

インホイールモータを搭載した電気自動車における ドライビングスティフネス推定を用いた直接駆動力制御法

天田順也*, 藤本博志 (東京大学)

Direct Driving Force Control Method Based on Driving Stiffness Estimation
for Electric Vehicle with In-Wheel Motor
Junya Amada*, Hiroshi Fujimoto (The University of Tokyo)

Abstract

In order to control the motion of Electric Vehicle (EV), it is important to control the driving force. Although the driving force control method, which uses wheel speed control, had already proposed, this control method has a drawback due to multiple control loops. Thus, achievable control bandwidth is limited. In this paper, new driving force control method based on driving stiffness estimation is proposed. This method can achieve direct and quick driving force control. The effectiveness of the proposed control method is verified through simulations and experiments.

キーワード：駆動力制御，ドライビングスティフネス推定，電気自動車
(driving force control, driving stiffness estimation, electric vehicle)

1. 序 論

現在，環境問題やエネルギー資源の問題から，電気自動車 (Electric Vehicle: EV) が注目されている。EV は駆動力源としてモータを使用しており，モータには以下に示すような特長がある。

- トルク応答が内燃機関に比べ，2桁速い。
- モータ電流から，出力トルクが正確に算出できる。
- 分散配置・独立制御が可能であるため，自由度が高い。

これらの特長を活かすことで，従来の内燃機関自動車では不可能なより高度な車両姿勢制御の実現が期待できる⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾。著者らの研究グループでも，インホイールモータ (In-Wheel Motor: IWM) を搭載した EV の車両姿勢制御やトラクション制御に関する研究に取り組んできた⁽⁵⁾⁽⁶⁾。

従来の EV の車両姿勢制御では路面とタイヤにはすべりがなく粘着していると仮定しており⁽⁴⁾，モータトルクの値をタイヤ半径で割ったものを，タイヤと地面の間に作用する駆動力値としている。しかしこの考え方では車輪が空転している際には駆動力を制御出来ない。さらに高 μ 路においても，厳密に駆動力を制御するためには車輪の運動方程式に基づき，慣性項の補償を行う必要がある。

タイヤのスリップまで考慮に入れた EV のトラクション制御の1つとして，駆動力制御法⁽⁶⁾がある。このシステムは滑りやすい路面上でも，駆動力指令値が実現可能な値であれば駆動力を制御できる。さらに，極低 μ 路のような駆動力指令値が実現不可能な路面では，その路面条件における最大の駆動力を発生可能である。しかしこの制御系は駆動力オブザーバが遅れを持つことに加え，駆動力制御系，車輪速制御系，電流制御系の3重ループを持つ制御系となっており，制御系全体の帯域向上に限界がある。

そこで本稿では，インナーループの車輪速制御を使用せ

表1 Kanonのパラメータ

Table 1. Parameters of Kanon.

項目	値
車両重量 M	850 [kg]
車輪半径 r	0.302 [m]
前輪 車輪イナーシャ J	1.24 [Nms ²]

ずに直接駆動力をフィードバック制御する二自由度制御系を組むことで，より応答の速い駆動力制御系を実現する。この制御系では駆動力指令値にタイヤ半径の値をかけ，さらに慣性項を補償した値をモータのトルク指令値として与える。

しかし，この二自由度制御系のみでは低 μ 路において駆動力指令値が実現不可能になった場合に，車輪の空転を抑制する作用は持たない。そこで，駆動力指令値を制限するリミッタを併用してトラクション制御を実現する手法を提案する。指令値リミッタの上限値は忘却係数を用いた逐次形最小二乗法により推定したドライビングスティフネスの値から計算する。そして，IWM を搭載した実験車両を用いて実験により，提案した制御系の有効性を示す。

2. 実験車両・車両のモデル化

2.1 実験車両 実験車両は著者らの研究グループでオリジナルに制作した FPEV2-Kanon を用いた。この実験車両は，4輪に東洋電機製造製アウターロータ型 IWM を装着している。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が直にモータに伝達される。FPEV2-Kanon の車両外観図を図1に，各パラメータの値を表1に示す。

2.2 車両のモデル化 本章では自動車の運動方程



図 1 FPEV2-Kanon
Fig. 1. FPEV2-Kanon.

式を示す。図 2 に一輪車両モデルを示す。車輪にはモータから発生するトルクとその反作用となる駆動力が作用する。車輪の運動方程式は走行抵抗を無視すると式 (1) のようになる。

$$J\dot{\omega} = T - rF_d \dots \dots \dots (1)$$

ここで T は車輪への入力トルク, F_d は駆動力, r は車輪半径, ω は車輪の回転角速度, J は車輪のイナーシャである。また, 車両前後運動の運動方程式は式 (2) で与えられる。

$$M\dot{V} = F_d \dots \dots \dots (2)$$

ここで, M は車両重量, V は車体速である。また, 駆動力 F_d は垂直荷重 N と摩擦係数 μ を用いて定義される。

$$F_d = \mu N \dots \dots \dots (3)$$

となる。ここで摩擦係数 μ は, 式 (4) で表されるスリップ率 λ によって値が変化する。

$$\lambda = \frac{V_\omega - V}{\max(V_\omega, V, \varepsilon)} \dots \dots \dots (4)$$

ここで, V_ω は $V_\omega = r\omega$ で表される車輪速, ε は零割を防ぐための定数である。タイヤ-路面間の摩擦係数とスリップ率は図 3 に示すような関係があると知られている⁽⁷⁾。ここでスリップ率が小さい領域では摩擦係数, つまり駆動力の値がスリップ率とほぼ線形の関係にあることが確認できる。この時の比例定数の値 D_s をドライビングステイフネスという。 λ と μ の関係が線形領域にある範囲では式 (5) により駆動力値が計算できる。このドライビングステイフネスの値は, 路面の状況によって変化する。

$$F_d \simeq D_s \lambda \dots \dots \dots (5)$$

3. 車輪の運動方程式に基づく直接駆動力制御法 (提案法 1)

3.1 提案法の概要 制御系の帯域を上げるためにフィードフォワード (Feedforward: FF) 制御を主として使用する制御系を構成する。しかし FF 制御のみでは外乱やモデル化誤差を抑圧できないため, 駆動力オプザバによる駆動力推定値を用いたフィードバック (Feedback: FB) 制御を併用した二自由度制御系を提案する。提案法のブロック図を図 4 に示す。

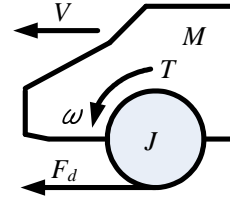


図 2 一輪車両モデル
Fig. 2. One wheel vehicle model.

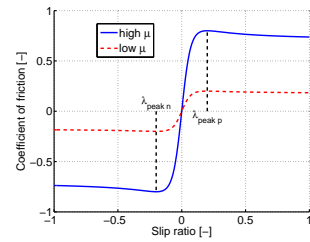


図 3 μ - λ 曲線
Fig. 3. μ - λ curve.

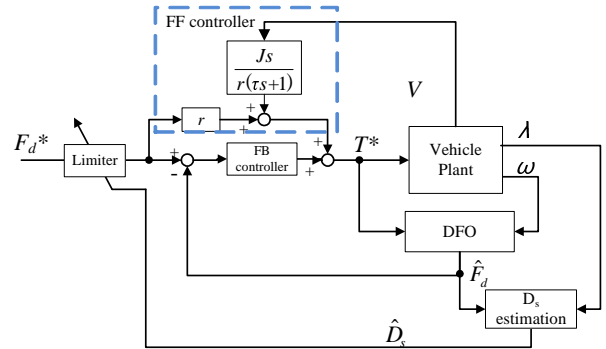


図 4 直接駆動力制御系のブロック図
Fig. 4. Block diagram of direct driving force control.

3.2 FF コントローラ 式 (1) で示すように, モータが発生させたトルク T は駆動力とタイヤを回転させるための慣性力となる。したがって, 式 (6) のように駆動力指令値から計算したトルク指令値に, タイヤを回転させるための $J\dot{\omega}$ の慣性トルク補償項を加えることにより, 外乱が存在しない理想条件であれば指令値通りの駆動力を発生可能である。

$$T^* = rF_d^* + J\dot{\omega} \dots \dots \dots (6)$$

ここで, F_d^* は駆動力の指令値, T^* はモータへのトルク指令値である。

しかしながら, 式 (6) の右辺第二項の慣性トルク補償項 $J\dot{\omega}$ は, 駆動力が飽和してタイヤが空転した場合には急速に増大し, 空転を増大させる作用を持つ。そこで, 粘着時は $r\omega \simeq V$ の関係が成り立つことを利用し,

$$\dot{\omega} = \frac{\dot{V}}{r} \dots \dots \dots (7)$$

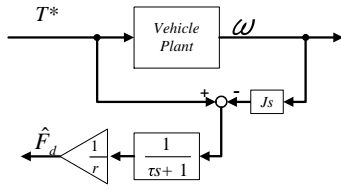


図 5 駆動力オブザーバ
Fig. 5. Driving force observer.

として、車体速の微分を用いて慣性トルク補償項の計算を行う。車体速の値はタイヤが空転した場合でも車輪速のような急速な増大はしない。したがって、低 μ 路での慣性トルク補償項の急増を防止しつつ、高 μ 路における慣性トルクの補償が可能となる。

3.3 FB コントローラ的设计 FB コントローラのゲインは極配置法により決定する。極配置に用いるプラントについて述べる。加速時のスリップ率は式 (8) で定義される。

$$\lambda = \frac{r\omega - V}{r\omega} \dots\dots\dots (8)$$

式 (8) を ω について変形し、微分すると式 (9) が得られる。

$$\dot{\omega} = \frac{(1-\lambda)\dot{V} + \dot{\lambda}V}{r(1-\lambda)^2} \dots\dots\dots (9)$$

式 (9) に式 (1), 式 (2) を代入し、整理すると式 (10) が得られる。

$$T = \left(r + \frac{J}{rM(1-\lambda)} \right) F_d + \frac{J\dot{\lambda}V}{r(1-\lambda)^2} \dots\dots\dots (10)$$

FB コントローラは定常状態での偏差をなくすために用いる。そこで、式 (10) において $\dot{\lambda} = 0$ として F_d について解くと、式 (11) を得る。

$$F_d = \frac{1}{r + \frac{J}{rM(1-\lambda)}} T \dots\dots\dots (11)$$

このプラントにおいてスリップ率は、ノミナルスリップ率 $\lambda_n = 0.01$ とし、極配置法を適用してコントローラのゲインを設定する。コントローラは、プラントが積分特性を持たないため、I コントローラを用いる。尚、フィードバックする駆動力は次節で示す駆動力オブザーバ (Driving Force Observer: DFO) により推定する。

3.4 駆動力オブザーバ⁽¹⁾ 式 (1) において、モータの出力トルクはモータの電流値から計算できる。また、 $\dot{\omega}$ も車輪の角速度から計算により求まる。したがって式 (12) に基づき、路面とタイヤの間に作用する駆動力を推定する駆動力オブザーバを構成できる。

$$\hat{F}_d = T - J\dot{\omega} \dots\dots\dots (12)$$

DFO のブロック図を図 5 に示す。

4. 駆動力指令値の制限 (提案法 2)

4.1 指令値制限によるトラクション制御 前節において述べた FF コントローラは rF_d^* の項を常に出力する。また、FB コントローラは DFO による駆動力推定値を駆動力指令値に追従させる作用しか持たない。その結果、低 μ 路において発生可能な駆動力よりも駆動力指令値が大きくなった場合、車輪の空転を助長してしまう。

そこで、提案法 1 で作成した駆動力指令値に対して路面条件に合わせて制限を加える。指令値制限により駆動力指令値を適切な大きさにし、車輪の空転を防止する。本稿では指令値制限にドライビングステイフネス推定に基づくリミッタを用いる。

推定したドライビングステイフネスの値 \hat{D}_s と最大の駆動力が得られるスリップ率 λ_{peak} を用いて式 (13) に基づき、その路面条件で出しうる最大の駆動力値が計算できる。その値を駆動力指令値のリミッタの上限値とする。なお、 \hat{D}_s の推定法は次節で述べる。

$$\begin{cases} F_{d \max} = \hat{D}_s \lambda_{peak p} \dots\dots\dots (13) \\ F_{d \min} = \hat{D}_s \lambda_{peak n} \end{cases}$$

本稿では $\lambda_{peak p}$, $\lambda_{peak n}$ を既知として扱い、その値は 0.2, -0.2 とする。

4.2 ドライビングステイフネス推定法⁽⁸⁾ 式 (5) に示す通り、スリップ率が小さい領域ではドライビングステイフネス D_s とスリップ率 λ の値はほぼ比例関係にある。したがって、式 (4) により計算した λ と DFO による駆動力推定値 \hat{F}_d の間に忘却係数を用いた逐次形最小二乗法を適用すれば、 D_s が推定できる。観測可能な信号 ξ と y の間に式 (14) が成り立つ場合、 θ の推定値 $\hat{\theta}$ の推定式は忘却係数を ρ とすると、逐次形最小二乗法のアルゴリズムは式 (15) で表される。

$$y = \theta \cdot \xi \dots\dots\dots (14)$$

$$\hat{\theta}(k) = \hat{\theta}(k-1) - \frac{\Gamma(k-1)\xi(k)}{\rho + \xi(k)\Gamma(k-1)\xi(k)} \left[\xi(k)\hat{\theta}(k-1) - y(k) \right] \dots\dots\dots (15)$$

ただしここで $\Gamma(k)$ は式 (16) により定義される。

$$\Gamma(k) = \frac{1}{\rho} \left[\Gamma(k-1) - \frac{\Gamma(k-1)\xi^2(k)\Gamma(k-1)}{\rho + \xi(k)\Gamma(k-1)\xi(k)} \right] \dots\dots\dots (16)$$

この式において $\xi = \lambda$, $y = \hat{F}_d$ とすると $\hat{\theta} = \hat{D}_s$ を推定できる。

また、スリップ率の値が小さい場合では式 (14) において y も ξ も微小な値となるため、 $\hat{\theta}$ の信頼性が低下する⁽⁹⁾。したがって、 ε_λ を微小量として、 $\xi < \varepsilon_\lambda$ の場合は推定値の更新を行わず、 $\theta[k] = \theta[k-1]$, $\Gamma[k] = \Gamma[k-1]$ とする、条件付き更新を適用している。

5. シミュレーション

ドライビングステイフネス推定を用いた駆動力制御系をシミュレーションにより評価する。表 1 に示した FPEV2-Kanon の車両パラメータを使用し、路面とタイヤの関係は Magic Formula⁽⁷⁾ を用いて再現する。

$\mu_{\max} = 0.8$ の高 μ 路上からスタートし、2 秒後に $\mu_{\max} = 0.2$ の低 μ 路に侵入、6 秒に再度高 μ 路に戻るという路面条件でシミュレーションを行う。低速度域では過大なスリップ率が出力されるため、車体速 $V > 0.1$ [m/s] となってからドライビングステイフネス推定値の更新を行う。また、条件付き更新の微小スリップ率 $\varepsilon_{\lambda} = 0.01$ とし、忘却係数 $\rho = 0.95$ とする。また駆動力指令値は $F_d^* = 450$ [N] のステップ指令を時定数が 0.1 [s] の 1 次遅れ系に通したものをを用いる。駆動力フィードバックのコントローラの極は -3 [rad/s] とする。

シミュレーション結果を図 6~8 に示す。図 6 は $T^* = rF_d^*$ とした場合 (従来法)、図 7 は $T^* = rF_d^* + J\dot{\omega}$ とし、慣性項を考慮した場合 (提案法 1)、図 8 は図 7 の指令値に加え、指令値リミッタを適用した場合 (提案法 2) の結果である。駆動力の誤差を比較すると、慣性項の補償を行っていない図 6(d) ではスタート後の高 μ 路区間において慣性項の分トルクが不足したため、微小の誤差が発生している。それに対し、図 7(d)、図 8(d) を見ると慣性項の効果による誤差の減少が確認できる。したがって慣性項を補償することで高 μ 路において駆動力指令値への追従が実現できる。

しかし慣性項の補償のみでは図 6(b)、図 7(c) のスリップ率より、低 μ 路上では車輪が大きく空転している。ここにドライビングステイフネスの推定値に基づく指令値リミッタを適用することで図 8(b)、図 8(c) に示す通り、車輪の空転を抑制している。さらに図 8(c) より、スリップ率の値が λ_{peak} に収束している。このことから λ_{peak} を適切な値に設定することで、その路面状況で出しよう最大の駆動力を実現できる。

6. 実験結果

ドライビングステイフネス推定を用いた駆動力制御系を実験により評価する。高 μ 路上から発進し、高分子シートに水をまいて作製した低 μ 路 ($\mu_{\text{peak}} \simeq 0.2$) 上を通過する試験を行った。前輪のみを駆動輪として使用している。なお、非駆動輪である後輪 2 輪の平均車輪速を車体速として λ を算出する。 D_s 推定のパラメータや駆動力指令値はシミュレーションと同条件とした。

シミュレーションと同様に実験についても $T^* = rF_d^*$ とした場合の結果を図 9 に、 $T^* = rF_d^* + J\dot{\omega}$ とした場合の結果を図 10 に、慣性項の補償に加え指令値リミッタを用いた場合の結果を図 11 に示す。なお、発進直後はスリップ率の値の信頼性が低いため、車体速 $V < 0.2$ [m/s] ではスリップ率を 0 としてプロットしている。

図 9(d) と図 10(d) を比較すると、シミュレーションの場合と同様に高 μ 路上における慣性項補償の効果が確認できる。また、図 10(b)、10(c) と図 11(b)、11(c) を比較すると、

リミッタによるトラクション制御が実現できている。

7. 提案法の応答性

本節では提案した駆動力制御系の応答性について検討を行う。FB コントローラは定常偏差をなくすために使用するため、FF コントローラが支配的に作用する。したがって高 μ 路上においてはほぼ瞬時に指令値が作成される。また低 μ 路上でのトラクション制御はドライビングステイフネス推定値の収束時間が支配的に作用する。逐次形最小二乗法の収束時間を規定する値として式 (17) によって定義されるメモリ時間定数 T_0 がある⁽¹⁰⁾。

$$T_0 = \frac{1}{1-\rho} \dots \dots \dots (17)$$

あるサンプル時間における推定値は T_0 サンプル前までの測定信号に大きく影響を受ける。本稿のシミュレーションや実験では $\rho = 0.95$ 、推定のサンプリング時間 $T_s = 1$ [ms] としている。したがって 20 [ms] で推定値が収束する。

実際に実験結果を詳しく分析すると、低 μ 路への進入により D_s の値が低下を始めてから 100 [ms] 程度で収束している。DFO のため、40 [ms] の遅れを持つ信号から推定していることを考慮すると、妥当な値であると考えられる。

一方、過去に提案された、車輪速制御系を用いた駆動力制御系⁽⁶⁾ はインナーループの車輪速制御系のコントローラの時定数が 50 [ms] であり、DFO の時定数が 30 [ms] である。駆動力制御系の時定数はこれら 2 つよりも遅く設定する必要があるため、ドライビングステイフネス推定を用いた駆動力制御法のほうが応答の速い駆動力制御系を構成できると考えられる。

8. 結 言

本稿では二自由度制御系とドライビングステイフネス推定を利用した駆動力指令値リミッタを併用した、駆動力制御系を提案した。シミュレーションにより、高 μ 路では駆動力制御が実現可能であり、駆動力が飽和する低 μ 路ではトラクション制御の実現を確認した。同様に実験において提案した制御系の効果を確認した。

本稿では最大の駆動録が得られるスリップ率 λ_{peak} を既知の定数として与えたが、実際には λ_{peak} の値は路面の状況により変化する。よって、今後の課題としては、路面条件の変化に対応するために λ_{peak} 推定についても検討を行う。

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) Y. Hori: "Future vehicle driven by electricity and control — research on four-wheel-motored "UOT Electric March II"" ,IEEE Trans. on Industrial Electronics, Vol.51, No.5, pp.954-962 (2004)

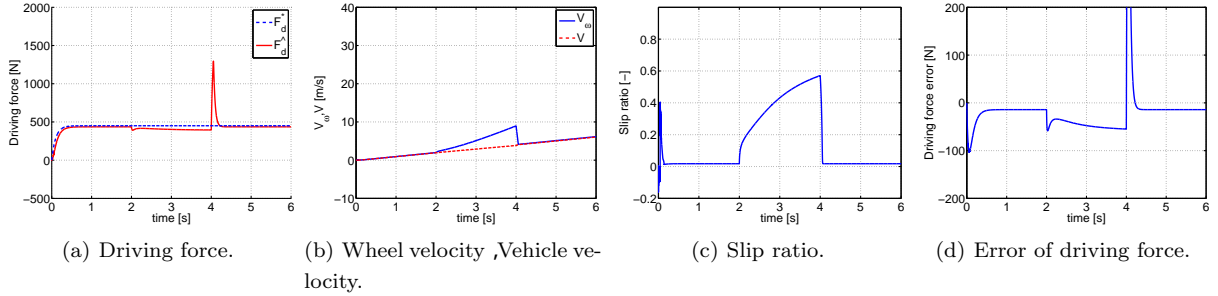


図 6 シミュレーション結果 (従来法)
Fig. 6. Result of experiment (Conventional).

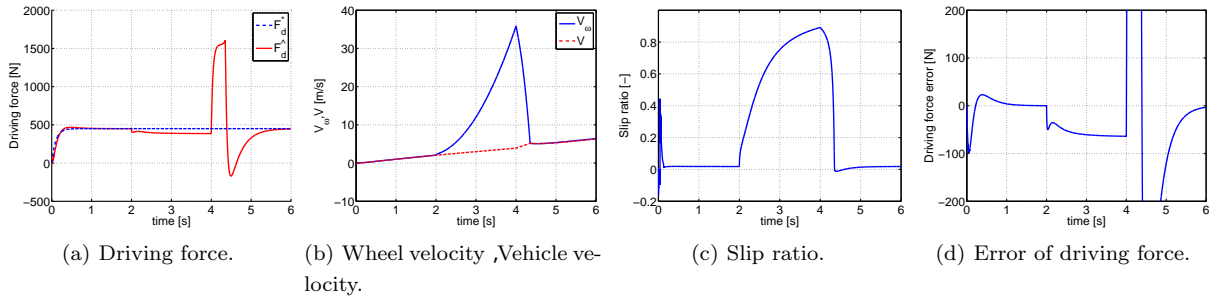


図 7 シミュレーション結果 (提案法 1)
Fig. 7. Result of experiment.(Proposal method 1)

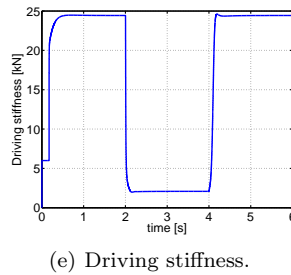
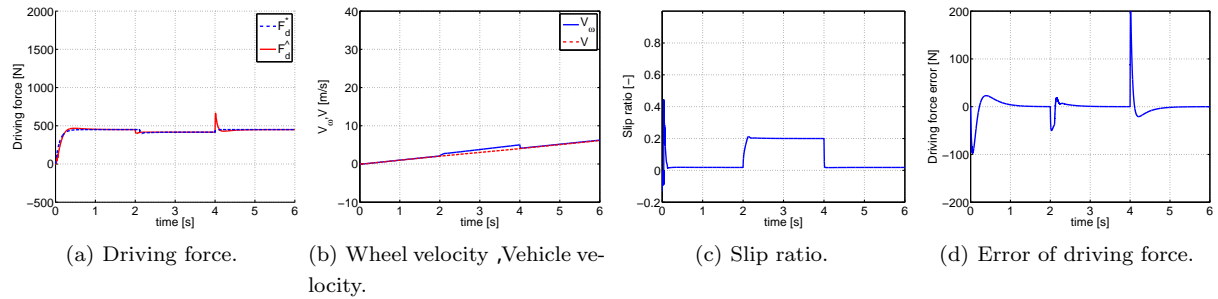


図 8 シミュレーション結果 (提案法 2)
Fig. 8. Result of experiment (Proposal method 2).

- (2) M. Kamachi , K. Walters: “A research of direct yaw-moment control on slippery road for in-wheel motor vehicle”,in Proc. International Battery , Hybrid Fuel Electric Vehicle Symposium , pp.2122–2133 (2006)
- (3) 井苅 佳秀, 村上 俊之: “ハプティックアクセルペダルを用いた電気自動車の環境適応型走行支援制御”, Trans. IEEE of Japan, Vol.131, No.9, pp.1135–1140, (2011)
- (4) E. Katsuyama: “Decoupled 3d moment control by in-wheel motor”, in Proc. 2011 JSAE Annual Congress (Spring), no.3-11, pp.1–6 (2011) (in Japanese)
- (5) D. Yin , Y. Hori: “A new approach to traction control of EV based on maximum effective torque estimation”, in Proc. the 34th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, pp.2764–2769 (2008)
- (6) M. Yoshimura , H. Fujimoto: “Driving torque control method for electric vehicle with in-wheel motors”, Trans. IEEE of Japan, Vol.131, No.5, pp.1–8, (2010) (in Japanese)
- (7) H.B.Pacejka , and E.Bakker: “The Magic Formula Tyre Model”,Tyre models for vehicle dynamic analy-

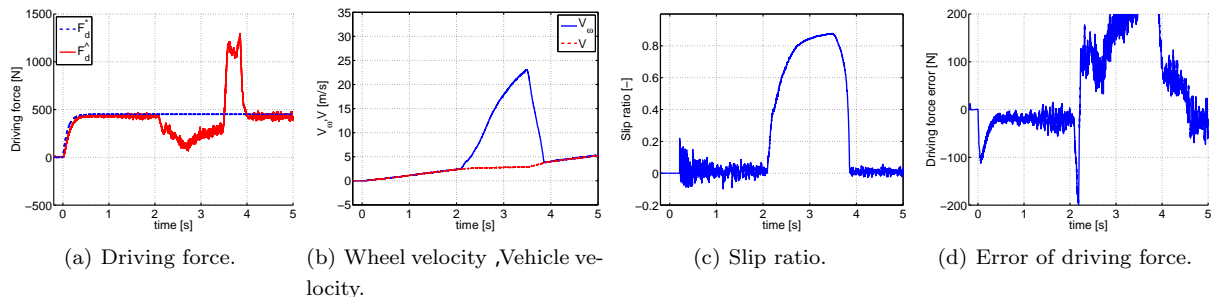


図 9 実験結果 (従来法)

Fig. 9. Result of experiment (Conventional).

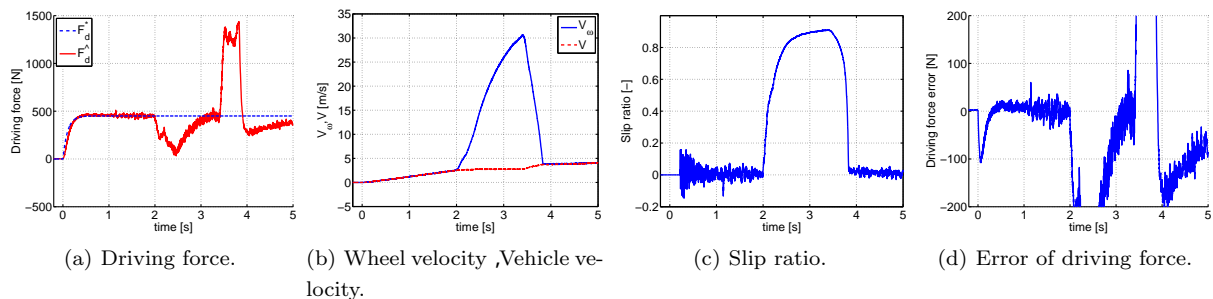
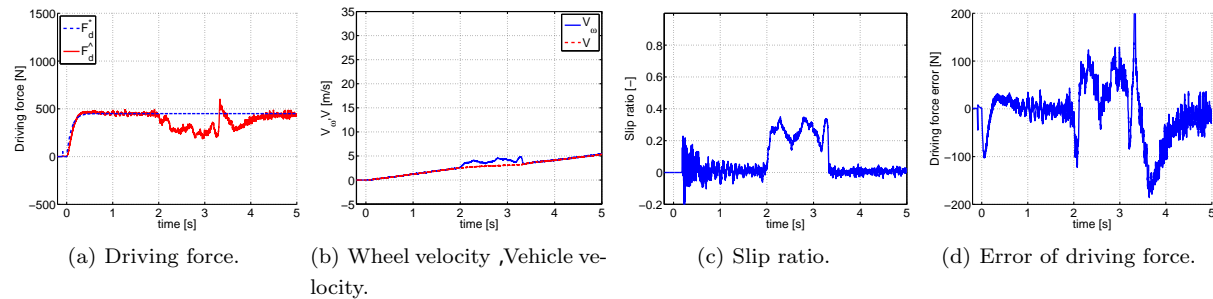


図 10 実験結果 (提案法 1)

Fig. 10. Result of experiment (Proposal method 1).



(e) Driving stiffness.

図 11 実験結果 (提案法 2)

Fig. 11. Result of experiment (Proposal method 2).

sis:proceedings of the 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, held in Delft, The Netherlands (1991)

- (8) T. Kanou, H. Fujimoto: "Yaw-rate Control Based on Slip-ratio Control with Driving Stiffness Identification for Electric Vehicle", 計測自動制御学会 第 8 回制御部門大会, 064-1-4 (2008) (in Japanese)
- (9) H. Fujimoto, B. Yao: "Multirate Adaptive Robust Control for Discrete-time Non-minimum Phase Systems and Application to Linear Motors", IEEE/ASME

Trans. Mechatronics, vol.10, no.4, pp.371-377 (2005)

- (10) L. Ljung: "System Identification theory for the user", PRENTICE HALL (1999)