路面摩擦係数推定によるアクティブ
四輪操舵車両のプロテクション機能*西 原 修^{*1}, 野田 真太郎^{*2}
坂 谷 祐 輔^{*3}, 栗 重 正 彦^{*4}Protection Function for Active Four-Wheel Steering Vehicle Using
Estimation Method for Road Friction CoefficientOsamu NISHIHARA^{*5}, Shintaro NODA,
Yusuke SAKATANI and Masahiko KURISHIGE^{*5} Graduate School of Informatics, Kyoto University,
Yoshida-honmachi, Sakyo-ku, Kyoto-shi, Kyoto, 606-8501 Japan

A steering command from the driver to an active steering vehicle can be excessive, especially in lower road friction conditions. The present paper discusses protection functions for active steering vehicles. The grip margin is defined as the residual tire force normalized by the radius of friction circle. The isotropic brush model is reanalyzed so that a cubic equation for the estimation of the grip margin can be obtained. A protection function similar to that used in fly-by-wire aircraft is developed for active steering. This protection continuously updates the upper bound for a steering command according to the present vehicle state and the estimated grip margin. The proposed scheme is simulated using CarSim and the numerical results show their basic functionalities.

Key Words: Vehicle Dynamics Control, Brush Model, D^* Control, Sliding Mode Control, Protection Function, Active Four-Wheel Steering

1. 結 言

路面状態の変動は走行の不安定化や事故の原因となりやすく、路面摩擦係数の推定にはアクティブ操舵や各種の予防安全技術への大きな寄与が期待できる^{(1)~(7)}。このような方向の先行研究として、ブラシモデルを用い、タイヤに作用する制駆動力、横力、輪荷重、セルフアライニングトルクなどからグリップマージンを経由する路面摩擦係数の推定手法が提案されている⁽⁸⁾。

危険回避が必要なときは車両挙動も激しくなり、未熟なドライバは正確なハンドリングが困難となる。過大な舵角を入力してしまい、このことが、事故を誘発する可能性もある。低 μ 路においてはさらにタイヤ力が飽和しやすく、割合に小さな舵角で非線形領域に入り、スピンなどが生じやすいため、急ハンドルでは

きるだけ避けなければならない⁽⁹⁾。アクティブ操舵を備えた車両においても、慎重な運転が要求されるという意味では本質的な差はない。

本研究では、航空機において失速防止などの目的で一般化しているプロテクション機能をアクティブ操舵に応用する方法について検討する。プロテクション機能は、パイロットが空力的な限界を超えて過大な舵角を入力しないように抑制する仕組みとして一般化している^{(9)~(12)}。本研究では、操舵指令値に路面摩擦係数に応じたりミッタを作用させる方法を使い、ドライバモデルによる数値シミュレーションで検証を行う。路面摩擦係数については、ブラシモデルにより、タイヤ力とアライニングトルクから推定する方法を仮定する。この方法では、路面摩擦係数の推定も可能であるが、中間段階で得られるグリップマージンだけでプロテクション機能の実装は可能である。

論文の構成は次の通りである。2章でブラシモデルによりタイヤに作用する力とモーメントの関係式を算出して路面摩擦係数の推定手法を構成する。3章ではアクティブ操舵に用いるスライディングモード D^* 制御について述べる⁽⁵⁾⁽¹³⁾。4章でプロテクション機能の実装方法、5章では、数値シミュレーションによる検証について記す。

* 原稿受付 2009年3月5日。

^{*1} 正員, 京都大学大学院情報学研究科(〒606-8501 京都市左京区吉田本町)。^{*2} 正員, パナソニック(株)(〒224-8520 横浜市都筑区池辺町4261)。^{*3} トヨタ自動車(株)(〒471-8571 豊田市トヨタ町1)。^{*4} 正員, 三菱電機(株)先端技術総合研究所(〒661-8661 尼崎市塚口本町8-1-1)。

E-mail: nishihara@i.kyoto-u.ac.jp

2. ブラシモデルによる路面摩擦係数の推定

2.1 ブラシモデル ブラシモデルはトレッドベースに取り付けられた多数のブラシを仮定するもので、タイヤに作用する力やモーメントはブラシの弾性変形により評価される⁽⁶⁾⁽⁷⁾。接地面のトレッドベースは矩形領域として、前縁中心が原点 O で、接地域の中心にタイヤの回転方向へ向けて x 軸をとる。接地域の長さは a 、幅は b とする。接地圧は二次関数で近似する。

$$p = \frac{6F_z x}{ab} \left(1 - \frac{x}{a}\right) \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 F_z はタイヤの輪荷重である。タイヤの横滑り角を α とする。前後方向のスリップ率は

$$\kappa_x = \frac{R\Omega - V}{V} \dots\dots\dots (2)$$

とする。ここで、 V 、 R 、 Ω はタイヤ中心の速度、タイヤの有効半径、タイヤの回転角速度である。

踏み込み点でブラシは垂直であるが、タイヤの回転に伴い後方に移動していき、路面とトレッドの相対変位によりブラシに応力が発生する。この応力は、それぞれ、前後方向と横方向の剛性 c_x 、 c_y により決まる。これは異方性モデルを含めた記法であるが、等方性モデルは単に $c_x = c_y$ とすれば得られる。踏み込み点ではブラシ先端が路面に粘着しているが、この状態は摩擦係数 μ などで位置の決まる遷移点までとなり、これより後方では蹴り出し点に至るまで滑り状態が続く。粘着域の長さを $a(1-\lambda)$ とすると λ は無次元化された滑り域の長さになる。

$$\lambda = \frac{a^2 b \sqrt{c_x^2 \kappa_x^2 + c_y^2 \tan^2 \alpha}}{6\mu F_z (1 + \kappa_x)} \dots\dots\dots (3)$$

式(3)の右辺が1以上になるときはタイヤは完全な滑り状態であり、このとき λ は1とみなすことになる。

タイヤ力の成分を前後方向の x 軸、横方向の y 軸について F_x 、 F_y とおくと、それぞれ、ブラシに作用する剪断応力を面積分した値になる。ただし、仮定により応力は y 軸方向に均等に分布しており、 x 軸方向の線積分に帰着される。

$$F_x = b \int_0^{a(1-\lambda)} \sigma_{x,ad} dx + b \int_{a(1-\lambda)}^a \sigma_{x,sl} dx \dots\dots\dots (4)$$

$$F_y = b \int_0^{a(1-\lambda)} \sigma_{y,ad} dx + b \int_{a(1-\lambda)}^a \sigma_{y,sl} dx \dots\dots\dots (5)$$

粘着域と滑り域について剪断応力の方向角 θ は等しいため、タイヤ力の絶対値を計算してから、方向余弦を乗じて簡単化すると計算しやすく、結果は次のようになる。

$$F_x = -\frac{a^2 b c_x \kappa_x}{6(1 + \kappa_x)} (3 - 3\lambda + \lambda^2) \dots\dots\dots (6)$$

$$F_y = \frac{a^2 b c_y \tan \alpha}{6(1 + \kappa_x)} (3 - 3\lambda + \lambda^2) \dots\dots\dots (7)$$

セルフアライニングトルク M_z についても同様の積分で表現され、積分は粘着域と滑り域を分けて計算することになる。等方性ブラシモデル $c_x = c_y$ を仮定すると、ブラシには力だけが作用して、トレッドの微小面積に作用するモーメントは零となり、さらに、剪断応力は軸方向で均等に分布することから、 M_z を面積分で評価するときの被積分関数は剪断応力に接地面中央から x 軸方向の距離を乗じた値であり、面積分は線積分に帰着される。

$$M_z = b \int_0^{a(1-\lambda)} \left(x - \frac{a}{2}\right) \sigma_{y,ad} dx + b \int_{a(1-\lambda)}^a \left(x - \frac{a}{2}\right) \sigma_{y,sl} dx \dots\dots\dots (8)$$

これを整理すると次式が得られる。

$$M_z = \frac{(1-\lambda)^3 F_y a}{2(3-3\lambda+\lambda^2)} \dots\dots\dots (9)$$

2.2 路面摩擦係数の推定 ブラシモデルのタイヤ力は摩擦円により制約される。タイヤ力の絶対値は、制駆動力と横力を F_x 、 F_y として、次式のように簡約化される。

$$\sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \mu F_z \lambda (3 - 3\lambda + \lambda^2) \dots\dots\dots (10)$$

ここから、タイヤグリップマージン ε との間で簡単な関係式が導かれる。タイヤグリップマージンとは、輪荷重と摩擦係数で決まる残余摩擦力を摩擦円の半径で正規化したものである。

$$\varepsilon = 1 - \frac{\sqrt{F_x^2 + F_y^2}}{\mu F_z} = (1-\lambda)^3 \dots\dots\dots (11)$$

セルフアライニングトルクは、完全な粘着状態での値により正規化されたモデルレートにより表現する。

$$\xi = \frac{M_z}{M_0} = \frac{6M_z}{F_y a} \dots\dots\dots (12)$$

式(9)、(11)、(12)により、等方性タイヤモデルについてのグリップマージン方程式が導かれる⁽⁷⁾。

$$\xi(1 + \varepsilon^{1/3} + \varepsilon^{2/3}) = 3\varepsilon \dots\dots\dots (13)$$

すなわち、 F_y 、 M_z 、 a の計測、あるいは推定により、モデルレート ξ の値が評価されれば、グリップマージンは代数的な解により与えられる。キングピンまわりのセルフアライニングトルクにはキャストトレールによる寄与が加算されるが、この M_z はニューマチックトレール単体による値である。

$$\varepsilon = \frac{1}{729} \left[\frac{2^{1/3}(9\xi + \xi^2)}{W(\xi)} + \xi + \frac{W(\xi)}{2^{1/3}} \right]^3 \dots\dots\dots (14)$$

$$W(\xi) = (2\xi^3 + 27\xi^2 + 243\xi + 27\xi\sqrt{\xi^2 + 14\xi + 81})^{1/3} \dots\dots\dots (15)$$

滑り状態になってモデルレート ξ が零に近づくとともに式(14), (15)の解 ε は零に収束し, 同様に $\xi=1$ の完全な粘着状態では $\varepsilon=1$ となるなど, 所定の条件成立が確認できる。このような推定方法は, 等方性モデルの仮定により, 先行研究より簡単になっており, コーナリングパワーなども不要である。グリップマージン方程式(13)は $\varepsilon^{1/3}$ についての三次方程式となり, 数値解法は不要で厳密な代数解が得られる。

グリップマージン ε の推定値は接地長 a に依存する。本研究ではこの目的で次の推定式を用いる。

$$a = \frac{2}{k_t} \sqrt{2k_t R F_z - F_z^2} \quad \dots\dots\dots (16)$$

ここで, k_t はタイヤの垂直剛性であり, 輪荷重 $F_z = 0$ のときタイヤは半径 R の円で, 接地による変形量は輪荷重 F_z に比例する F_z/k_t と仮定する。荷重が増加するにつれて直線状の接地部が長くなるが, それ以外のタイヤ形状は円弧のままで半径も変化しないとすると,

式(16)はこのような仮定から幾何学的に導いたものであり, 以上をまとめると次式で路面摩擦係数が推定されることになる⁽⁷⁾。

$$\hat{\mu} = \frac{\sqrt{F_x^2 + F_y^2}}{(1-\varepsilon)F_z} \quad \dots\dots\dots (17)$$

2.3 チェビシェフ多項式による近似 モデルレート ξ とグリップマージン ε の関数関係はわずかに下に凸でなめらかな曲線により表現される。オンラインでの高速評価のためにチェビシェフ多項式を導入すると次のようになる。近似誤差の絶対値は定数項の大きさを超えないため, 実用的な精度が得られる。

$$f_3(\xi) = -0.002\,270\,29 + 0.478\,904\xi + 0.559\,076\xi^2 - 0.036\,065\,5\xi^3 \quad \dots\dots\dots (18)$$

2.4 異方性モデル ブラシの剛性が x 軸方向と y 軸方向で異なる $c_x \neq c_y$ の異方性モデルについても同様に解析している。異方性の方がより精密であることは確かだが, アライニングトルクは横力に由来する成分が大部分のため, 異方性の影響はわずかであり, 現実的な推定精度の向上などの効果は生じにくいことが分かっている⁽⁷⁾。

2.5 四次モデル ブラシモデルにおいては, 通常は, 接地圧分布が式(1)の二次式として仮定されるが, 実際の接地圧は中央部分での分布が割合に平坦なため, 次式の四次式で置き換えて, 本論文では仮にこれを四次モデル, 一般的な式(1)の放物線状の接地圧分布を仮定する場合を二次モデルと呼ぶことにする。

$$p = \frac{10F_z}{ab} \frac{x}{a} \left(1 - \frac{x}{a}\right) \left(1 - \frac{2x}{a} + \frac{2x^2}{a^2}\right) \quad \dots\dots\dots (19)$$

解析の手順などは二次モデルと類似しているため,

ここでは省略するが, 代数的な計算と数値計算を経て, 等方性モデルについては例えばチェビシェフ多項式

$$f_3(\xi) = -0.007\,162\,37 + 0.602\,718\xi - 0.698\,02\xi^2 + 1.102\,9\xi^3 \quad \dots\dots\dots (20)$$

が導かれる。式(20)の適用については, 式(18)と同様である。

後述する車両運動シミュレーションソフトとして一般的な CarSim に内蔵される非線形タイヤモデルとの適合性などを比較すると, 二次モデルより四次モデルの方が優れているため, 後述する数値シミュレーションでは, 式(20)の四次モデルを用いる。

3. スライディングモード D^* 制御

3.1 D^* の導入 フライバイワイヤ航空機の縦運動制御には, 荷重倍率変化とピッチ角速度の線形結合として定義される C^* 基準を制御量とする C^* 制御が用いられる例がある。低速時にピッチ角速度, 高速時に上下加速度が制御される傾向となり, 民間機においては, 広い領域でパイロットにとって良好な操縦特性を実現する点に効果が認められている⁽⁴⁾。

左右並進とヨー回転の二自由度平面運動である車両の横運動制御では同様の評価基準として D^* が用いられる。 D^* は横加速度 a_y とヨーレート γ の線形結合として次のように定義される⁽⁴⁾⁽⁵⁾。第二項は車速 v とヨーレートの積を含み, D^* の値は定常円旋回では横加速度と一致する。

$$D^* \equiv da_y + (1-d)v\gamma \quad \dots\dots\dots (21)$$

3.2 ドライバによる目標 D^* 値の入力 車両が定常円旋回を行っているとき, 横滑り角に時間的变化はなく ($\dot{\beta}=0$), 定常状態でのヨーレートは軌跡の曲率を κ とするとき $\gamma = \kappa v$ となる。加減速による曲率変化を防ぐにはドライバは曲率指令 κ_r を入力すべきと考えられ, D^* の目標値は次のようになる。

$$D_r^* = \kappa_r v^2 \quad \dots\dots\dots (22)$$

目標曲率をステアリングホイールの角変位で入力する従来車両型の入力端を仮定する。二輪モデルと線形タイヤモデルにより実舵角 δ とヨーレート γ の比例関係が決まる。

$$\gamma = \frac{1}{1 - \frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f K_r}} \frac{v}{l} \delta \quad \dots\dots\dots (23)$$

ここで, m , l , l_f , l_r , K_f , K_r は二輪モデルを表現する定数であり, 車体質量, ホイールベース, 重心から前輪軸までの距離, 重心から後輪軸までの距離, 前輪, 後輪のコーナリングパワーである。

ステアリングギア比を $G_s = u/\delta$ とする。ここで, u

はステアリングホイールの回転角であり,

$$D_r^* = Gu \quad (24)$$

u から x_r の比例ゲインを G とする.

$$G = \frac{v^2}{G_s l \left(1 - \frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f K_r} v^2 \right)} \quad (25)$$

旋回初動時の車両応答遅れを D^* 制御器が補償するため, 操舵入力に対する車両応答の時間遅れは減少する傾向になる. 定常円旋回時のステアリングホイール角は, 線形関係が成立する領域では従来車両と同じになり, ドライバの違和感が低減できる.

3.3 定常状態における横滑り零化 四輪操舵車両

において, 前輪舵角に対する後輪舵角の比を車速に応じて調整する比例操舵により, 定常円旋回時の横滑り角が零となり, 車両の進行方向と車両の向きが一致する特性を車両に持たせることができる⁽¹⁴⁾. ここで, 定常円旋回時において横滑り零化を実現するための, 前輪と後輪の舵角比を導出しておく.

後輪の操舵角を零に固定された前輪操舵車両において, 前輪操舵角から横滑り角までの伝達関数 $G_{\delta_r}^{\delta_f}(s)$ は, よく知られているように次式となる.

$$\frac{\beta(s)}{\delta_f(s)} = G_{\delta_r}^{\delta_f}(0) \frac{1 + T_{\beta_f} s}{1 + \frac{2\zeta s}{\omega_n} + \frac{s^2}{\omega_n^2}} \quad (26)$$

ただし,

$$G_{\delta_r}^{\delta_f}(0) = \frac{1 - \frac{ml_f}{2ll_r K_r} v^2}{1 - \frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f K_r} v^2} \frac{l_r}{l}$$

$$T_{\beta_f} = \frac{I_z}{2ll_r K_r} \frac{1}{1 - \frac{ml_f}{2ll_r K_r}}$$

ここで, ω_n と ζ は次のようになる.

$$\omega_n = \frac{2l}{v} \sqrt{\frac{K_f K_r}{m I_z} \sqrt{1 - \frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f K_r} v^2}} \quad (27)$$

$$\zeta = \frac{m(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r) + I_z(K_f + K_r)}{2l \sqrt{m I_z K_f K_r} \left(1 - \frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f K_r} v^2 \right)} \quad (28)$$

後輪操舵角から横滑り角までの伝達関数 $G_{\delta_r}^{\delta_f}(s)$ も同様に表すことができる. 横滑りゲイン定数 $G_{\delta_r}^{\delta_f}(0)$, $G_{\delta_r}^{\delta_f}(0)$ は定常円旋回時における操舵角に対する横滑り角の値である.

前輪操舵角に比例した後輪操舵が行われる場合を考える. 前輪操舵角 δ_f と後輪操舵角 δ_r の関係を次のようにおく.

$$\delta_r = k \delta_f \quad (29)$$

これにより, ある一定の操舵角での定常円旋回時における横滑り角は,

$$\beta = [G_{\delta_f}^{\delta_f}(0) + k G_{\delta_r}^{\delta_f}(0)] \delta_f \quad (30)$$

である. 定常円旋回時の横滑り角が常に零にするため, 式(30)に $\beta=0$ を代入して k について解く.

$$k = -\frac{G_{\delta_f}^{\delta_f}(0)}{G_{\delta_r}^{\delta_f}(0)} = -\frac{1 - \frac{ml_f}{2ll_r K_r} v^2}{1 + \frac{ml_r}{2ll_f K_f} v^2} \frac{l_r}{l_f} \quad (31)$$

3.4 スライディングモードサーボ制御 車両の

実 D^* 値を指令値 D^* に追従させる車両制御器としてスライディングモードサーボを構成する⁽¹³⁾. スライディングモード制御で切換超平面に拘束される間は動特性が低次元の等価線形系に帰着されるため, D^* の定義に含まれる加重係数 d について調べやすくなる利点がある. 前節で導いた定常円旋回時に横滑り零化を実現するための前後輪の舵角比を利用し, その比例関係を目標状態とする関数を切換関数に含めることで, 定常状態における横滑り零化を図る. 状態ベクトルと入力ベクトルを $x_p = [\beta, \gamma, \delta_f, \delta_r]^T$, $u_p = [u_f, u_r]^T$ と定義して, 車両の動特性を状態方程式

$$\dot{x}_p = A_p x_p + B_p u_p \quad (32)$$

により表現する. ここで, 次のようにおく.

$$A_p = \begin{bmatrix} -\frac{2P_1}{mv} & -1 - \frac{2P_2}{mv^2} & \frac{2K_f}{mv} & \frac{2K_r}{mv} \\ -\frac{2P_2}{I_z} & -\frac{2P_3}{I_z v} & \frac{2K_f l_f}{I_z} & -\frac{2K_r l_r}{I_z} \\ 0 & 0 & -\frac{1}{\tau_f} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{\tau_r} \end{bmatrix}$$

$$B_p = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{1}{\tau_f} & 0 \\ 0 & \frac{1}{\tau_r} \end{bmatrix}$$

ただし

$$P_1 = K_f + K_r$$

$$P_2 = K_f l_f - K_r l_r$$

$$P_3 = K_f l_f^2 + K_r l_r^2$$

である. 式(32)はステアリングアクチュエータのダイナミクスを一次遅れとして含んでおり, 実舵角 δ_f , δ_r は時定数 τ_f , τ_r で操舵指令値 u_f , u_r に追従する. 列ベクトル C_p は線形モデルで推定される実 D^* 値が $C_p x_p$ となるように設定する.

$$C_p = \left[-\frac{2dP_1}{m}, -\frac{2dP_2}{mv} + (1-d)v, \frac{2dK_f}{m}, \frac{2dK_r}{m} \right] \quad (33)$$

次に状態ベクトル $x = [z, \beta, \gamma, \delta_f, \delta_r]^T$ により拡大系を定義する. 入力ベクトルは $u = u_p$, 指令値は $r = D^*$ とする.

$$\dot{x} = Ax + Bu + Er \quad (34)$$

切換関数 $\sigma = [\sigma_1, \sigma_2]^T$ を次式で定義する。

$$\sigma = Sx + Tr \quad (35)$$

ただし、次のようにおいている。

$$A = \begin{bmatrix} 0 & C_p \\ 0 & A_p \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ B_p \end{bmatrix}$$

$$E = \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad T = \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$S = \begin{bmatrix} \frac{1}{\tau_s} & -\frac{2dP_1}{m} & -\frac{2dP_2}{mv} + (1-d)v & \frac{2dK_f}{m} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \frac{2dK_r}{m} \\ -\frac{1}{k} \end{bmatrix}$$

これらの定義によると、 z は一階微分 $\dot{z} = C_p x_p - D^*$ となる。すなわち、 z は状態ベクトル x から推定される D^* 値の偏差を指令値 D^* を基準として評価し、それを時間積分した値となる。系がスライディングモード $\sigma = 0$ に拘束されると、 $\sigma_1 = 0$ は

$$\tau_s \dot{z} + z = 0 \quad (36)$$

となる。これより、 $\tau_s > 0$ であれば z は常に z と逆符号になり、 z , $\dot{z}$ は速やかに零に収束していく。スライディングモードサーボ系は、単純なスライディングモード制御系より実 D^* 値を指令値 D^* に強く収束させるから、ロバスト性の向上が見込める。ここで、 τ_s は z の収束に関する時定数であり、過渡応答における収束性に影響する⁽¹³⁾。

切換関数の $\sigma_2 = 0$ は定常円旋回において横滑り角が零の状態を表現する。行列 S の二列目は、四輪操舵車両の線形モデルを仮定すると、式(31)の k により定常円旋回時に $\delta_f - \delta_r/k = 0$ となることに対応している。

3.5 制御入力 スライディングモード状態にあるとき、式(35)において D^* を定数と見て $\dot{\sigma} = 0$ とすると $S\dot{x} = 0$ であることから、等価制御入力は $u_{eq} = -(SB)^{-1}(SAx + SEr)$ となる。よって制御入力は以下になる。

$$u = -(SB)^{-1}(SAx + SEr) - (SB)^{-1} \begin{bmatrix} \rho_1 \operatorname{sgn}(\sigma_1) \\ \rho_2 \operatorname{sgn}(\sigma_2) \end{bmatrix} \quad (37)$$

後述するシミュレーションでは、符号関数 $\operatorname{sgn}(\sigma_i)$ を次の $f_i(\sigma_i)$ で近似することで、チャタリングを低減する⁽¹³⁾。

$$f_i(\sigma_i) = \frac{\sigma_i}{|\sigma_i| + \psi_i}, \quad \psi_i > 0 \quad (i=1, 2) \quad (38)$$

3.6 最適な加重係数 d の導出 制御対象が切換超平面に拘束され、 $\sigma = 0$ となった場合の制御系にお

Fig.1 Root locus of the equivalent system in sliding mode servo D^* control

いては、式(37)から等価制御入力が発生しているとみなせる。このとき、切換超平面での等価線形系は

$$\dot{x} = [A - B(SB)^{-1}SA]x - B(SB)^{-1}SEr \quad (39)$$

と表される。このシステムを解析することにより、最適な加重係数 d が得られる。図1に、 $v = 30$ m/s の走行条件で、 d を0から1まで変化させたときの根軌跡を示す。パラメータには、後述するシミュレーションで用いる表1の数値を用いた。五つの極のうち二つはスライディングモードに対応する原点極であり、サーボ系の極 $-1/\tau_s$ が原点からかなり離れていれば、根軌跡の観察から残りが重極となるとき d により安定度が最大化される。コーナリングパワーなど車両の特性が変動するときの影響にも注意する必要がある。

3.7 制御系としての特性 式(34)の拡大系はマッチング条件を満たしていないため、モデルの不確かさがある場合について、制御入力によって直接に打ち消すことはできない。サーボ系として構成しているため、 D^* 値の目標からの偏差積分値がフィードバックされて、後述するシミュレーションなどにおいても割合に良好な結果を得ている。ただし、 $\sigma_1 = 0$ が持続したとしても、真の D^* 値と目標値が一致するという条件ではなく、あくまで状態 x_p から推定される $D^* = C_p x_p$ が対象となっている。

定常状態となったとき、タイヤの非線形性によりコーナリングパワーから推定されるだけ横加速度が発生するとは限らない。タイヤ力が飽和することで、 D^* の絶対値は実 D^* より大きく評価される傾向になる。タイヤ横滑り角の大きい急旋回において、さらに d の値が大きく、加速度成分が強く評価される場合にこの傾向が強くなると推察される。加速度を直接に観測する制御と異なり、一種のアンダーステア特性となる。スライディングモード制御を導入したことにより、

D^* 制御としての特性が抽出しやすくなったことは利点である。

4. プロテクション機能

4・1 フライバイワイヤ プロテクション機能を実装している実用例として航空機が挙げられる。近年開発される民間航空機において、従来の人力あるいは機力式操縦システムに替わり、フライバイワイヤ (Fly-By-Wire: FBW) を採用する傾向がある。この方式を使うことによって、アクティブ制御技術を積極的に適用することができ、空力、構造、エンジンなどの固有の特性で決まっていた機体形状および性能を改善できるようになった⁽⁴⁾。

一般にこの FBW は、その方式に基づいて Closed Loop FBW (CL-FBW) と Open Loop FBW (OL-FBW) とに大別することができる。両者の方式のうち、民間旅客機において初期に実現されたのは CL-FBW であり、Airbus A320 や Boeing777 など大型機を中心に多くの機体に採用されている⁽⁹⁾。Boeing777 は PFCS (Primary Flight Control System) を採用しており、通常運行時にはエンベローププロテクションを実装する反力提示システムが起動している。これにより、ある閾値に近づいてきた場合、パイロットが操縦桿を保持する力が徐々に増していく。パイロットは警告されるが、閾値を上回ることができなくなることはない⁽¹⁰⁾。一方、Airbus A320 は FCC (Flight Control Computer) を採用しており、閾値に近づいた緊急時には、操縦の最終権限はパイロット側ではなく FCC 側に与えられている⁽¹¹⁾。

近年、OL-FBW 機においても宇宙航空研究開発機構と三菱重工(株)がプロテクションについての研究を進めている。エンベローププロテクションの設計において、迎角の閾値と現在の迎角との差を操舵反力の増加量としてパイロットに提示している。閾値を越えた時点で急激に反力を大きくすることでプロテクションの発動を認識させるなどの調整がされている⁽⁹⁾。シミュレーションフライトによる評価実験では、操縦反力が増大するタイミング、増加率、最大値などを適切に設定しなければ、プロテクションの機能が実現できないのみならず、通常の操作に対して悪影響を及ぼす可能性もあり得ると報告されている⁽¹²⁾。

プロテクション機能の設計においては、危険な領域に近づきつつあることをパイロットに認識させ、回復操作を援助し、さらに危険な領域に向けようとする操作を阻害するといった機能の実現が目的となる⁽⁹⁾。

プロテクション機能が動作していることはパイロ

ットに明白に判るべきだが、究極的な操作権限はパイロット側に残すという意味で、意図的にプロテクション機能に相反する入力の可能性も重要とされている⁽⁹⁾。機体の操作と応答は過去の経験や訓練に基づいた馴染みのあるものにすべきともいわれている⁽¹⁰⁾。

4・2 アクティブ操舵車両 これまでに述べたスライディングモード D^* 制御系では、タイヤ横力が線形域にある状態を想定して設計している。制御系としてのロバスト性はよく知られているが、圧雪路などの低 μ 路においては、比較的小さな舵角においても、タイヤ横力が飽和領域に入る傾向がある。そのため、路面との摩擦係数に対応して、操舵指令値を何らかの形で制約すべきと考えられる⁽⁸⁾。そこで、本研究では推定した路面状態から、横加速度の理論限界値を求め、その値を用いてドライバの指令値を飽和させるプロテクション機能を試みる。

路面摩擦係数 μ の路面を走行しているとき、摩擦円による制約により発生可能な横加速度の最大値は次のようになる。

$$|a_y| \leq \sqrt{\mu^2 g^2 - a_x^2} \quad \dots\dots\dots (40)$$

ここで、 a_x は前後方向加速度である。式(40)は、車体の重量が輪荷重となるように仮想的なタイヤについて、前後加速度、横加速度とタイヤの前後力、横力との間でそれぞれ比例関係を仮定したことに相当する。

横加速度は $a_y = v(\dot{\beta} + \gamma)$ と書けるから、 D^* は式(21)の定義により、ただちに $D^* = v(d\dot{\beta} + \gamma)$ となる。横滑り角零化制御の効果で $\dot{\beta}$ の値が過大にならないとすると、両者は $v\gamma$ にほぼ比例して、 $D^* \simeq a_y$ といえる。そこで、グリップマージン ε_i の最小値を用いて

$$|D^*| \leq D_{\max}^* = \frac{|a_y|}{K_s(1 - \min_i \varepsilon_i)} \quad \dots\dots\dots (41)$$

の形式で D^* を制約することにする。式(41)の a_y は現在の横加速度観測値、 K_s は安全率とする。

実装時には、推定値の変動を考慮し、式(41)の右辺を時定数 τ_i のローパスフィルタで平滑化し、その出力で指令値 D^* を飽和させる。この方式により、路面摩擦係数の推定をバイパスして、グリップマージンから路面状態に応じた舵角の制約が可能である。これに伴い、原理的な側面からは輪荷重の推定が不要となる。仮に前後加速度や輪荷重の値が与えられるなら、式(17)の摩擦係数推定値を式(40)に代入してもよい。式(40)と比べると式(41)の上限は評価しやすい代わりに保守的な傾向があるが、 ε が低下していくにつれて式(40)と等価な値に収束していく。現実的にいえばドライバ入力による指令値 $D_{\max}^*$ の変化は割合に緩やかで、制御周期ごとに式(41)が評価されるなら保守性はさほ

ど影響しない。

航空機におけるプロテクション機能の実装例のように、過大な操舵指令の抑制機能には、ステアリングホイールの操舵反力を用いる機構構成などが大きく影響しよう。5章で走行シミュレーションを行う際は、ドライバからの舵角の曲率指令値をリミッタにより飽和させる方法により、このような観点からの議論は今後の課題とする。フライバイワイヤで見られるように、ドライバがプロテクションに相反する入力も可能となる一種のオーバーライド機能も実用上は重要である。ここでは、指令値を所定値で飽和させる方法とするが、 $D_{\max}^*$ を越えるとドライバ入力による指令値の増分を減少させる可変ギヤ比のような実装で一種のオーバーライドを実現させる方法も考えられよう⁽⁸⁾。

5. 数値シミュレーション

5.1 シミュレーション方法 本研究では CarSim を用いて、路面摩擦係数の推定手法とアクティブ操舵車両の制御則の有効性を検証する。CarSim とは、乗用車などの種々の運動条件(アクセル、ブレーキ、ステアリング操作)と環境条件(路面摩擦係数、高低差、機風など)での動的な挙動を、PC 上で解析評価するための車両運動シミュレーションパッケージソフトウェアである。CarSim は 27 自由度フルビークル動力学モデルやグリップの限界を超える走行テストを可能にする非線型タイヤモデルを有し、実車両に近い挙動を再現できる。MATLAB/Simulink で作成した制御ブロックと結合してシミュレーションを行うことが可能であり、これらの機能を用いて提案する制御則を実装する。

5.2 シミュレーション条件 数値シミュレーションに用いる車両モデル、ドライバモデル、制御器のパラメータを表 1 に示す。車両モデルは CarSim の Big Sedan に準拠している。ドライバモデルは車両重心から前方 tv の位置に前方注視点を仮定し、そこの軌道偏差から曲率指令値までの伝達関数を

$$H(s) = \frac{2}{v^2 \tau^2} (1 + \tau_0 s) e^{-\tau_L s} \quad \dots\dots\dots (42)$$

と定義して用いる。本論文では、ドライバモデルの微分動作のパラメータである τ_0 は零とする。強い微分動作はドライバにとって大きな負担であり、微分動作の必要な制御対象は、通常の人には操作しにくいとされるためである。ドライバの刺激応答時間は $\tau_L = 0.25$ s とする。加重係数 d の値は制御系の安定度最大化の観点から最適値が求まる。表 1 の四輪アクティブ操舵車両についていうと、 $v = 12$ m/s においては d

Table 1 Parameters for simulations

Parameters of vehicle			
m [kg]	1707	I_z [kgm ²]	3174.9
l_f [m]	1.033	l_r [m]	1.657
K_f [N/rad]	68909	K_r [N/rad]	51406
τ_f [s]	0.1	τ_r [s]	0.1
R [m]	0.301	k_t [kN/m]	220
G_s	16		
Parameters of driver model			
τ [s]	1.0	τ_L [s]	0.25
τ_D [s]	0		
Parameters of controller			
ρ_1	50	ψ_1	5
ρ_2	1	ψ_2	0.015
τ_l [s]	0.05	K_s	1.2
τ_s [s]	0.1	d	0.3

$= 0.2557$ となる。コーナリングパワーの変動を考慮したロバスト性能の観点からいうとこれより少し大きな値の方がよいため、 $d = 0.3$ と設定した。アクティブ操舵車両を想定している関係から、転舵速度は 0.15 rad/s が操舵アクチュエータによる上限と仮定している。

5.3 ダブルレーンチェンジ 突然の障害物などを避ける状況を想定したダブルレーンチェンジのシミュレーションを行う。ダブルレーンチェンジは、ISO TC22 SC9 においても規定されている。目標コースの形状は図 2 に示すとおりである。図に示すように、 X - Y 座標系の原点から X 軸の正方向に 50 m 直進し、30 m の乗移り区間中に Y 軸の正方向に 3.5 m 移動した後に、25 m 直進する。その後、25 m の乗移り区間中に Y 軸の負方向に 3.5 m 移動し、元のレーンに戻る。目標車速は 12 m/s で、圧雪路を想定して路面摩擦係数は $\mu = 0.2$ とする。

シミュレーションは以下の二種類の車両について行う。

1. スライディングモードサーボによる四輪アクティブ操舵車両の D^* 制御(車両 A)
2. 上記の車両にプロテクション機能を実装した車両(車両 B)

プロテクション機能の実装では、前輪二輪のうちグリップマージンの小さい側を参照する。

5.4 走行結果 走行結果を図 2~5 に示す。図 2 は走行軌跡である。車両 A は 2 回目のレーンチェンジでもとの車線に戻るとともに横滑り角が増大を始めており、図 2 では目標軌道を大きく逸脱しているのが

Fig. 2 Trajectory of vehicle CGs [A: w/o PF(---), B: with PF(—)]

Fig. 3 Reference D^* and limit values [input of limiter: (---), output of limiter: (—), limit value: (---)]

Fig. 4 Body slip angles [A: w/o PF(---), B: with PF(—)]

確認できる。車両 B のダブルレーンチェンジはスムーズに完了している。

車両 B の制御器に入力される指令値 D^* を図 3 に示す。太い破線で示すリミッタの上限値により、ドライバモデル出力が抑制される様子が分かる。上限値は路面摩擦係数の値から予想されるように約 0.2 G 前後の値となり、リミッタ出力が入力値のピークを抑制することにより、図 2 のように走行状態に大きな差が生じる。

図 4 のように、車両 A はもとの車線に復帰する $t =$

Fig. 5 Minimum grip margins [A: w/o PF(---), B: with PF(—)]

12 s の辺りから横滑り角が急に増大する。車両 B は、横滑り零化を目標とした制御の効果もあり、車体横滑り角の絶対値は 0.5° 以下となり、低 μ 路であることからすると良好な結果である。

図 5 は前輪のグリップマージン最小値の推移を示している。これはシミュレーションでのタイヤ力と輪荷重、路面摩擦係数 $\mu=0.2$ からグリップマージンを評価したものであり、車両 A では計算上のグリップマージンが負になり、タイヤ力の飽和は明らかである。一方、車両 B ではグリップマージン最小値が正のままで推移しており、操舵安定性が損なわれないことを裏付けている。CarSim は相似変換によるテーブル内挿を基本とした非線形タイヤモデルを備えており、このタイヤモデルではスピンに伴う激しいスリップで摩擦円モデルの限界を越えるタイヤ力が発生し、車両 A においてグリップマージンの値が負となる場合が見られる。

6. 結 言

ブラシモデルを用いて、タイヤに作用する力およびモーメントの間に成り立つ関係から、タイヤ路面間の摩擦係数の推定手法を導出した。等方性ブラシモデルを用いると路面摩擦係数が三次方程式の解を用いて表現できることを確認した。路面摩擦係数推定の応用として、アクティブ操舵車両の D^* 制御を取り上げ、路面状態に応じた操舵制御を提案した。数値シミュレーションにより、グリップマージンの推定値を利用して指令値を飽和させることで、比較的簡単に過大な舵角の発生を抑制できることを示し、四輪アクティブ操舵車両のダブルレーンチェンジについて、低 μ 路において操縦安定性が向上することを示した。

本研究の数値シミュレーションにおいては、京都大学大学院情報学研究科修士課程に在学中の中嶋大氏の協力を得た。

文 献

- (1) Nishihara, O., Hiraoka, H. and Kumamoto, H., Optimization of Lateral and Driving/Braking Force Distribution of Independent Steering Vehicle, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 72, No. 714 (2006-2), pp. 537-544.
- (2) Nishihara, O., Minimax Optimizations of Tire Workload Exploiting Complementarities between Independent Steering and Traction/braking Force Distributions, *Proceedings of AVEC'06*, (2006-8), pp. 713-718.
- (3) Ono, E., Hattori, Y., Aizawa, H., Kato, H., Tagawa, S. and Niwa, S., Clarification and Achievement of Theoretical Limitation in Vehicle Dynamics Integrated Management, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 73, No. 729 (2007), pp. 1425-1432.
- (4) Kanai, K., Kawabe, T. and Ochi, T., *Vehicle Control—Aircrafts and Automobiles* (in Japanese), (2004), Maki Shoten.
- (5) Kanai, K., Ochi, Y., Fujishiro, T., Ito, K. and Kawabe, T., Design of Adaptive-Type Yaw Rate, Lateral Acceleration and D^* -Controllers for 4-Wheel Steering Car, *Journal of the Society of Instrument and Control Engineers*, Vol. 24, No. 4 (1988), pp. 426-428.
- (6) Ono, E., Hattori, Y., Muragishi, Y. and Koibuchi, K., Vehicle Dynamics Control Based On Tire Grip Margin, *Proceedings of AVEC'04*, (2004-8), pp. 531-536.
- (7) Nishihara, O., Sakatani, Y. and Kurishige, M., Estimation of Road Friction Coefficient based on Brush Model, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 75, No. 753 (2009-5), pp. 1516-1524.
- (8) Endo, M., Ogawa, K. and Kurishige, M., Cooperative Control of Active Front Steering and Electric Power Steering Based on Self-aligning Torque, *Proceedings of AVEC'06*, (2006-8), pp. 297-302.
- (9) Funabiki, K., Nojima, T., Shinkawa, T., Tsuda, H., Muraoka, K., Yamaguti, Y., Yamaji, T. and Yamai, Y., Contribution to Domestic Airplanes—Flight Control System Technology (in Japanese), *Proceeding of Next Generation SST and Domestic Aircraft Symposium*, JAXA, (2007-9), pp. 31-32.
- (10) Aplin, J. D., Primary flight computers for the Boeing 777, *Microprocessors and Microsystems*, Vol. 20, No. 8 (1997), pp. 473-478.
- (11) Young, M. S., Stanton, N. A. and Harris, D., Driving automation: Learning from aviation about design philosophies, *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 45, No. 3 (2007), pp. 323-338.
- (12) Nojima, T., Yamaji, T., Yamaguti, Y. and Funabiki, K., A Study on protection method for Open Loop Fly-by-Wire aircraft, *Proceeding of 45th Aircraft Symposium*, JSASS, (2007-10), pp. 423-427.
- (13) Nonami, K. and Den, K., *Sliding Mode Control* (in Japanese), Corona Publishing, (1994), pp. 140-159.
- (14) Nagai, M. and Teranishi, K., Stability of 4 WS Systems Based on Side Slip Zeroing Control (Closed-Loop Characteristics Analysis by Hybrid Steering Model), *Transactions of the Society of Automotive Engineers of Japan*, Vol. 23, No. 1 (1990), pp. 66-71.