性が存在することがわかる。操舵角サーボのマイナーループを持たない操舵トルク制御の難しさは、このヒステリシス特性に起因しており、何らかの方法でヒステリシス成分を補償する必要がある。

Fig.6 Slalom steering response

Fig. 7 Slalom steering response (Time series)

高速道路のようなほとんど直線だけの道路では、制御中の車両横加速度が $1[\text{m/s}^2]$ を超えることがほとんどないため、この範囲で図6のシミュレーションと実走行データの傾きがほぼ一致するように K_p の形の積を1つのパラメータとして推定した。しかし、図6からも理解できるように、モデル化誤差は非常に大きいことは否めないため、何らかの方策が必要になる。また図7は、図6を時間領域で表現したものである。低横加速度の時に振幅がほぼ合致するが、やはりモデル化誤差の影響は大きいことがわかる。

3.4 同定結果全体の検証 ここまでは、同定する対象を小さいシステムに分けて、個別にシステム同定パラメータを求めた。ここでは、系全体の入出力特性を測定し、系全体としてのモデル化の妥当性を調べる。アクチュエータ駆動電流をステップ状に印加したときのヨーレート、横加速度、及びステアリングホイール角実測値と、同定パラメータを用いたシミュレーション結果を比較した。結果を図8に示す。実車はシミュレーションに比べて電流の立ち上がり時に大きな遅れを持っている。これは前に述べた操舵系のヒステリシス特性の影響によるモデル化誤差と考えられる。つまり、操舵系にフリクションが存在するために、アクチュエータ駆動電流を入力しても、フリクショントルクに相当するアクチュエータトルクは相殺されて、有効に操舵角が発生するまでに時間がかかってしまう。そこで、シミュレーションモデルに操舵系のフリクショントルクを付加して計算したところ、実車実験と計算値は図9のように良好な一致を見た。この結果より、コントローラ設計用のモデルとしては、個別のシステム同定実験で求めたパラメータ値を妥当とし、そこに外乱トルク（フリクショントルク）が入力される

構造の制御対象として扱うことにした。この外乱トルクを考慮することによって、前節で述べた図6に示されるモデル化誤差が補償される。

3.5 システム同定法のまとめ 本論文の制御対象は非線形性の強い部分と線形性の強い部分に分けることができるので、各々をサブシステムに分けて同定した。線形性の強いサブシステムは高い精度で同定できるが、非線形サブシステムに相当するセルフアライニングトルク特性は、定常特性だけがモデル化できるレベルであった。しかし非線形性は主に操舵系のフリクションに起因しており、このフリクションを外乱トルクとして考慮することにした。その結果、独立に同定した複数のサブシステムを統合した形で制御対象全体のモデル化が可能になった。上記手法で求めたシステムの各パラメータと、新たに外乱トルクを追加して拡張した制御対象に対するコントローラの設計法を次章に記す。

Fig. 8 Step response (open loop test)

Fig. 9 Step response (open loop test)
(Simulation model with friction torque)

4. 車線追従コントローラ設計⁽⁴⁾⁽¹¹⁾

コントローラは次のプロセスで設計した。

1. 道路曲率 ρ 、及び操舵トルク外乱 T_d を白色雑音に駆動される一次系モデルで近似し、外乱の周波数特性を考慮した拡大系を構成する。拡大系に関するオブザーバを設計することにより合理的な道路曲率推定及び外乱トルク推定が行われる。
2. 横風、道路横断勾配等の影響による横変位の定常偏差を除去するために、ベースの H_2 制御を1型サーボ系に拡張する。

4.1 一般化プラント 次の仮定にしたがって、道路曲率及び操舵外乱トルクのモデル化を行なう。

- (1)道路曲率 ρ は図10に示す振幅 ρ_0 のポアソン方形波で変化し、1秒あたり ν_ρ 回の頻度でゼロを横切る。
- (2)操舵外乱トルク T_d も振幅 T_{d0} でのポアソン方形波で変化し、1秒あたり ν_{Td} 回の頻度でゼロを横切る。

Fig. 10 Poisson square wave

上記仮定における道路曲率振幅 ρ_0 及び ν_ρ は、高速道路などを想定した場合には小さい値となり、小さい曲率半径のカーブが連続するような道路では大きい値となる。例えば、曲率半径1000(m)の曲線部が1000秒に一回の頻度で発生する場合には、 $\rho_0=0.001$ 、 $\nu_\rho=0.001$ となる。このように、ポアソン方形波で表現したのは、外乱の最大値とその頻度というパラメータで整理すると、物理的なイメージがつかみやすいことによる。外乱トルクについても制御対象のデータに応じて、適宜 T_d 、 ν_{Td} を曲率と同様に設定すれば良い。

外乱トルクとして扱ったフリクショントルクは、操舵に応じて発生するものであり、操舵とは無関係に発生する曲率などの外乱とは一般的に性質が異なる。しかし、本研究では操舵トルクを制御入力として車線追従を行なうため、操舵とは無関係な路面不整などの外生入力に対して修正操舵が発生する。上記理由に基づき、外乱トルクも曲率と同様のモデル化を行った。

図10のポアソン方形波で表現された道路曲率 ρ のパワースペクトル密度関数 $\Phi_\rho(\omega)$ は、次の式で与えられる。

$$\Phi_\rho(\omega) = \frac{2\lambda_\rho \rho_0^2}{\omega^2 + \lambda_\rho^2}, \quad \lambda_\rho = 2\nu_\rho \quad (4)$$

操舵外乱トルク T_d のパワースペクトル密度関数も同様であり、 ρ 及び T_d を、パワースペクトル密度関数が等しい一次系で近似すると次式が得られる。

$$\begin{cases} \dot{T}_d = -\lambda_{Td} T_d + \lambda_{Td} w_1 \\ \dot{\rho} = -\lambda_\rho \rho + \lambda_\rho w_2 \end{cases} \quad (5)$$

ただし、 w_1, w_2 は共に平均値がゼロ、インテンシティがそれぞれ $2T_{d0}^2/\lambda_{Td}$ 、 $2\rho_0^2/\lambda_\rho$ の白色ガウス雑音である。

図10のポアソン方形波では、曲率 ρ は時間領域では $+\rho_0$ か、 $-\rho_0$ という値しかとらないと考えており、このような振る舞いを一次系で完全に表現することには無理がある。すなわち、図10のポアソン方形波と(5)式の一次系では、確率密度関数は異なる。しかしながら、両者の平均値とパワースペクトルは同じになるように分散を決定したのだから、式(5)を用いて得られる解析結果のうち、少なくとも平均値と分散に関する振る舞いは図10のポアソン方形波が外乱として入力された場合と一致する。

以上から、道路曲率及び操舵外乱トルクの動特性を考慮した一般化プラントが次のように表される。

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + B_1 w + B_2 u \\ z = C_1 x + D_{12} u \\ y = C_2 x + D_{21} w \end{cases} \quad (6)$$

ただし、

$$\begin{aligned} x &= [\phi \quad \phi_r \quad \dot{y}_{cr} \quad y_{cr} \quad \dot{\theta} \quad \theta \quad T_d \quad \rho]^T \\ w &= [w_1 \quad w_2 \quad n_1 \quad n_2]^T \quad u = i \\ A &= \begin{bmatrix} A_0 & W \\ 0 & A_d \end{bmatrix}, \quad B_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ B_d & 0 \end{bmatrix}, \quad B_2 = \begin{bmatrix} B_0 \\ 0 \end{bmatrix} \\ C_2 &= [C_0 \quad D_0], \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} D_{12}^T [C_1 \quad D_{12}] &= [0 \quad I], \quad \begin{bmatrix} B_1 \\ D_{21} \end{bmatrix} D_{21}^T = \begin{bmatrix} 0 \\ Q_{yy} \end{bmatrix} \\ A_0 &= \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & 0 & 0 & a_{16} \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & 0 & 0 & a_{36} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ a_{51} & a_{52} & a_{53} & 0 & a_{55} & a_{56} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}, \quad B_0 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ b_{51} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad W_0 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -V \\ 0 & -V^2 \\ 0 & 0 \\ g_{51} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \\ C_0 &= \begin{bmatrix} 0 & L_s & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad D_0 = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{L_s^2}{2} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \\ A_d &= \begin{bmatrix} -\lambda_{Td} & 0 \\ 0 & -\lambda_\rho \end{bmatrix}, \quad B_d = \begin{bmatrix} \lambda_{Td} & 0 \\ 0 & \lambda_\rho \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (8)$$

プラントの出力は、車両前方距離 L_s (m)における横変位と操舵角であり、 n_1, n_2 は、それぞれの観測ノイズからなるベクトルである。また、 Q_{yy} はそれらの共分散行列に相当する。

z は制御量ベクトルであり、コントローラを設計する際に評価される変数からなるベクトルである。制御量

z は行列 C_1 , D_{12} により決定され, 所望の制御性能が得られるように行列 C_1 の値が調節される. これは最適レギュレータ理論における重み係数に相当する.

本制御系設計手法では, コントローラはオブザーバ + 状態フィードバックの構成とし, 外乱としてある想定された動特性を持つ系を用いた拡大系について H_2 制御則を導いた. オブザーバの極は少なくともレギュレータの極よりも, 複素平面で左側に存在するように設定した. 求められたコントローラは, 操舵系を含む車両に関する状態量に加えて, 道路曲率と操舵外乱トルクを拡大系の状態量として合理的に推定するオブザーバと, 道路曲率や操舵外乱トルクを含む推定された全状態量をフィードバックする構成となる.

4.2 H_2 最適制御 一般化プラント(6)式において外乱 w から制御量 z までの H_2 ノルムを最小にするコントローラは次のようにして求められる.

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}} = (A - B_2 K - LC_2)\hat{x} + Ly \\ u = -K\hat{x} \\ K = B_2^T X, L = Y C_2^T Q_y^{-1} \end{cases} \quad (9)$$

ただし, X, Y は次の二つの Riccati 方程式の正定解.

$$A^T X + XA - XB_2 B_2^T X + C_1^T C_1 = 0 \quad (10)$$

$$AY + YA^T - YC_2^T Q_y^{-1} C_2 Y + B_1 B_1^T = 0 \quad (11)$$

4.3 サーボ系への拡張 4.2 節で説明したコントローラはいわゆる LQG 制御であり, 持続的な外乱に対しては定常偏差が生じる. 例えば, 道路横断勾配や定常的な横風外乱などが入力された場合には, 車両の走行位置が定常的に横方向にオフセットする.

この定常偏差をゼロにするために, 車載カメラにて⁽¹⁷⁾直接観測できる前方注視点横変位と, 目標軌道(横変位=0)の誤差の積分値を状態変数に含む拡大系を構成して状態フィードバック制御する. オブザーバの構成を変えずに, 状態フィードバック制御を求めることにより, 次式の補償器を得る. 制御系のブロック線図を図 11 に示す.

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}} = (A - B_2 K_1 - LC_2)\hat{x} + Ly - B_2 K_2 \int edt \\ u = -K_1 \hat{x} - K_2 \int edt \\ [K_1 \ K_2] = [B_2^T \ 0] X_e \end{cases} \quad (12)$$

ここで, X_e は次の Riccati 方程式の正定解である.

$$A_e^T X_e + X_e A_e - X_e B_e B_e^T X_e + C_e^T C_e = 0 \quad (13)$$

ただし,

$$A_e = \begin{bmatrix} A & 0 \\ -EC_2 & 0 \end{bmatrix}, B_e = \begin{bmatrix} B_2 \\ 0 \end{bmatrix}, C_e = \begin{bmatrix} C_1 & 0 \\ 0 & q_s \end{bmatrix}, E = \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (14)$$

Fig.11 Block diagram of servo system

5. 制御系の評価

5.1 オブザーバ応答 直線路を走行中に, ドライバが操舵したときのオブザーバの推定結果を図 12 に示す. ヨーレイトジャイロ及び操舵トルク計で計測した実測値と比較した. 推定値は実測値に良好に追従しており, 応答性, ノイズ除去性ともに優れたオブザーバが設計されたことが分かる.

Fig. 12 Results estimated by observer

Fig. 13 Results estimated by observer when cornering

図 13 は, 曲率半径が既知である曲線部を走行したときのオブザーバの推定結果である. 既知の道路曲率を同じ図中に重ねて示し, オブザーバの推定結果と比

較した。道路曲率の推定値は僅かながら定常偏差が生じているものの、真値と近い値であることが分かる。曲線区間において $\pm 2\text{deg}$ 程度の細かな修正舵が繰り返されているが、これらが道路曲率の推定値に及ぼす影響はほとんど無く、実際の走行条件でも安定した推定結果が得られると考えられる。ヨーレートも僅かながら定常推定誤差が生じているものの、応答遅れ無く、かつノイズも少ない優れた推定値が得られている。

5.2 ロバスト性評価 モデルのパラメータ変動などに対するシステムのロバスト性を確保する方法としては、 H_∞ 制御や μ シンセシスのようなロバスト制御理論を用いて設計することが多い。本報では、まず見通しの良い時間領域での最適制御理論で制御系を設計し、閉ループ系の構造化特異値 μ を評価することによって制御系のロバスト性を調べた。構造化特異値 μ は安定余裕(系が安定であるために許される摂動の最小値)の逆数であり、次の式で表現される。

$$\mu_\Delta(M(j\omega)) = \frac{1}{\min(\bar{\sigma}(\Delta) : \det(I - M\Delta) = 0)} \quad (15)$$

ただし、 $\bar{\sigma}(o)$ は o の最大特異値を表す。想定した全ての摂動 $\Delta(s)$ に対して閉ループ系が安定であるための必要十分条件として

$$\mu_\Delta(M(j\omega)) < 1 : \forall \omega \quad (16)$$

であることが知られている⁽¹⁴⁾。この方法によれば、摂動も制御性能も同じように扱えるので、ロバスト安定性だけでなくパラメータ変動状態での制御性能(ロバスト制御性能)をも検討することができる。

構造化する摂動をコーナリングパワ C_f 、 C_r (各々独立に30%変動)、トレール長 ξ (40%変動)、車両質量 m (20%変動)のスカラ変動で表現した。また外乱は横風などの横力 F_w 、操舵外乱トルク T_d 、道路曲率 ρ を想定し、各々図15の重み関数 W_{fw} 、 W_ρ 、 W_{Td} を用いた。制御性能評価には横変位 y_{cr} と制御電流 i 採用し、重み関数を図15の $W_{y_{cr}}$ とした(W_i はスカラで0.1とした)。以上に基づいて図14の一般化プラントを構成し、 μ 解析を行った結果を図16に示す。 μ 値が1未満であり、ロバスト性能、ロバスト安定性が共に確保されていることがわかる。

図17は、2%横断勾配路面におけるノミナルケース及びパラメータ変動ケースでの走行シミュレーション結果である。パラメータ変動ケースでは、車両重量が20%増加し、かつ後輪のコーナリングパワが20%減少した場合を想定した。このように、大きなパラメータ変動が生じた場合であっても制御性能の劣化が問題無いレベルであることを確認した。

Fig. 14 Block diagram for μ -analysis Fig. 15 Weighting Function for μ -analysis Fig. 16 Results of a μ -analysis

Fig. 17 Step response with parameter variation

5.3 実走行テスト 設計された車線追従制御系の実走行テストを行なった。直線路を 80km/h で走行した時の車線追従制御とドライバの手動操舵時の車両軌跡を図 18 に比較した。実験開始後、約 4 秒経過してから車線追従制御が開始されている。制御時は手動操舵と同様に、優れた車線追従性能が実現されているだけでなく、手動操舵に比べてステアリングホイールの動きがゆっくりとしており、操舵アシスト装置として用いた場合でも、ドライバが感じる不自然さを小さく抑えられると考えられる。

Fig. 18 Driving test

6. 結 論

操舵トルク入力による車線追従制御系を設計する際のモデリング及び制御系設計手法について記した。得られた結果の要点を以下にまとめる。

1. 操舵トルク制御では操舵角制御に比べて、制御入力から車両状態量までの特性の非線形性が強く、ロバスト性が課題であることを示した。
2. モデルを構築し、制御系設計のためのシステム同定の一方法を示した。実験比較の結果、操舵系に加わる外乱トルクを考慮したモデル化が有効なことを示した。また、得られたモデルに基づいて構成したオブザーバが高い推定性能を有することを実験的に確認した。
3. H_2 制御をベースとするサーボ系を構成し、その後にロバスト性を確認する手法で操舵トルクを制御入力とする車線追従制御が構成できることを実車実験にて示した。

参考文献

- (1) 毛利宏・永井正夫：操舵トルクを制御入力とする

車線追従制御の検討，第1報：操舵角制御と操舵トルク制御の比較，機械学会論文集（C編）67巻664号(2001)，pp.160-167

- (2) M.TOMIZUKA, J.K.HEDRICK: AUTOMATED, VEHICLE CONTROL FOR IVHS SYSTEMS, the 1993 IFAC Conference(1993)
- (3) H.Peng, W.Zhang, S.Shladover and M.Tomizuka: "Magnetic-Marker-Based Lane Keeping: A Robustness Experimental Study," SAE Transaction 1993(1993), pp.750-755
- (4) H. Mouri and H. Furusho, "Automatic path tracking control using linear quadratic control theory," 1997 IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems.
- (5) H. Furusho and H. Mouri, "Research on automated lane tracking using linear quadratic control: control procedure for a curved path," JSAE Review, 20 (1999), pp. 325-329.
- (6) K.Naab, G.Reichert "Driver Assistance System for Lateral and Longitudinal Vehicle Guidance-Heading Control and Active Cruise Support", Proceeding of 1st international symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC '94) (1994)
- (7) M.Ikegaya, N.Asanuma, S.Ishida, S.Kondo: "Development of a Lane Following Assistance System", Proceeding of 4th international symposium on Advanced Vehicle Control (1998), pp.473-478
- (8) S. Satoh, H. Mouri and H. Kawazoe, "Research on lane-tracking control," Proceeding of the 7th World Congress on ITS, November 2000, Italy, 3157S
- (9) M.Nagai, et.al., "Vehicle Lane-Tracking control with Torque Input", Proceedings of 12th IAVSD Symposium (2001)
- (10) 藤岡健彦，大前学：自動運転システムにおける制御技術，日本ロボット学会誌，Vol.17，No.3(1999)，pp.328-333
- (11) 毛利宏，古性裕之：自動車線追従走行の検討，第1報：LQ制御とPD制御の比較，自動車技術会論文集 Vol.30, No.1 (1999)，pp.121-126
- (12) 毛利宏，古性裕之：自動車線追従走行の検討，第2報：曲線走行時の制御について，自動車技術会論文集 Vol.30, No.2(1999)，pp.105-111
- (13) 定野 温ほか，車線維持支援装置の開発，自動車技術会春季学術講演会前刷集(2001)，20015137
- (14) 美田 勉， H_∞ 制御 (1994) pp.165-174，昭晃堂
- (15) 片山 徹，システム同定入門(1994) pp. 105-119，朝倉書店
- (16) MATLAB システム同定ツールボックスユーザーズガイド(1996)，サイバネットシステム
- (17) 毛利宏ほか：拡張カルマンフィルタを用いた車線追従制御の検討，自動車技術会論文集 Vol.33, No.3(2002)，pp.133-138