

タイヤ横すべりを考慮した限界スリップ率推定に基づく 電気自動車の駆動力制御

前田 健太*・藤本 博志*・堀 洋一*

Driving Force Control of Electric Vehicles with Estimation of
Slip Ratio Limitation Considering Tire Side Slip

Kenta MAEDA*, Hiroshi FUJIMOTO* and Yoichi HORI*

This paper presents the estimation method of the slip ratio limitation for electric vehicles that ensures traction, based on the tire brush model considering tire side slip. Also the estimated slip ratio limitation is applied to the driving force control, a traction control that has been proposed by the authors' research group. According to the proposed method, vehicle safety can be improved by preventing understeer when cornering with accelerating or decelerating on slippery roads. Effectiveness of the proposed method is verified by experiments using an experimental electric vehicle.

Key Words: electric vehicle, traction control, slip ratio, tire model, recursive least squares

1. はじめに

滑りやすい路面上での駆動・制動時における自動車の走行安定性を確保するため、トラクション制御の研究が多数行なわれている^{1)~3)}。その中で、路面摩擦係数 μ の情報を用いてタイヤ力の上限を推定する手法が注目されており、 μ の推定法に関してこれまで数々の研究成果が報告してきた。一例として、タイヤモデルに基づき μ を推定する手法⁴⁾、ドライビングスティフネス推定に基づく手法⁵⁾、タイヤ共振周波数の変化に着目した μ 推定手法^{6), 7)}、タイヤ内に圧電素子を設置して μ を計測する手法⁸⁾などが提案されている。

一方、著者らの研究グループでは電気自動車の高い制御性⁹⁾を活かし、 μ の情報を用いずにスリップ率入力を制御するスリップ率制御^{10), 11)}を提案した。さらに、電気自動車では駆動力オブザーバによって駆動力を推定可能であることから、スリップ率制御の外側に駆動力ループを設けた駆動力制御法¹²⁾を提案した。本手法によって、駆動力が飽和しない領域ではドライバのアクセル指令に従い指令値どおりの駆動力を発生させる。また、駆動力が飽和するような低 μ 路ではインナーのスリップ率制御に対して与えるスリップ率指令値に上限値を設定することで、タイヤスリップ率が上限値以上となるのを防ぎ、トラクション効果を發揮する。このとき上限値がタイヤ

の粘着限界であれば、駆動力制御法はその路面においてタイヤが出せる力の範囲を最大化しているといえる。

文献12)では駆動力が最大となる粘着限界スリップ率を既知とし、スリップ率指令値の制限値に対して定数±0.2を与えていた。しかしながら、実際には粘着限界スリップ率はタイヤによって異なり、路面状況によっても変化すると考えられる。タイヤが粘着限界を超えて動摩擦領域に達することはタイヤ力の飽和、すなわち旋回時における横方向の安定性を損なうことから、粘着限界スリップ率を逐次推定することが望ましい。それゆえ粘着限界スリップ率の推定法の研究も行なわれており^{2), 13)}、著者らの研究グループでもタイヤブラシモデルに基づく推定手法を提案した¹⁴⁾。だが、これらはいずれもタイヤの前後運動のみを考慮しており、旋回時におけるタイヤ横滑りの影響を考慮に入れていない。

そこで本稿では、文献14)で無視したタイヤ横すべり角も考慮に入れ、旋回時にも適用可能な粘着限界スリップ率推定法を提案する。本手法は、タイヤモデルに基づくスリップ率、タイヤ横すべり角、駆動力および横力の関係式を利用し、逐次形最小二乗法によって粘着限界スリップ率を直接推定する。推定された粘着限界スリップ率を駆動力制御法のスリップ率指令値制限に適用することで、加減速しながら旋回する際の安定性を向上可能である。

本稿では前輪駆動車が雪道などの低 μ 路を加速しながら旋回することを想定する。このとき、タイヤが空転領域に達すると前輪の横力が飽和・減少して旋回半径が大きくなり、アンダーステアとなる。本稿で提案する手法により加速旋回におけるタイヤ力の低下を防ぎ、前輪駆動車のアンダーステア

* 東京大学大学院新領域創成科学研究科 柏市柏 5-1-5

* Graduate School of Frontier Sciences, The University of Tokyo, 5-1-5 Kashiwa, Kashiwa

(Received June 20, 2013)

(Revised September 25, 2013)

Table 1 Vehicle specifications

Vehicle Mass (m)	870 [kg]
Wheel Base (l)	1.7 [m]
Distance from C.G to Front Axle (l_f)	0.999 [m]
Distance from C.G to Rear Axle (l_r)	0.701 [m]
Tread Base (d_f, d_r)	1.3 [m]
Wheel Radius (r)	0.302 [m]



Fig. 1 FPEV2-Kanon



Fig. 2 In-wheel motor

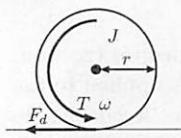


Fig. 3 Wheel rotation

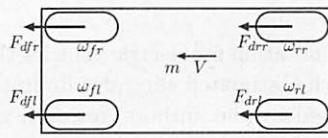


Fig. 4 Vehicle translation

が低減可能であることを、実機を用いた実験により示す。

2. 実験車両と車両モデル

2.1 実験車両

実験車両として著者らの研究グループが製作し、本稿で使用した電気自動車「FPEV2-Kanon」を Fig. 1 に示す。また、FPEV2-Kanon の各パラメータの値を Table 1 に示す。

本車両には、Fig. 2 に示す東洋電機製造製アウターロータ型インホイールモータを 4 輪すべてに搭載している。このモータはダイレクトドライブ方式であり、ギアを介さないためバックラッシュの影響などがない。したがって、路面からの反力情報を直にモータに伝えることが可能である。1 輪あたりに発生可能な最大トルクは前輪が 500 Nm、後輪が 340 Nm である。また、本車両には車体の速度および横すべり角を計測する光学式センサ、前後・左右加速度および重心軸まわりの角速度を取得可能な加速度・ジャイロセンサを搭載している。さらに 4 輪全輪にタイヤ横力センサとして日本精工株式会社で開発中のマルチセンシングハブユニット軸受 (MSHub) が搭載されており、タイヤに発生している横力を直接取得可能である。

2.2 車両運動モデル

各輪の回転運動に関する運動方程式および車両の運動方程式は、走行抵抗を無視すると Fig. 3、Fig. 4 より次式のように表わされる。

$$J_{ij}\dot{\omega}_{ij} = T_{ij} - rF_{dij} \quad (1)$$

$$m\dot{V} = F_{df_l} + F_{df_r} + F_{dr_l} + F_{dr_r} \quad (2)$$

ここで、 J は車輪回転部のイナーシャ、 ω は車輪角速度、 T はモータトルク、 r は車輪半径、 F_d は接地面でタイヤに働く

駆動力であり、 i, j はそれぞれ f, r (前後)、 l, r (左右) を表わす。また、 m は車両質量、 V は車両速度を表わす。

一方、旋回時においては前輪の左右方向のタイヤ力に関して下式が成立する。

$$\begin{aligned} F_{yfl} &= -C_{fl}\alpha_{fl} \\ &\simeq -\kappa_{fl}C_f \left(\frac{V\beta + l_f\gamma}{V - \frac{1}{2}d_f\gamma} - \delta_f \right) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} F_{yfr} &= -C_{fr}\alpha_{fr} \\ &\simeq -\kappa_{fr}C_f \left(\frac{V\beta + l_f\gamma}{V + \frac{1}{2}d_f\gamma} - \delta_f \right) \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \kappa_{fl} &:= \frac{2N_{fl}}{N_{fl} + N_{fr}}, \quad \kappa_{fr} := \frac{2N_{fr}}{N_{fl} + N_{fr}} \\ N_{fl} &= \frac{l_r}{2l}Mg - \rho_f a_y M \frac{h_g}{d_f} - a_x M \frac{h_g}{l} \end{aligned} \quad (5)$$

$$N_{fr} = \frac{l_r}{2l}Mg + \rho_f a_y M \frac{h_g}{d_f} - a_x M \frac{h_g}{l} \quad (6)$$

ここで F_{yfl}, F_{yfr} はそれぞれ左前輪・右前輪の横力、 N_{fl}, N_{fr} はそれぞれ左前輪・右前輪の垂直荷重、 C_f は前輪のコーナリングスティフネス、 β は車体横滑り角、 γ はヨーレート、 δ_f は前輪舵角である。また、 α_{fl}, α_{fr} はそれぞれ左前輪・右前輪の横滑り角であり、ここでは $|\alpha_{fl}| \ll 1$ および $|\alpha_{fr}| \ll 1$ を仮定している。さらに (5), (6) 式において a_x は車両の前後加速度、 a_y は左右加速度、 ρ_f は前輪のロール剛性である。本稿では $\rho_f = 0.5$ とし、各輪の垂直荷重は加速度センサで取得した a_x および a_y から (5), (6) 式より算出する。

2.3 車両の旋回運動とアンダーステア

(3) 式および (4) 式に関して、後輪のタイヤにも同様の式を立てることが可能であり、後輪のコーナリングスティフネス C_r が定義される。また、車両の左右方向の運動方程式および重心軸まわりの回転運動方程式は、左右輪の荷重変動を無視 ($\kappa_{fl} = \kappa_{fr} = 1$) し、横滑り角およびヨーレートが十分小さいと仮定すると下式のように表わせる¹⁵⁾。

$$\begin{aligned} mV \left(\frac{d\beta}{dt} + \gamma \right) &= -2C_f \left(\beta + \frac{l_f}{V}\gamma - \delta_f \right) - 2C_r \left(\beta - \frac{l_r}{V}\gamma \right) \\ (7) \end{aligned}$$

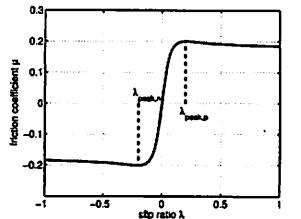
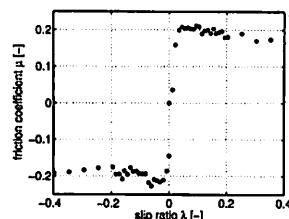
$$I \frac{dr}{dt} = -2C_f \left(\beta + \frac{l_f}{V}\gamma - \delta_f \right) l_f + 2C_r \left(\beta - \frac{l_r}{V}\gamma \right) l_r \quad (8)$$

ここで m は車体重量、 I は車体の重心軸周りのモーメント、 l_f, l_r はそれぞれ重心点から前輪軸、後輪軸までの距離、 l はホイールベース ($l_f + l_r$) である。

(3), (4), (7), (8) 式より操舵角 δ_f からヨーレート γ への伝達関数を算出すると、その定数項は下式のようになる¹⁵⁾。

$$\begin{aligned} \gamma &= \frac{1}{1 + AV^2} \frac{V}{l} \delta_f \\ A &= -\frac{m}{2l^2} \frac{l_f C_f - l_r C_r}{C_f C_r} \end{aligned} \quad (9)$$

(9) 式において、 A はスタビリティファクタと呼ばれるパラ

Fig. 5 Typical μ - λ relationshipFig. 6 μ - λ of FPEV2-Kanon

メータである。このパラメータが正值かつ数値が大きいほど、速度の上昇に応じてヨーレートが減少し、この状態をアンダーステアと呼ぶ。本式より、前輪のコーナリングスティフネス C_f が減少すると A が増大し、アンダーステア性が強くなることがわかる。

前輪駆動車が低 μ 路上を加速旋回するとき、タイヤが空転領域にあるとタイヤの合力が減少し、前輪に発生する横力が低下する。このとき前輪のコーナリングスティフネスが低下し、アンダーステアとなる。本稿で提案する手法は、駆動力発生時にタイヤを確実に粘着領域にとどめること、すなわちタイヤ横力の飽和防止である。したがって、低 μ 路上での加速旋回においてアンダーステアが低減できれば、それはタイヤ横力の低下が防止できたということを意味するため、本手法の有効性が示されたといえる。

2.4 タイヤ運動モデル

駆動および制動時には、タイヤの弾性変形により車輪速 $V_\omega = rw$ と車体速 V の間に差が生じているため、スリップ率 λ が次式で定義される。

$$\lambda = \frac{V_\omega - V}{\max(V_\omega, V, \epsilon)} \quad (10)$$

ここで ϵ は零割を防ぐための微小な定数である。

各輪に発生する駆動力 F_d は、タイヤのスリップ率 λ 、垂直抗力 N および摩擦係数 μ より (11) 式で得られる。

$$F_{dij} = \mu_{ij} N_{ij} \quad (11)$$

ここで i, j は (1) 式と同様に定義され、各輪で成立することを表わす。 μ と λ の関係は路面状況によって変化するが、Fig. 5 で示すような関係があることが知られている¹⁶⁾。 μ が最大、最小となるスリップ率 $\lambda_{peak,p}$ 、 $\lambda_{peak,n}$ がそれぞれ存在し、 $\lambda_{peak,n} \leq \lambda \leq \lambda_{peak,p}$ の領域はタイヤが粘着状態であり、その外側ではタイヤに動摩擦力が働く。本稿では λ_{peak} を粘着限界スリップ率と呼ぶ。

本稿で用いた実験車両について、滑りやすい路面上で μ - λ 特性を取得した結果を Fig. 6 に示す。 λ_{peak} が ± 0.05 程度であり、粘着領域が非常に小さくなっている。これは、インホイールモータ搭載のため、タイヤが一般の自動車に比べて非常に扁平であることが一因と考えられる。

2.5 タイヤブラシモデル

Fig. 5 で表わされる関係を数式で表わすにあたって、本稿では、タイヤモデルとして広く使われているブラシモデルに

注目する。タイヤにブラシ状の弾性体要素が無数に取り付けられており、タイヤに発生する力とモーメントはブラシの弾性変形に基づいて記述される。

ブラシモデルにおいて、タイヤ接地面の長さを a 、幅を b 、タイヤ前後方向および左右方向のブラシの剛性をそれぞれ C_x 、 C_y 、タイヤの横すべり角を α とおくと、タイヤに発生する合力 F_{tire} 、駆動力 F_d および横力 F_y は以下の式で与えられる⁴⁾。

$$F_{tire} = \sqrt{F_d^2 + F_y^2} \\ = \begin{cases} \mu_p N \eta (3 - 3\eta + \eta^2), & [0 \leq \eta \leq 1] \\ \mu N, & [\eta > 1] \end{cases} \quad (12)$$

$$F_d = \frac{\lambda}{\sqrt{\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha}} F_{tire} \quad (13)$$

$$F_y = \frac{\phi \tan \alpha}{\sqrt{\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha}} F_{tire} \quad (14)$$

$$\eta := \frac{ab^2 \sqrt{C_x^2 \lambda^2 + C_y^2 \tan^2 \alpha}}{6\mu N(1 + \lambda)} \\ = K \frac{\sqrt{\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha}}{1 + \lambda} \quad (15)$$

$$K := \frac{a^2 b C}{6\mu N}, \quad C_x = C, \quad C_y = \phi C \quad (16)$$

ここで μ_p は Fig. 5 において λ_{peak} のときの摩擦係数（路面摩擦係数）、 μ は動摩擦係数である。また、 η はタイヤ滑り域の長さを接地面で規格化した量であり、 $\eta = 0$ のときタイヤは完全粘着し、 $\eta = 1$ でタイヤ接地面の全領域が空転しているとみなす。なお、タイヤブラシモデルにおいてスリップ率 λ は (17) 式に示す制動時の定義を用いる。

$$\lambda = \frac{V_\omega - V}{V} \quad (17)$$

3. 駆動力制御法

本章では、トラクション制御として適用した駆動力制御法について述べる¹²⁾。駆動力制御法のブロック図を Fig. 7 に示す。アウターループが駆動力オブザーバに基づく駆動力ループとなっており、インナーループにスリップ率制御として車輪速制御ループが存在する。モータは角速度 ω 、モータトルク T が取得可能であることから、(1) 式に基づき駆動力オブザーバを構成することで各輪の駆動力 \dot{F}_d が推定可能である。なお、本稿ではモータの電流制御系が十分速いと仮定し、モータトルク指令値 T^* を推定を利用して利用する。

スリップ率 λ は駆動時 ($V_\omega \geq V$) と制動時 ($V_\omega < V$) で定義が異なり、制御する上では不都合である。そこでスリップ率の代わりに操作量 y を次式で定義する。

$$y = \frac{V_\omega}{V} - 1 \quad (18)$$

これは制動時のスリップ率と同じ定義であり、駆動時の y と λ の関係は、 $\lambda = 0$ 近傍では y は λ とほぼ等しく、それ以外の領域においても両者は一対一対応の関係にある。

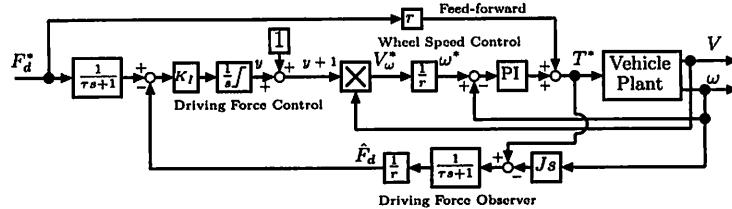


Fig. 7 Block diagram of driving force control

駆動力制御コントローラは I 制御とし、 K_I は積分器のゲインである。この積分器に積分値の上限 y_{\max} と下限 y_{\min} を設け、 y の値を $y_{\min} \leq y \leq y_{\max}$ に制限することでトラクション効果を生み出す。

4. スリップ率制限値推定法

4.1 逐次型最小二乗法

本稿ではタイヤブラシモデルに基づきスリップ率制限値 λ_{\lim} を推定し、駆動力制御法に適用する。その際に用いる逐次型最小二乗法 (RLS) のアルゴリズムについて述べる¹⁷⁾。

出力 $y(k)$ が未知のパラメータベクトル $\theta(k)$ および入手可能な信号ベクトル $\xi(k)$ を用いて $y(k) = \theta^T(i)\xi(i)$ と表わされる場合、未知のパラメータ θ は RLS を用いて下式より推定可能である。

$$\hat{\theta}(k) = \hat{\theta}(k-1) - \frac{\Gamma(k-1)\xi(k)}{W + \xi^T(k)\Gamma(k-1)\xi(k)} \times [\xi^T(k)\hat{\theta}(k-1) - y(k)] \quad (19)$$

$$\Gamma(k) = \frac{1}{W} \left[\Gamma(k-1) - \frac{\Gamma(k-1)\xi(k)\xi^T(k)\Gamma(k-1)}{W + \xi^T(k)\Gamma(k-1)\xi(k)} \right] \quad (20)$$

ここで W は忘却係数であり、1 よりわずかに小さい値とする。

4.2 スリップ率制限値推定法

(15) 式を (12) 式に代入すると (21) 式のようになる。ここで $H = a^2 b C / 6$ であり、タイヤブラシモデルのパラメータ a, b, C のみで構成された定数である。また、タイヤに発生する駆動力 F_d 、横力 F_y 、横すべり角 α 、スリップ率 λ はいずれも取得もしくは推定可能である。さらに、タイヤブラシモデルにおけるタイヤ剛性比 ϕ は後述の手法によりあらかじめ推定し、定数として与える。

(21) 式より、それぞれ y, θ, ξ を (22)～(24) 式のように定義することで、逐次最小二乗法により K の推定が可能である。

$$y := \sqrt{F_d^2 + F_y^2} \quad (22)$$

$$\theta := [H \ H K \ HK^2] \quad (23)$$

$$\xi := \begin{bmatrix} \frac{3(\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha)^{1/2}}{1+\lambda} \\ -\frac{3(\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha)}{(1+\lambda)^2} \\ \frac{(\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha)^{3/2}}{(1+\lambda)^3} \end{bmatrix} \quad (24)$$

推定にあたって初期値は $\lambda_{\lim} = 0.2$ とし、忘却係数をサンプル時間 0.1 ms に対して $W = 0.9999$ に決定する。なお、 ξ

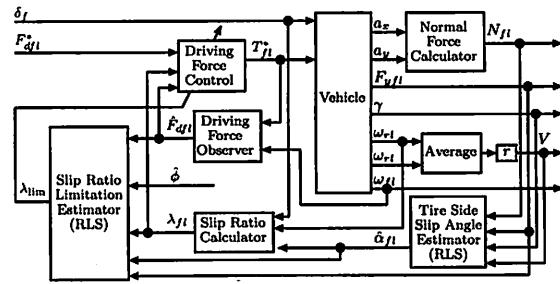


Fig. 8 Block diagram of the whole system (front-left)

の PE (Persistent Excitation) 性に着目した条件付更新¹⁷⁾を適用し、 $|\lambda|, |\alpha|$ が同時に 0.02 を下回る場合、および両者の時間変化率が 0.01 を下回る場合には推定値を更新しない。すなわち $\hat{\theta}(k) = \hat{\theta}(k-1), \Gamma(k) = \Gamma(k-1)$ となる。また、横力センサの仕様から車体速が 15 km/h 以上でないと正しい横力を取得できないため、15 km/h 以上となった場合にのみ推定アルゴリズムを稼動させる。

推定した $\hat{\theta}$ において、第一要素を \hat{H} 、第二要素を第一要素で除した値を \hat{K} として同定する。そして、(15) 式および推定した \hat{K} よりスリップ率制限値 λ_{\lim} は下式となる。

$$\lambda_{\lim} = \frac{1 + \sqrt{1 - (\hat{K}^2 - 1)(\hat{K}^2 \phi^2 \tan^2 \alpha - 1)}}{\hat{K}^2 - 1} \quad (25)$$

ここでは平方根の内部が負数になる場合は 0 として計算する。

Fig. 8 に、左前輪におけるスリップ率制限値推定法および駆動力制御法のシステム全体のブロック図を示す。右前輪に関しても同じ制御系を独立して構築する。得られたスリップ率制限値 λ_{\lim} は (26) 式のように駆動力制御法における操作量 y の制限値に与える。

$$y_{\max} = \lambda_{\lim}, \quad y_{\min} = -\lambda_{\lim} \quad (26)$$

これにより、駆動力が飽和する低 μ 路においてもタイヤは常に粘着領域にとどまることが可能である。

4.3 タイヤブラシ剛性比の推定

4.2 節で述べた推定式において、 ϕ はタイヤによって異なるが路面状態には依存しない定数とみなせる。したがって、本節では ϕ の推定法について述べる。

(13), (14) 式より、タイヤに発生する駆動力 F_d 、横力 F_y の関係式は下式のように表わされる。

$$F_y \lambda = \phi F_d \tan \alpha \quad (27)$$

これより、 $y := F_y \lambda, \xi := F_d \tan \alpha, \theta := \phi$ とおけば、4.1

$$\begin{aligned} \sqrt{F_d^2 + F_y^2} &= \mu N K \frac{\sqrt{\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha}}{1 + \lambda} \left\{ 3 - 3K \frac{\sqrt{\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha}}{1 + \lambda} + K^2 \frac{(\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha)}{(1 + \lambda)^2} \right\} \\ &= H \left\{ \frac{3(\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha)^{1/2}}{1 + \lambda} - \frac{3(\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha)}{(1 + \lambda)^2} K + \frac{(\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha)^{3/2}}{(1 + \lambda)^3} K^2 \right\} \end{aligned} \quad (21)$$

節で述べた逐次最小二乗法により ϕ は推定可能である。推定にあたって初期値は 1 とし、忘却係数はサンプル時間 0.1 ms に対して $W = 0.999$ に決定する。本手法は駆動力、横力が同時に発生している条件下でのみ適用可能であり、かつタイヤが粘着域にとどまっていることが求められる。したがって、旋回中でかつ $0.02 < |\lambda| < 0.05$ の場合のみ値を更新する。

4.4 タイヤ横滑り角推定

タイヤの横滑り角を取得するセンサは総じて高額のため、横滑り角は推定により取得することが望ましい。そこで本節では、光学式センサを用いずジャイロセンサ、横力センサ、車輪速センサからタイヤ横滑り角を推定する手法について述べる¹⁸⁾。

(3), (4) 式より β を消去すると、前輪のコーナリングスティフェス C_f について以下の関係式が成立する。

$$\frac{F_{yfr}}{\kappa_{fr}} \left(V + \frac{1}{2} d_f \gamma \right) - \frac{F_{yfl}}{\kappa_{fl}} \left(V - \frac{1}{2} d_f \gamma \right) = C_f d_f \gamma \delta_f \quad (28)$$

これより、 $y := F_{yfr}/\kappa_{fr}(V + d_f \gamma/2) - F_{yfl}/\kappa_{fl}(V - d_f \gamma/2)$, $\xi := d_f \gamma \delta_f$, $\theta := C_f$ とおけば、4.1 節で述べた逐次最小二乗法により前輪コーナリングスティフェス C_f は推定可能である。ここでは忘却係数を、サンプル時間 0.1 ms に対して $W = 0.9995$ に決定し、 $\xi > 0.01$ の場合に値を更新する。また、横力センサの仕様から車体速が 15 km/h 以上でないと正しい横力を取得できないため、15 km/h 以上となつた場合にのみ推定アルゴリズムを稼動させる。

推定された前輪コーナリングスティフェス \hat{C}_f より、左右前輪の横滑り角推定値 $\hat{\alpha}_{fl}$, $\hat{\alpha}_{fr}$ はそれぞれ下式より得る。

$$\hat{\alpha}_{fl} = -\frac{F_{yfl}}{\kappa_{fl} \hat{C}_f}, \quad \hat{\alpha}_{fr} = -\frac{F_{yfr}}{\kappa_{fr} \hat{C}_f} \quad (29)$$

5. 実験

5.1 タイヤ剛性比推定

実験車両として 2.1 節で紹介した FPEV2-Kanon を用い、提案したスリップ率制限推定法に用いるタイヤブラシ剛性比 ϕ の推定を行なった。Fig. 9 に示す試験結果では、大学構内のアスファルト路面において半径 10 m の旋回を行ない、ドライバが自由にアクセルを踏んで前輪駆動により加速・惰性走行を行なった。車体速、前輪車軸部分の横すべり角、車体速度は光学式センサにより取得し、前輪に発生する横力は横力センサ (MS-Hub) により取得した。

車体速度は Fig. 9 (a) のようにおおむね 20 km/h 以上とし、このときの左前輪の駆動力は Fig. 9 (b) のように加速時

は正值、惰性走行時はほぼ 0 となっている。左前輪に発生する横力は Fig. 9 (c) のように発生し、光学式センサにより取得した前輪横すべり角 α_f は Fig. 9 (d) のように推移している。左前輪のスリップ率を示した Fig. 9 (e) より、駆動力の発生に応じてスリップ率が変化していることがわかる。

タイヤ剛性比の推定結果を Fig. 9 (f) に示す。ブラシ剛性比は 1.14 付近に収束していることから、本稿では $\phi = 1.14$ を同定値とする。

5.2 スリップ率制限値推定

Fig. 9 に示す試験結果に 4.2 節で述べたスリップ率制限値推定をオフラインで適用した結果を Fig. 9 (g) に示す。ここでは前後運動のみを考慮した推定手法¹⁴⁾と横滑り角 α を考慮した提案法との比較を行なっている。なお、提案法においてタイヤ剛性比は $\phi = 1.14$ に決定した。走行パターンが一定半径の円旋回であり、駆動力およびスリップ率はドライバがアクセルを踏んだときのみ発生する。したがって、従来法ではスリップ率が立ち上がったときにのみ値の更新がかかるため、更新の頻度が遅く正常な推定が行なわれていない。一方、提案法では常に推定アルゴリズムが機能してスリップ率制限値推定が行なわれており、タイヤ横すべりを考慮することによる有効性が示されている。

5.3 低 μ 路上での加速旋回

推定手法の有効性を示すため、低 μ 路上での加速旋回での加速旋回試験を行なった。低 μ 路を実現するため、全長 2.0 m、全幅 0.9 m の高分子シートを使用した。このシートは水をかけることで $\mu = 0.2$ 程度の滑りやすい路面を実現することが可能であり、本稿ではこのシートを「低 μ シート」と呼ぶ。試験結果を Fig. 10 に、低 μ シートでの加速旋回部分を拡大した結果を Fig. 11 示す。なお、Fig. 10 は提案法であるスリップ率制限値推定法を適用した駆動力制御法の試験結果を示しており、Fig. 11 はトラクション制御なし、駆動力制御法 (スリップ率制限値 ± 0.2 に固定)、駆動力制御法 (スリップ率制限値推定法を適用) の 3 通りの走行で比較を行なっている。

Fig. 10 (a) に示すようにまずは実験車両を車体速 17 km/h 程度に加速させ、定速走行を行ないながら Fig. 10 (b) の 5~10 sec にかけてドライバによるサイン操舵を行なった。その結果、Fig. 10 (c) より操舵角に応じて前輪横滑り角が発生し、Fig. 10 (d) のようにスリップ率制限値推定のアルゴリズムが動作している。なお、Fig. 10 (c) より前輪横滑り角推定値が真値にほぼ一致しており、適用した横すべり角推定法の有効性が示されている。

その後、半径 20 m の旋回低 μ 路に到達し、Fig. 11 (a) に

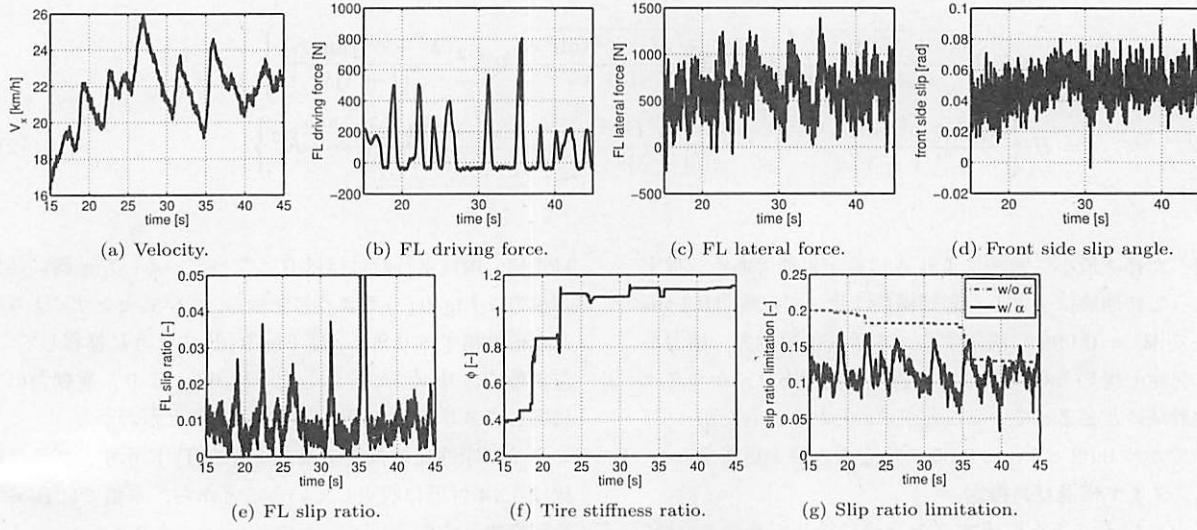


Fig. 9 Estimation result of tire stiffness ratio and slip ratio limitation

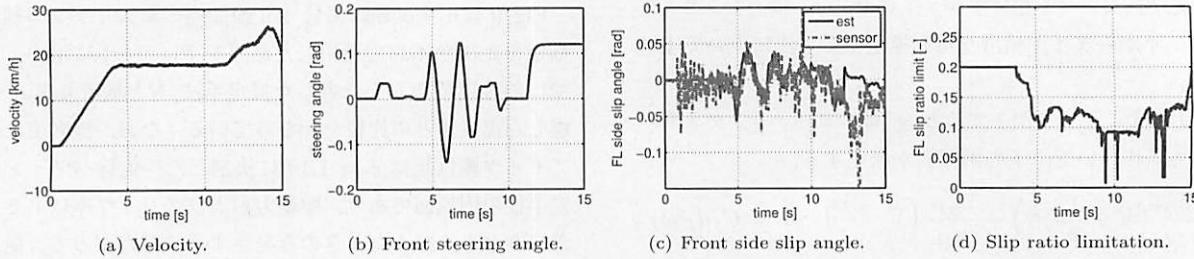


Fig. 10 Experimental results of cornering and accelerating test

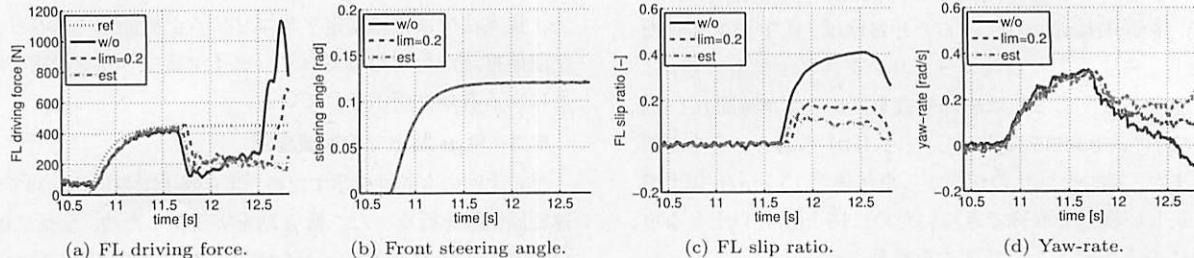


Fig. 11 Experimental results of cornering and accelerating test (enlarged between 10.5 sec ~ 13 sec)

示すように低 μ シートの直前で 1 輪あたり 450 N の駆動力指令値を与えて加速させ、Fig. 11 (b) に示すように EPS が舵角 $\delta_f = 0.12 \text{ rad}$ の角度制御を行なって低 μ シート上を加速旋回した。ここでは左右輪に対して同じ駆動力指令値を生成している。450 N はトラクション制御なしでは確実に空転するような値であり、低 μ 路上では駆動力制御法によってただちに駆動力が飽和し、スリップ率上限値に制御される。いずれの走行パターンも 11.7 sec 時点で前輪が低 μ シートにさしかかっている。

Fig. 11 (c) より、トラクション制御なしの走行では空転が発生してスリップ率が 0.4 程度まで上昇し、駆動力制御法を適用した走行ではそれぞれスリップ率があらかじめ指定した上限値に制御されていることがわかる。このとき、Fig. 11 (d) より、いずれの走行パターンも低 μ シートでアンダーステ

アを起こしてヨーレートが低下しているが、駆動力制御法を適用のうえスリップ率制限値推定法を適用した走行において最もヨーレートが出ていることから、従来のスリップ率制限値 ± 0.2 に比べて旋回時における横方向の安定性が向上している。

6. まとめ

本稿では、旋回時における電気自動車の走行安定性向上を目的として、タイヤ横すべりを考慮したタイヤブラシモデルに基づく粘着限界スリップ率の推定手法を提案した。本手法はタイヤを粘着領域にとどめることでタイヤの発生可能な最大力を高めることができるのであるため、旋回加速中に駆動輪に発生する横力の低下を防止可能である。これは、前輪駆動車においてはアンダーステア防止につながるため、本稿では実車

を用いて低 μ 路上での旋回加速試験を行ない、従来のスリップ率制限値 ± 0.2 に比べて提案法ではアンダーステアが低減可能であることを示した。

本稿ではあくまでタイヤ力最大化ができたことを示すための実験を行なっており、左右輪に対して等しい駆動力指令値を与えており、左右輪で μ が異なる際のヨーモーメント防止制御に関しては、文献 12) などすでに提案されており、これらの手法を組み合わせたより安全性の高い車両運動制御実現が今後の課題である。

謝辞 最後に本研究の一部は NEDO 産業技術研究助成(プロジェクト ID:05A48701d), および文部科学省科学研究費補助金(基盤研究 A 課題番号: 22246057) によって行なわれたことを付記する。また、タイヤ横力センサをご提供いただいた日本精工株式会社に対し、ここに記して深く感謝申し上げる。

参考文献

- 1) T. Kawabe, M. Nakazawa, I. Nostu and Y. Watanabe: A Sliding Mode Controller for Wheel Slip Ratio Control System, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, **27** - 5-6, 393/408 (1997)
- 2) H. Lv, Y. Jia, J. Du and Q. Du: ABS Composite Control Based on Optimal Slip Ratio, *Proceedings of 2007 American Control Conference*, 5748/5752 (2007)
- 3) 白土, 稲場, 藤田, 下平: 電動車両のトラクション制御, 計測と制御, **50** - 3, 195/200 (2011)
- 4) 西原, 坂谷, 野田: ブラシモデルによる路面摩擦係数の推定, 日本機械学会論文集 C 編, **75** - 753, 1516/1524 (2009)
- 5) R. Rajamani, G. Phanomchoeng, D. Piayabongkarn and J.Y. Lew: Algorithms for Real-Time Estimation of Individual Wheel Tire-Road Friction Coefficients, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, **17** - 6, 1183/1195 (2012)
- 6) 浅野, 菅井, 小野, 梅野, 山口, 宮下, 石黒: 車輪の振動現象と制動力最大化制御, 豊田中央研究所 R&D レビュー, **34** - 2, 27/34 (1999)
- 7) G. Erdogan, L. Alexander and R. Rajamani: Adaptive Vibration Cancellation for Tire-Road Friction Coefficient Estimation on Winter Maintenance Vehicles, *IEEE Transactions on Control System Technology*, **18** - 5, 1023/1032 (2010)
- 8) G. Erdogan, L. Alexander and R. Rajamani: Estimation of Tire-Road Friction Coefficient Using a Novel Wireless Piezoelectric Tire Sensor, *IEEE Sensors Journal*, **11** - 2, 267/279 (2011)
- 9) Y. Hori: Future vehicle driven by electricity and control—research on four-wheel-motored “UOT Electric March II”, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, **51** - 5, 954/962 (2004)
- 10) K. Fujii, H. Fujimoto, M. Kamachi and H. Yoshida: Experimental Verification of Traction Control for Electric Vehicle Based on Slip Ratio Estimation without Vehicle Speed Detection, *Review of Automotive Engineering*, **29** - 3, 369/373 (2008)
- 11) 鈴木, 藤本: 車体速度と加速度検出不要な電気自動車の減速時におけるスリップ率推定と回生ブレーキ制御, 電気学会論文誌 D, **130** - 4, 512/517 (2010)
- 12) 吉村, 藤本: インホイールモータを搭載した電気自動車の駆動トルク制御法, 電気学会論文誌 D, **131** - 5, 721/728 (2011)
- 13) 片岡, 佐渡, 坂井, 堀: ファジィ推論を用いた電気自動車用ト

ラクションコントロールシステムのための最適スリップ率推定器, 電気学会論文誌 D, **120** - 4, 581/586 (2000)

- 14) 前田, 藤本, 堀: タイヤブ拉斯モデルを用いた最適スリップ率推定に基づく電気自動車の駆動力制御法, 平成 24 年電気学会産業応用部門大会講演集, IV, 137/140 (2012)
- 15) M. Abe: *Vehicle Handling Dynamics*, Butterworth-Heinemann (2009)
- 16) H.B. Pacejka and E. Bakker: The magic formula tyre model, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, **21** - 1, 1/18 (1992)
- 17) H. Fujimoto and B. Yao: Multirate adaptive robust control for discrete-time non-minimum phase systems and application to linear motors, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, **10** - 4, 371/377 (2005)
- 18) B.M. Nguyen, K. Nam, H. Fujimoto and Y. Hori: Proposal of Cornering Stiffness Estimation without Vehicle Side Slip Angle Using Lateral Force Sensor, *The Papers of Technical Meeting on Industrial Instrumentation and Control, IEEJ, IIC-11-140*, 37/42 (2011)

[著者紹介]

前田 健太 (正会員)



2013 年東京大学大学院新領域創成科学研究科先端エネルギー工学専攻修士課程修了。同年より(株)日立製作所日立研究所に就職し、引き続き電動車両の走行制御に関する研究に従事。電気学会、日本機械学会、自動車技術会、IEEE、各会員。

藤本 博志 (正会員)



2001 年東京大学大学院工学系研究科電気工学専攻博士課程修了。博士(工学)。長岡技術科学大学工学部電気系助手、米国 Purdue 大学工学部機械工学科客員研究員、横浜国立大学大学院工学研究院講師などを経て、2010 年より東京大学大学院新領域創成科学研究科先端エネルギー工学専攻准教授。2001 年 IEEE Trans. IE 最優秀論文賞、2010 年 Isao Takahashi Power Electronics Award、2010 年計測自動制御学会著述賞などを受賞。IEEE Senior Member、電気学会上級会員、日本ロボット学会、自動車技術会、各会員。

堀 洋一 (正会員)



1983 年東京大学大学院工学系研究科博士課程修了。博士(工学)。東京大学工学部電気工学科助教授、同工学部総合試験所助教授、同生産技術研究所教授などを経て、2008 年より同大学院新領域創成科学研究科先端エネルギー工学専攻教授。93 年および 2001 年 IEEE Trans. IE 最優秀論文賞、2001 年電気学会産業応用部門活動功労賞、2005 年日本 AEM 学会著作賞、2011 年電気学会業績賞などを受賞。IEEE Fellow、電気学会フェロー、自動車技術会技術担当理事、システム制御情報学会、日本ロボット学会、日本機械学会、電気自動車研究会、各会員。