

タイヤブラシ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

前田 健太, 藤本 博志, 堀 洋一 (東京大学)

Driving Force Control of Electric Vehicle Based on Optimal Slip Ratio Estimation Using Tire Brush Model
Kenta Maeda, Hiroshi Fujimoto, Yoichi Horii (The University of Tokyo)

Abstract

This paper proposes an estimation method of the optimal slip ratio that maximize friction coefficient, based on the tire brush model. Also, the estimated optimal slip ratio is applied to the driving force control, a traction control that has been proposed by the authors' research group. Vehicle safety can be improved by generating maximum driving force and minimizing braking distance on slippery surface. Effectiveness of the proposed method is verified by experiments.

キーワード: 電気自動車, スリップ率, 駆動力, ブラシモデル, 加速度, 制動距離, 逐次型最小 2 乗法
(electric vehicle, slip ratio, driving force, brush model, acceleration, braking distance, recursive least square method)

1. はじめに

路面摩擦係数は、自動車の空転防止や走行安定化において重要な情報であり⁽¹⁾, これまで路面摩擦係数の推定法に関して数々の研究成果が報告されてきた⁽²⁾⁻⁽⁷⁾。タイヤのブラシモデルに基づき摩擦特性を多項式近似して推定する手法⁽²⁾, スリップ率が変化した場合に摩擦係数の変化率(勾配)から推定する手法⁽³⁾, ドライビングステイフネス推定に基づく手法⁽⁴⁾⁽⁵⁾, 路面状況によって共振周波数が変化することに着目した手法⁽⁶⁾ 圧電素子を用いてタイヤに発生する力を直接計測する手法⁽⁷⁾ など, 路面摩擦係数をリアルタイムに推定する様々な手法が提案されている。

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⁽⁸⁾ を活かした車両運動制御の研究を行っている⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾。その中で, トラクション制御としてスリップ率制御⁽⁹⁾ に基づく駆動力制御法⁽¹⁰⁾ を提案した。この制御法は, インナーループとしてスリップ率を制御する車輪速ループを設け, その外側に駆動力ループを設ける構造となっている。任意の駆動力を実現するようスリップ率指令値が生成されることで, タイヤの発生可能駆動力に余裕のある路面ではドライバのアクセル指令に基づいて任意の駆動力を実現し, 駆動力が飽和するような滑りやすい路面ではスリップ率指令値に上限, 下限を課すことでスリップ率の増大を防止する。したがって, 路面摩擦係数の情報なしにトラクション効果を実現可能であり, 路面の状態変化に対してロバストである。

文献⁽¹⁰⁾ では, 駆動力が最大となる最適スリップ率を既知とし, スリップ率指令値のリミッタに対して定数 ± 0.2 を与えている。しかしながら, 最適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。そこで本稿では, 最適スリップ率をリアルタイムに推定する手法を提案する。駆動力が最大となる最適スリップ率の推定法として, ファジィ推論に基づく推定手法⁽¹¹⁾, 摩擦特性を 2 本の折れ線で近似する手法⁽¹²⁾ などの研究成果が報告されているが, タイヤモデルに基づく最適スリップ率推定手法はこれまであまり研究されてこなかった。本稿ではタイヤモデルに基づくスリップ率と駆動力の関係式を利用し, 逐次形最小二



図 1 FPEV2-Kanon

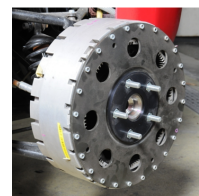


図 2 インホイールモータ

表 1 FPEV2-Kanon の各パラメータ

車両の空車重量 (m)	803 [kg]
ホイールベース (l)	1.7 [m]
重心と前輪軸間の距離 (l_f)	0.999 [m]
重心と後輪軸間の距離 (l_r)	0.701 [m]
前輪イナーシャ (J_f)	1.24 [kg · m ²]
後輪イナーシャ (J_r)	1.26 [kg · m ²]
タイヤ半径 (r)	0.302 [m]

乗法によって最適スリップ率を直接推定する。推定された最適スリップ率を駆動力制御法のスリップ率リミッタに適用することで, 加速時はその路面における最大駆動力の発生, 減速時には制動距離の縮小が可能であり, 滑りやすい路面における安全性をより向上させると考えられる。実機を用いた実験により提案法の有効性を示す。

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」を図 1 に示す。本車両には, 図 2 に示す東洋電機製造製アウトロータ型インホイールモータを 4 輪全てに搭載している。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無い。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。

FPEV2-Kanon の各パラメータの値を表 1 に示す。

2.2 車両モデル 各輪の回転運動に関する運動方程式は, 走行抵抗を無視すると図 3 より次式のように表される。

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

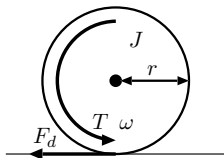


図3 車輪の回転運動モデル

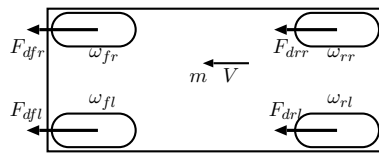


図4 車両運動モデル

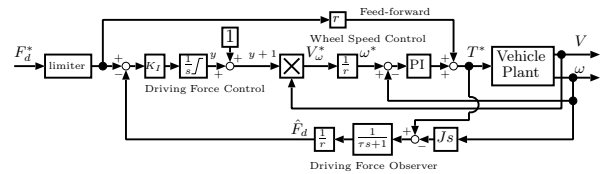


図7 駆動力制御法のブロック図

力 F_d とスリップ率 λ の関係は以下の式で与えられる。

$$F_d = \begin{cases} \mu_p N \eta (3 - 3\eta + 3\eta^2), & [0 \leq \eta \leq 1] \\ \mu_p N, & [\eta > 1] \end{cases} \quad (5)$$

$$\eta := K \frac{\lambda}{1 + \lambda} \dots \dots \dots (6)$$

$$K := \frac{a^2 b C_x}{6 \mu_p N} \dots \dots \dots (7)$$

ここで μ_p は図5において λ_{peak} の時の摩擦係数（路面摩擦係数）、 η はタイヤ滑り域の長さを接地長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。

3. 駆動力制御法

本節では、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⁽¹⁰⁾。駆動力制御法のブロック図を図7に示す。アウト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。

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次式で定義される操作量 y を使用する。

$$y = \frac{V_\omega}{V} - 1 \dots \dots \dots (8)$$

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。

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。これにより μ が λ の単調増加関数となる領域にスリップ率を制限し、トラクション効果を生み出す。

4. 最適スリップ率推定法

4.1 逐次型最小二乗法

2.3 章で述べたタイヤモデルに基づき、駆動力が最大となるスリップ率を最適スリップ率 λ_{opt} として推定し、駆動力制御法に適用する。(6), (7) 式を (5) 式に代入すると下式のようなになる。

$$F_d = \mu_p N K \frac{\lambda}{1 + \lambda} \left(3 - 3K \frac{\lambda}{1 + \lambda} + K^2 \frac{\lambda^2}{(1 + \lambda)^2} \right) = H \left[\frac{3\lambda}{1 + \lambda} - \frac{3\lambda^2}{(1 + \lambda)^2} K + \frac{\lambda^3}{(1 + \lambda)^3} K^2 \right] \dots (9)$$

$$H := \frac{a^2 b C_x}{6} \dots \dots \dots (10)$$

ここで H はタイヤブラシモデルのパラメータ a, b, C_x のみで構成されており、定数とみなす。(9) 式はさらに以下のように表せる。

$$F_d = \theta^T \cdot \xi \dots \dots \dots (11)$$

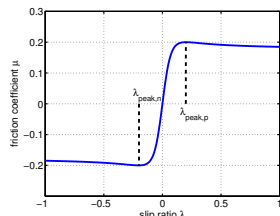


図5 μ-λ 特性の例

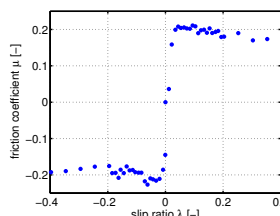


図6 実験車両の μ-λ 特性

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) を表す。

また、車両の運動方程式は図4より以下のようなになる。

$$m\dot{V} = F_{dfl} + F_{dfr} + F_{drl} + F_{drr} \dots \dots \dots (2)$$

ここで m は車両質量、 V は車両速度を表す。

駆動および制動時には、タイヤの弾性変形により車輪速 $V_\omega = r\omega$ 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。

$$\lambda = \frac{V_\omega - V}{\max(V_\omega, V, \epsilon)} \dots \dots \dots (3)$$

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 (4) 式で得られる。

$$F_{dij} = \mu_{ij} N_{ij} \dots \dots \dots (4)$$

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す。 μ と λ の関係は路面状況によって変化するが、図5で示すような関係があることが知られている⁽¹³⁾。 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、 $\lambda_{peak,n} \leq \lambda \leq \lambda_{peak,p}$ の領域では μ は λ の単調増加関数となり、それ以外の領域では単調減少する。

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図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。

2.3 タイヤブラシモデル

図5で表される関係を数式で表すにあたって、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⁽²⁾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 、タイヤ前後方向のブラシの剛性を C_x とおき、直進を仮定して横力および横滑り角を無視すると、タイヤに発生する駆動

$$\theta := [H, HK, HK^2]^T \dots \dots \dots (12)$$

$$\xi := \left[\frac{3\lambda}{1+\lambda}, -\frac{3\lambda^2}{(1+\lambda)^2}, \frac{\lambda^3}{(1+\lambda)^3} \right]^T \dots \dots \dots (13)$$

(11) 式に逐次型最小二乗法を適用し、あるサンプル k における θ は次式に基づいて推定する。

$$\hat{\theta}(k) = \hat{\theta}(k-1) - \frac{\Gamma(k-1)\xi(k)}{W + \xi^T(k)\Gamma(k-1)\xi(k)} \times [\xi^T(k)\hat{\theta}(k-1) - \hat{F}_d(k)] \dots (14)$$

$$\Gamma(k) = \frac{1}{W} \left[\Gamma(k-1) - \frac{\Gamma(k-1)\xi(k)}{W + \xi^T\Gamma(k-1)\xi(k)} \right] \dots (15)$$

ここで W は忘却係数である。推定した $\hat{\theta}$ において、第一要素 θ_1 を \hat{H} 、第二要素 θ_2 を第一要素で除した値を \hat{K} として同定する。なお、 ξ の PE (Persistent Excitation) 性に着目した条件付更新⁽¹⁴⁾を適用し、 $|\lambda| < 0.005$ および $|\lambda| < 0.005$ とな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。

(6) 式において、 $\eta = 1$ となるスリップ率が最適スリップ率 λ_{opt} と考えられる。したがって、(6) 式および推定した \hat{K} より最適スリップ率 λ_{opt} は下式となる。

$$\lambda_{opt} = \frac{1}{\hat{K} - 1} \dots \dots \dots (16)$$

得られた最適スリップ率より、駆動力制御法における操作量 y の上限値、下限値を以下のように動的に設定する。

$$y_{max} = \frac{\lambda_{opt}}{1 - \lambda_{opt}} \dots \dots \dots (17)$$

$$y_{min} = \lambda_{opt} \dots \dots \dots (18)$$

なお、制動時 ($\lambda, F_d < 0$) にも本推定法を適用できるよう、(14) 式および (15) 式において、 \hat{F}_d, λ は絶対値を入力する。

4.2 空転領域の判定 (9) 式に基づく最適スリップ率推定法は粘着領域 ($\eta \leq 1$) のみにおいて有効であり、タイヤが空転領域にさしかかっている場合には正確な推定がなされない。しかしながら、逆に $\eta > 1$ となる場合にはタイヤが空転領域にあると判定可能であり、このとき最適スリップ率は現在の推定値より小さい値と考えられる。

一サンプル前の推定値および現在のスリップ率から η は下式により算出される。

$$\eta(k) = \hat{K}(k-1) \frac{\lambda(k)}{1 + \lambda(k)} \dots \dots \dots (19)$$

このとき、 $\eta(k) > 1$ となった場合には推定値 $\hat{\theta}, \Gamma$ を更新せず、最適スリップ率を $\Delta\lambda$ [s^{-1}] の割合で変化させるように K の値のみを更新する。

$$\theta_1(k) = \hat{H}(k-1) \dots \dots \dots (20)$$

$$\theta_2(k) = \left[\hat{K}(k-1) - \Delta\lambda/T_s \{ \hat{K}(k-1) - 1 \}^2 \right] \theta_1(k) (21)$$

$$\theta_3(k) = \theta_1(k)\theta_2(k)^2 \dots \dots \dots (22)$$

ここで T_s はコントローラのサンプル周期である。

5. 実験

5.1 加速試験 最適スリップ率推定法により最大駆

動力が得られることを確かめるため、低 μ 路上での加速試験を行った。低 μ 路として、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 $\mu = 0.2$ 程度の低 μ 路を実現可能である。実験車両の前方に、1 枚 2.0 [m] の高分子シートを 4 枚並べ、長さ 8.0 [m] の低 μ 路を設けた。そして車体速 5.0 [km/h] で高分子シート上に到達し、前輪に一輪あたり 662 [N] の駆動力指令を与えて加速させた。この駆動力指令値はモータトルク 200 [Nm] に相当し、この高分子シート上では確実に空転する値である。

駆動力制御法の各パラメータは、積分器ゲイン $K_I = 0.01$ 、駆動力オブザーバ時定数 $\tau = 0.03$ [s] とした。また、インナーループの車輪速制御の PI コントローラは、式 (1) において駆動力 F_d を無視したプラント $\frac{1}{J_s}$ に対して極が -20 [rad/s] となるよう極配置法により決定した。さらに、最適スリップ率推定において、忘却係数 $W = 0.999$ 、スリップ率変化率 $\Delta\lambda = -0.01$ とした。実験では前輪のみ駆動させることとし、車体速は後輪の車輪速より取得した。

試験結果を図 8(a)、8(b) および図 9(a)、9(b) に示す。従来法として駆動力制御法の操作量 y の上限値 y_{lim} を 0.2 に固定した場合、そして提案法として最適スリップ率推定により y_{lim} を決定した場合の 2 通りで比較している。

低 μ 路上で駆動力指令値を与えたため、図 9(a)、図 9(b) に示すように操作量 y がただちに上限値に達し、図 8(a)、図 8(b) において駆動力が飽和していることが分かる。この際、従来法では図 9(a) のようにスリップ率 0.2 に相当する操作量 $y = 0.25$ に固定されている。一方、提案法では図 9(b) において、 y_{lim} が実験車両の μ - λ 特性のピークとなるスリップ率 0.05 付近に制御されている。

各試験 1 ~ 2 [sec] の加速度平均値について、5 回の走行試験の平均値を表 2 に示す。従来法に比べ、提案法では約 11% 加速度が増大しており、提案法により滑りやすい路面で駆動力を最大化することに成功している。

5.2 減速試験 最適スリップ率推定法による制動距離の短縮を確認するため、低 μ 路上での減速試験を行った。

5.1 章同様に低 μ 路を配置し、車体速 15.0 [km/h] で高分子シート上に到達した後、前輪に一輪あたり -662 [N] の駆動力指令を与えて減速させた。その他、制御系のパラメータは 5.1 章と同じである。なお、機械ブレーキは使用せず前輪のみで回生制動を行い、車体速は後輪車輪速より取得した。

試験結果を図 8(c)、8(c) および図 9(c)、9(d) に示す。5.1 章同様、 y_{lim} を -0.2 に固定した従来法、最適スリップ率推定により y_{lim} を決定した提案法の 2 通りで比較している。

低 μ 路上で駆動力指令値を与えたため、図 9(c)、図 9(d) に示すように操作量 y がただちに下限値に達し、図 8(c)、図 8(d) において駆動力が飽和していることが分かる。この際、従来法では図 9(c) よりスリップ率 -0.2 に制御されているのに対し、提案法では図 9(d) よりスリップ率が -0.05 付近に制御されている。

各試験 1 ~ 2 [sec] の加速度平均値、および車体速の積分から求めた制動距離について、5 回の走行試験の平均値を表 2 に示す。従来法に比べ、提案法では約 5% 加速度の絶対値が増大しており、提案法によって減速力の増加に成功している。また、制動距離についてもわずかであるが短縮している。

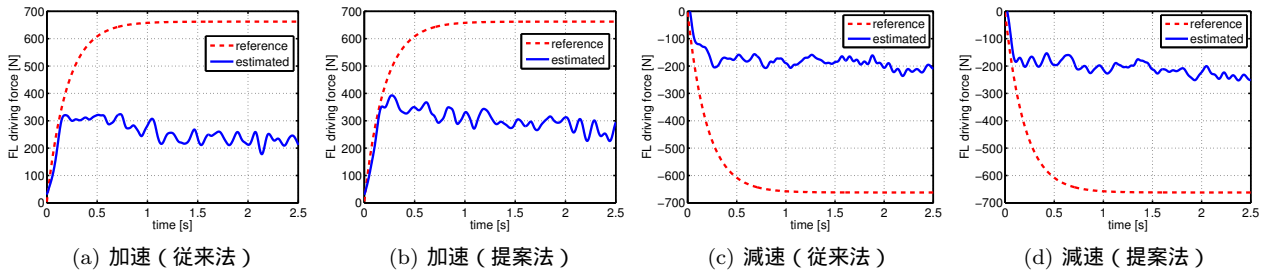


図 8 実験結果 (左前輪の駆動力)

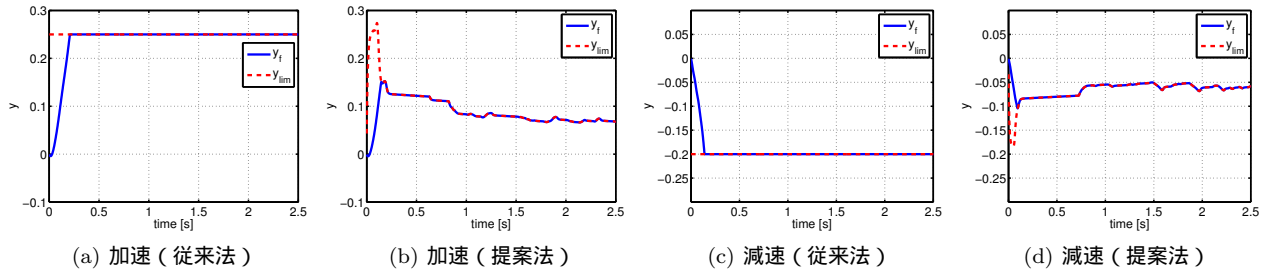


図 9 実験結果 (左前輪の操作量 y)

表 2 試験結果 (それぞれ試験回数 5 回の平均値)

	従来法	提案法
加速度 (加速) [m/s^2]	0.70 ± 0.05	0.78 ± 0.01
加速度 (制動) [m/s^2]	-1.47 ± 0.07	-1.55 ± 0.02
制動距離 (制動) [m]	7.01 ± 0.09	6.96 ± 0.08

6. まとめ

本稿では、タイヤのブラシモデルに基づき、駆動力が最大となる最適スリップ率推定アルゴリズムを提案した。また、推定した最適スリップ率を駆動力制御法に適用することにより、滑りやすい路面での加速度増大、減速時の制動距離短縮を実現したことから、より安全な走行を実現できたと考えられる。今回は直進に限定し、タイヤの横すべり角を考慮しなかったため、本手法を旋回時に拡張することが今後の課題としてあげられる。

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) によって行われたことを付記する。

参考文献

- (1) C. Ahn, H. Peng, H. E. Tseng: "Robust Estimation of Road Frictional Coefficient", IEEE Trans. Control Systems Technology, Vol. PP, No.99, pp.1-13 (2011)
- (2) 西原修, 坂谷祐輔, 野田真太郎, 栗重正彦: 「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, Vol.75, No.753, pp.1516-1524 (2009)
- (3) 古川公久, 内田利之, 堀洋一: 「車体速度の実測が不要な電気自動車のための路面最大摩擦係数推定法の提案」, 電気学会産業計測制御研究会, IIC-05-70, pp.71-76 (2005)
- (4) F. Gustafsson: "Monitoring tire-road friction using the wheel slip", IEEE Control Systems, Vol.18, No.4, pp.42-49 (1998)
- (5) L. Hafner, M. Kozek, S. Jingxin, H. P. Jorgl: "Estimation of the maximum friction coefficient for a passenger vehicle using the instantaneous cornering stiffness", in Proc. American Control Conference 2008, pp.4591-4596 (2008)
- (6) 浅野勝宏, 菅井賢, 小野英一, 梅野孝治, 山口裕之, 宮下政則, 石黒陸雄: 「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, Vol.34, No.2, pp.27-34 (1999)
- (7) G. Erdogan, L. Alexander, R. Rajamani: "Estimation of Tire-Road Friction Coefficient Using a Novel Wireless Piezoelectric Tire Sensor", IEEE Sensors Journal, Vol.11, No.2, pp.267-279 (2011)
- (8) Y. Hori: "Future vehicle driven by electricity and control — research on four-wheel-motored "UOT Electric March II"», IEEE Trans. Industrial Electronics, Vol.51, No.5, pp.954-962 (2004)
- (9) T. Suzuki, H. Fujimoto: "Slip ratio estimation and regenerative brake control without detection of vehicle velocity and acceleration for electric vehicle at urgent brake-turning", in Proc. The 11th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control, pp.273-278 (2010)
- (10) 藤本博志, 吉村雅貴: 「電気自動車におけるスリップ率制御に基づく駆動力制御法」, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.3-11, pp.11-14 (2011)
- (11) 片岡寛暁, 佐渡秀夫, 坂井真一郎, 堀洋一: 「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, Vol.120, No.4, pp.581-586 (2000)
- (12) H. Lv, Y. Jia, J. Du, Q. Du: "ABS Composite Control Based on Optimal Slip Ratio", in Proc. American Control Conference 2007, pp.5748-5752 (2007)
- (13) H. B. Pacejka, E. Bakker: "The magic formula tyre model", Tyre models for vehicle dynamic analysis: proceedings of the 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, held in Delft, The Netherlands (1991)
- (14) 藤本博志, Bin Yao: 「マルチレート適応ロバスト制御に基づくリニアモータの位置決め制御」, 平成 16 年電気学会産業応用部門大会, II-387-392 (2004)