

電気自動車における速度軌道及び 走行軌跡最適化による航続距離延長自動運転

○池澤 佑太, 藤本 博志 (東京大学)
川野 大輔, 後藤 雄一 (交通安全環境研究所)
武田 雄資, 佐藤 宏治 (小野測器)

Range Extension Autonomous Driving for Electric Vehicle Based on Optimization of Velocity Profile and Driving Path

*Y. Ikezawa, H. Fujimoto (The University of Tokyo)
D. Kawano, Y. Goto (National Traffic Safety and Environment Laboratory)
Y. Takeda, K. Sato (Ono Sokki Co.,Ltd.)

Abstract— Intelligent Transport System (ITS) has been intensively studied in the last decade to solve environmental and energy problem by improving traffic flow. Along with the development of ITS and autonomous driving technologies, vehicle velocity will be decided by ITS. In this paper, range extension autonomous driving (READ) system which minimizes consumption energy for electric vehicle (EV) is proposed. The proposed method optimizes velocity profile and driving path simultaneously by solving nonlinear optimal control problem. The effectiveness of the proposed method is verified by simulations and experiments.

Key Words: electric vehicle, range extension autonomous driving, nonlinear optimal control

1 はじめに

近年, 地球温暖化や化石燃料の枯渇などの環境問題が顕在化してきているが, これらの問題を解決するために様々な研究が行われている。解決策の一つとして, 環境負荷の少ない電気自動車 (Electric Vehicle: EV) に注目が集まっている。環境面だけでなく, EV は従来の内燃機関を有する自動車と比べて, 以下の4つの優位点を持つ¹⁾。

1. トルク応答が2桁速い。
2. モータに流れる電流を測定することで, トルクを正確に把握できる。
3. 小型高出力であるため, 分散配置が可能である。
4. 力行だけでなく回生が可能である。

以上のように, 多くの利点があるEVだが, 一充電走行距離が短いという課題のため, 広く普及していないのが現状である。この課題を解決するために, 損失の少ないモータの設計に関する研究²⁾ やチョッパを用いたドライブシステムの高効率化を図った研究³⁾, 路面から走行中の車両へワイヤレスで給電を行う研究⁴⁾などが行われている。

一方で, 高度道路交通システム (Intelligent Transport Systems: ITS)⁵⁾ を活用して, 交通流を改善することでエネルギー問題を解決しようとする研究もある。これらの研究では, 前後の車の情報を利用した隊列走行⁶⁾ や仮想的な信号⁷⁾ の導入によって交通流の改善が図られている。今後, ITS がさらに進展していき, 全ての車両が自動運転に移行していくことを考えると, ドライバーではなく, ITS が速度軌道を決定するという前

提で研究を行う必要がある。車両の速度がITSによって決定されるようになれば, 速度軌道の最適化によって消費エネルギーの最小化が可能となる。著者らのグループでは, ITS から信号や勾配, 旋回半径等の道路情報を取得できるという仮定の下, 速度軌道を最適化することで航続距離を延長する航続距離延長自動運転 (Range Extension Autonomous Driving: READ) に関する研究を行ってきた^{8, 9)}。文献⁹⁾ では, 旋回路を想定し, タイヤの横滑りによって生じるコーナリング抵抗をモデル化した上で, 速度軌道を最適化することで航続距離延長を達成した。しかしながら, 従来の研究は予め車両の走行軌跡が決まっているという前提の下で行われており, 車両追い越し時等の走行軌跡に自由度がある場合は考慮されていない。自動車の走行軌跡最適化は, 最短距離での障害物回避に向けた研究¹⁰⁾ 等では行われているが, 車両の消費エネルギーに着目した研究は行われていない。そこで, 本稿では速度軌道に加えて, 車両の走行軌跡を同時に最適化する手法を提案し, シミュレーション, 実験によって提案法の有効性を示す。

2 実験車両と車両モデル

本章では, 実験車両について紹介する。また, 車両の運動モデル, 消費電力モデルについて説明する。

2.1 実験車両

本稿では, 著者らのグループが作成した実験車両 FPEV2-Kanon を使用した。Fig. 1 に車両の外観を示す。この車両は4輪に東洋電機製造製アウターロータ型IWMを搭載しており, 各輪独立駆動が可能である。また, このモータはダイレクトドライブ方式であるので, 減速ギアのバックラッシュによる影響がなく, 路面



Fig. 1: FPEV2-Kanon.

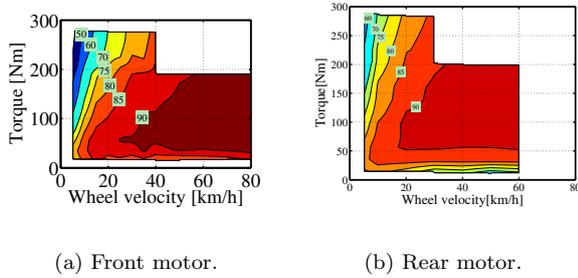


Fig. 2: Efficiency maps of front and rear motors.

Table 1: Vehicle specification.

Vehicle mass M	854 kg
Wheelbase l	1.72 m
Distance from center gravity to front and rear axle l_f, l_r	$l_f:1.01$ m $l_r:0.702$ m
Gravity height h_g	0.510 m
Front wheel inertia J_{ω_f}	1.24 kg·m ²
Rear wheel inertia J_{ω_r}	1.26 kg·m ²
Wheel radius r	0.302 m
Front cornering stiffness C_f	12.5 kN/rad
Rear cornering stiffness C_r	29.2 kN/rad

Table 2: Specification of in-wheel motors.

	Front	Rear
Manufacturer	TOYO DENKI SEIZO K.K.	
Type	Direct Drive System	
Rated torque	110 Nm	127 Nm
Maximum torque	500 Nm	530 Nm
Rated power	6.0 kW	6.0 kW
Maximum power	20.0 kW	25.0 kW
Rated speed	300 rpm	450 rpm
Maximum speed	1113 rpm	1200 rpm

からの力が直接モータへ伝わる。このモータの効率特性は Fig. 2 に示すように前後輪で異なるので、速度、駆動力に応じて前後輪に最適に駆動力を配分することで消費電力の削減が可能となる。これに加えて、前後輪アクティブ操舵が可能であるので、車両横滑り角とヨーレートを独立に制御することが可能である。

2.2 車両の運動モデル

本節では前後輪操舵、4輪独立駆動が可能な自動車の運動モデルについて述べる。

2.2.1 車両の運動方程式

本稿では Fig. 3 に示す 2 輪車両モデルで車両の運動を考える。車輪回転方向の運動方程式は (1) 式、車両前後方向の運動方程式は (2) 式で表され、制駆動力は (3) 式のように 4 輪に均等に配分される。また、横方向の運動方程式は (4) 式、ヨー方向の運動方程式は (5) 式で表される。

$$J_{\omega_i} \dot{\omega}_{ij} = T_{ij} - r F_{xij} \quad (1)$$

$$M \dot{V} = F_{xall} - \text{sgn}(V)(F_{DR} + F_{CR}) \quad (2)$$

$$F_{xij} = \frac{1}{4} F_{xall} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} M a_y &= M V (\dot{\beta} + \gamma) \\ &\simeq 2Y_f + 2Y_r \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} M_z &= I \dot{\gamma} \\ &= (F_{yfl} + F_{yfr})l_f - (F_{yrl} + F_{yrr})l_r \\ &\simeq 2(l_f Y_f - l_r Y_r) \end{aligned} \quad (5)$$

ここで、 J_{ω_i} は車輪のイナーシャ、 ω_{ij} は車輪角速度、 T_{ij} は車輪軸周りのトルク、 r はタイヤ半径、 F_{xij} は一輪当たりの制駆動力、 M は車体重量、 V は車体速、 sgn は符号関数、 F_{DR} は走行抵抗、 F_{CR} はコーナリング抵抗、 a_y は横加速度、 β は車体横滑り角、 γ はヨーレート、 Y_i は各輪の横力、 I は車体のイナーシャ、 F_{yij} は各輪のコーナリングフォース、 l_i は車両重心点から前後駆動点までの距離である。また、添え字の i には前輪、後輪を示す f, r 、添え字の j には左輪、右輪を示す l, r が入る。走行抵抗 F_{DR} は以下の式で表される。

$$F_{DR}(V) = \mu_0 M g + b|V| + \frac{1}{2} \rho C_d S V^2 \quad (6)$$

ここで、 μ_0 は転がり摩擦係数、 b は V の一次に比例する抵抗係数、 ρ は空気密度、 C_d は抗力係数、 S は前方投影面積である。

2.2.2 横力とコーナリング抵抗

次に、タイヤ横力、コーナリング抵抗のモデル化を行う。前輪に加わる横力、コーナリング抵抗を Fig. 4 に示す。コーナリングフォースは車輪横滑り角に比例するので、以下の式で表される。

$$F_{yi} = -C_i \alpha_i \quad (7)$$

ここで、 C_i は各輪のコーナリングスティフネス、 α_i は各輪の車輪横滑り角である。車輪横滑り角が十分に小さければ、コーナリングフォースとタイヤ横力 Y_i は等しいとみなせる。

$$Y_i \simeq F_{yi} = -C_i \alpha_i \quad (8)$$

各輪のタイヤ横力のうち、車輪進行方向成分を F_{CR}' とすると

$$F_{CR}' \simeq -2F_{yf} \sin \alpha_f - 2F_{yr} \sin \alpha_r \quad (9)$$

$$\simeq 2C_f \alpha_f^2 + 2C_r \alpha_r^2 \quad (10)$$

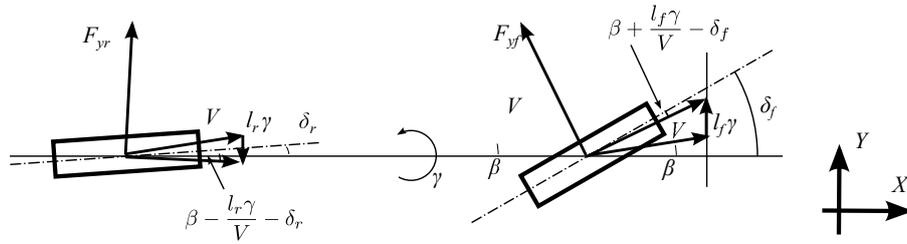


Fig. 3: Bicycle model of vehicle dynamics.

となる。このうち、 x 方向の力のみをコーナリング抵抗 F_{CR} とすると以下ようになる。

$$\begin{aligned} F_{CR} &\simeq 2C_f\alpha_f^2\cos\delta_f + 2C_r\alpha_r^2\cos\delta_r \\ &\simeq 2C_f\alpha_f^2 + 2C_r\alpha_r^2 \end{aligned} \quad (11)$$

横力の総和を $F_{yall} = 2Y_f + 2Y_r$ と定義すると、(4)、(5) 式より、車輪横滑り角と横力の総和、ヨーモーメントは以下の式で示される。

$$\begin{bmatrix} -2C_f & -2C_r \\ -2C_f l_f & 2C_r l_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_f \\ \alpha_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{yall} \\ M_z \end{bmatrix} \quad (12)$$

従って、前後輪の車輪横滑り角は以下の式で表すことができる。

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \alpha_f \\ \alpha_r \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} -2C_f & -2C_r \\ -2C_f l_f & 2C_r l_r \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} F_{yall} \\ M_z \end{bmatrix} \\ &= \frac{1}{2lC_f C_r} \begin{bmatrix} -C_r l_r F_{yall} - C_r M_z \\ -C_f l_f F_{yall} + C_f M_z \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (13)$$

(11)、(13) 式より、コーナリング抵抗は横力の総和、ヨーモーメントの関数として記述できる。

$$\begin{aligned} F_{CR} &\simeq \frac{1}{2l^2 C_f C_r} \{ C_f (l_f F_{yall} - M_z)^2 \\ &\quad + C_r (l_r F_{yall} + M_z)^2 \} \end{aligned} \quad (14)$$

2.2.3 スリップ率

次に、スリップ率 λ_{ij} を定義する。各車輪位置における車体速度 V_{ij} は

$$V_{ij} = V + \text{sgn}(j) \frac{d_i}{2} \gamma \quad (15)$$

で表される。ここで、 d_i は車両のトレッド、 sgn は符号関数で、

$$\text{sgn}(j) = \begin{cases} -1 & (j=l) \\ 1 & (j=r) \end{cases} \quad (16)$$

である。車輪速 $V_{\omega_{ij}} = r\omega_{ij}$ 、各車輪位置における車体速 V_{ij} を用いて、スリップ率を (17) 式で定義する。

$$\lambda_{ij} = \frac{V_{\omega_{ij}} - V_{ij}}{\max(V_{\omega_{ij}}, V_{ij}, \epsilon)} \quad (17)$$

ここで、 ϵ は零割防止のための微小定数である。スリップ率 λ_{ij} が十分に小さければ、Fig. 5 のように摩擦係数 μ_{ij} はほぼ λ_{ij} に比例する¹¹⁾。この傾きをドライビ

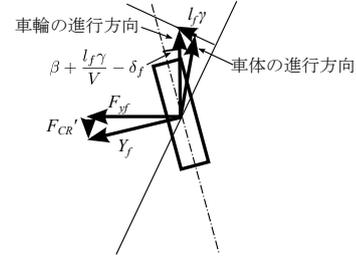


Fig. 4: Cornering resistance of front tyre.

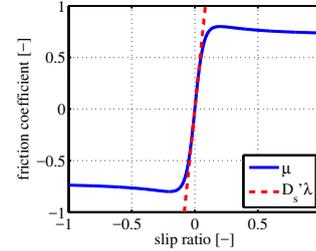


Fig. 5: μ - λ curve¹¹⁾.

ングスティフネス D_s' と定義すると、一輪あたりの制駆動力 F_{xij} は (18) 式で表される。

$$F_{xij} = \mu_{ij} N_{zij} \simeq D_s' N_{zij} \lambda_{ij} \quad (18)$$

ここで、 N_{zij} は車両が前後加速度 a_x 、横加速度 a_y で運動しているときの車輪あたりの垂直抗力であり、(19)–(22) 式で表される。

$$N_{zfl} = \frac{1}{2} \frac{l_r}{l} Mg - \frac{1}{2} \frac{h_g}{l} Ma_x - \rho_f \frac{h_g}{d_f} Ma_y \quad (19)$$

$$N_{zfr} = \frac{1}{2} \frac{l_r}{l} Mg - \frac{1}{2} \frac{h_g}{l} Ma_x + \rho_f \frac{h_g}{d_f} Ma_y \quad (20)$$

$$N_{zrl} = \frac{1}{2} \frac{l_f}{l} Mg + \frac{1}{2} \frac{h_g}{l} Ma_x - \rho_r \frac{h_g}{d_r} Ma_y \quad (21)$$

$$N_{zrr} = \frac{1}{2} \frac{l_f}{l} Mg + \frac{1}{2} \frac{h_g}{l} Ma_x + \rho_r \frac{h_g}{d_r} Ma_y \quad (22)$$

ここで、 h_g は重心高、 ρ_i はロール剛性前後配分比である。

2.3 入力電力モデル

モータの機械損、インバータ損失を無視するとインバータ入力電力 P_{in} は (23) 式で表される¹²⁾。

$$P_{in} = P_{out} + P_c + P_i \quad (23)$$

ここで、 P_{out} は各モータの機械出力の和、 P_c は各モータの銅損の和、 P_i は各モータの鉄損の和である。

まず、機械出力のモデル化を行う。車輪の慣性力によるトルクは十分小さく、スリップ率 λ_{ij} も小さいとすると、車軸周りのトルク T_{ij} 、車輪角速度 ω_{ij} は以下の式で表される。

$$T_{ij} \simeq rF_{ij} \quad (24)$$

$$\omega_{ij} \simeq \frac{V_{ij}}{r}(1 + \lambda_{ij}) \quad (25)$$

従って、機械出力 P_{out} は (26) 式で表される。

$$\begin{aligned} P_{\text{out}} &= \sum_{i=f,r} \sum_{j=l,r} \omega_{ij} T_{ij} \\ &\simeq \frac{F_{x\text{all}}}{4} \sum_{i=f,r} \sum_{j=l,r} (V + \text{sgn}(j) \frac{d_i}{2} \gamma) \\ &\quad \left(1 + \frac{F_{x\text{all}}}{4D_s' N_{zij}(F_{x\text{all}}, V, F_{y\text{all}}, M_z)} \right) \end{aligned} \quad (26)$$

次に、モータ銅損のモデル化を行う。リラクタンストルクに比べてマグネットトルクが十分大きく、 q 軸電流が d 軸電流に比べて十分大きいとすると、モータ銅損 P_c は次式で示される。

$$\begin{aligned} P_c &= \sum_{i=f,r} \sum_{j=l,r} R_i i_{qij}^2 \\ &\simeq \frac{r^2 F_{x\text{all}}^2}{16} \sum_{i=f,r} \sum_{j=l,r} \frac{R_i}{K_{ti}^2} \end{aligned} \quad (27)$$

ここで、 R_i はモータの電機子巻線抵抗、 i_{qij} は q 軸電流、 K_{ti} はトルク定数である。

次に、モータ鉄損のモデル化を行う。 d 軸電機子反作用が永久磁石に依る速度起電力に比べて十分に小さいとして無視し、スリップ率 λ_{ij} も十分に小さいとして無視すると、モータ鉄損 P_i は次式で示される。

$$\begin{aligned} P_i &= \sum_{i=f,r} \sum_{j=l,r} \frac{v_{odij}^2 + v_{oqij}^2}{R_{cij}} \\ &\simeq \frac{1}{r^2} \sum_{i=f,r} \sum_{j=l,r} \frac{P_{ni}^2}{R_{cij}} (V + \text{sgn}(j) \frac{d_i}{2} \gamma) \\ &\quad \left\{ \left(\frac{rL_{qi}F_{x\text{all}}}{4K_{ti}} \right)^2 + \Psi_i^2 \right\} \end{aligned} \quad (28)$$

ここで、 v_{odij} 、 v_{oqij} はそれぞれ dq 軸の誘起電圧、 R_{cij} は等価鉄損抵抗、 ω_{eij} はモータの電気角速度、 L_{di} は d 軸インダクタンス、 L_{qi} は q 軸インダクタンス、 i_{odij} 、 i_{oqij} はそれぞれ dq 軸電流と銅損電流の dq 軸成分の差、 P_{ni} は極対数、 Ψ_i は磁束鎖交数である。等価鉄損抵抗 R_{cij} は (29) 式で表される。

$$\frac{1}{R_{cij}(\omega_{eij})} = \frac{1}{R_{c0i}} + \frac{1}{R_{c1i}'|\omega_{eij}|} \quad (29)$$

ここで、右辺第 1 項は渦電流損、第 2 項はヒステリシス損を示す。

3 消費エネルギー-最初速度軌道の導出

初期条件、終端条件を満たしつつ、消費エネルギー W_{in} を最小とする速度軌道 $V(t)$ 、車両横滑り角 $\beta(t)$ 、ヨーレート $\gamma(t)$ を求める。よって、評価関数、拘束条件は以下ようになる。

$$\min. \quad W_{\text{in}} = \int_{t_0}^{t_f} P_{\text{in}}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) dt \quad (30)$$

$$\text{s.t.} \quad \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) \quad (31)$$

$$\begin{aligned} \chi(\mathbf{x}(t_0)) &= \mathbf{x}(t_0) - \mathbf{x}_0 \\ &= \begin{bmatrix} X_{\text{pos}}(t_0) - X_0 \\ Y_{\text{pos}}(t_0) - Y_0 \\ \beta(t_0) - \beta_0 \\ \gamma(t_0) - \gamma_0 \\ \theta(t_0) - \theta_0 \\ V(t_0) - V_0 \end{bmatrix} = \mathbf{0} \end{aligned} \quad (32)$$

$$\begin{aligned} \psi(\mathbf{x}(t_f)) &= \mathbf{x}(t_f) - \mathbf{x}_f \\ &= \begin{bmatrix} X_{\text{pos}}(t_f) - X_f \\ Y_{\text{pos}}(t_f) - Y_f \\ \beta(t_f) - \beta_f \\ \gamma(t_f) - \gamma_f \\ \theta(t_f) - \theta_f \\ V(t_f) - V_f \end{bmatrix} = \mathbf{0} \end{aligned} \quad (33)$$

ここで、

$$\mathbf{x}(t) = \begin{bmatrix} X_{\text{pos}}(t) \\ Y_{\text{pos}}(t) \\ \beta(t) \\ \gamma(t) \\ \theta(t) \\ V(t) \end{bmatrix} \quad (34)$$

$$\mathbf{u}(t) = \begin{bmatrix} F_{x\text{all}}(t) \\ F_{y\text{all}}(t) \\ M_z(t) \end{bmatrix} \quad (35)$$

$$\mathbf{f}(t) = \begin{bmatrix} V \cos(\theta + \beta) \\ V \sin(\theta + \beta) \\ \frac{F_{y\text{all}}}{MV} - \gamma \\ \frac{M_z}{I} \\ \gamma \\ \frac{1}{M} \{ F_{x\text{all}} - F_{\text{DR}}(V) - F_{\text{CR}}(F_{y\text{all}}, M_z) \} \end{bmatrix} \quad (36)$$

である。以上の最適制御問題を勾配法¹³⁾を用いて解くことで、消費エネルギーを最小化する速度軌道、車両横滑り角、ヨーレートを導出する。

4 シミュレーション

4.1 比較条件

本稿では Fig. 6 のような条件での走行を考慮する。初期条件、終端条件は $\mathbf{x}_0 = [0, 0, 0, 0, 0, 30/3.6]$ 、 $\mathbf{x}_f = [50, 5, 0, 0, 0, 30/3.6]$ 、走行時間 $t_f - t_0$ は 5 s として、以下の 3 通りの比較条件で最適化計算を行う。

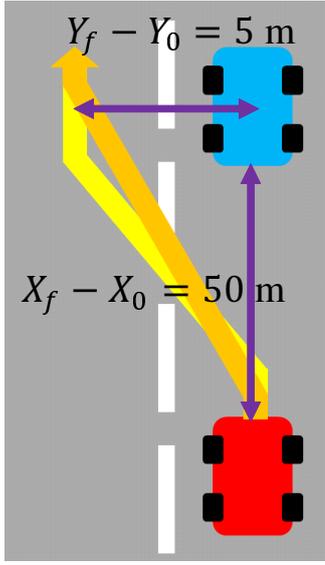


Fig. 6: Course.

従来法 初期条件, 終端条件を満たすように (38) 式で与えられるクロソイド曲線の組み合わせで車両の走行軌道を定める。

$$x(l) = \int_0^l \cos \frac{\theta^2}{2} d\theta \quad (37)$$

$$y(l) = \int_0^l \sin \frac{\theta^2}{2} d\theta \quad (38)$$

ここで, l は無次元化された曲線長で, 無次元化された旋回半径 r と $rl = 1$ の関係がある。このような走行軌跡を $\beta = 0$ の条件の下で, (39) 式で与えられる台形速度パターンで走行した際の消費エネルギー W_{in} が最少となるように最高速度 V_{max} を最適化する。

$$V(t) = \begin{cases} V_0 + a_x t & (t_0 < t < t_1) \\ V_{max} & (t_1 < t < t_2) \\ V_{max} - a_x t & (t_2 < t < t_f) \end{cases} \quad (39)$$

ここで,

$$a_x = \frac{(V_{max} - V_0)^2 + (V_{max} - V_f)^2}{2V_{max}(t_f - t_0) - (X_f - X_0)} \quad (40)$$

$$t_1 = t_0 + \frac{V_{max} - V_0}{a_x} \quad (41)$$

$$t_2 = t_f - \frac{V_{max} - V_f}{a_x} \quad (42)$$

である。

提案法 1 $\beta = 0$ の条件の下で, 制御入力 $\mathbf{u}(t) = [F_{xall}(t) M_z(t)]$ を最適化する。

提案法 2 $\beta = 0$ の制約を与えずに, 制御入力 $\mathbf{u}(t) = [F_{xall}(t) F_{yall}(t) M_z(t)]$ を最適化する。

4.2 損失分離

シミュレーションにおいて, エネルギー損失を詳細に分析するために, (43)-(48) 式のように, 機械出力 P_{out} を車両の運動エネルギー変化の仕事 P_M , 車輪の回転運動エネルギー総和変化の仕事 P_J , 走行抵抗で失われる

仕事 P_{DR} , コーナリング抵抗で失われる仕事 P_{CR} , スリップで失われる仕事 P_S に分離する。

$$P_{out} = P_M + P_J + P_{DR} + P_{CR} + P_S \quad (43)$$

$$P_M = \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} MV^2 \right) \quad (44)$$

$$P_J = \sum_{i=f,r} \sum_{j=l,r} \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} J_{\omega_i} \omega_{ij}^2 \right) \quad (45)$$

$$P_{DR} = F_{DR} V \quad (46)$$

$$P_{CR} = F_{CR} V \quad (47)$$

$$P_S = \frac{F_{xall}}{4} \sum_{i=f,r} \sum_{j=l,r} (V + \text{sgn}(j) \frac{d_i}{2} \gamma) \lambda_{ij} \quad (48)$$

また, これらの積分値を以下のように定義する。

$$W_X = \int_{t_0}^{t_f} P_X(t) dt \quad (49)$$

ここで, 添え字の X には M, J, DR, CR, S, c, i が入る。

4.3 速度軌道最適化

Fig. 7 にシミュレーション結果を示す。Fig. 7(h), 7(i), 7(g) より, 従来法, 提案法 1 では車両横滑り角を発生させずにヨーレートのみで車両の進行方向を変更していたのに対し, 提案法 2 では殆どヨーレートを発生させずに, 車両横滑り角を発生させることで車両の進行方向を変更していることがわかる。 $\beta = 0$ として, ヨーレートのみで車両の進行方向を変更しようとする, 発生したヨーレートによって β が負になるのを防ぐために横力が必要となる。コーナリング抵抗は横力, ヨーモーメントの 2 乗に比例するので, 提案法 1 では従来法と比較してヨーレートの最大値を小さくすることで, 必要となる横力, ヨーモーメントの最大値を小さくし, コーナリング抵抗による損失を抑制している。提案法 2 では, $\gamma \simeq 0$ であるので, ヨーモーメントは殆どコーナリング抵抗に寄与せず, 横力による影響が殆どである。そのため, 従来法と比較して, 提案法 1 で 55.5%, 提案法 2 で 70.2% のコーナリング抵抗による損失の削減が可能である。

また, 提案法 1, 2 では従来法と比較して, $t = 0$ s, $t = 5$ s 付近での加減速度が大きくなっている。これによって, その他の時刻における総駆動力を小さくすることができ, 銅損を削減することができる。そのため, 従来法と比較して, 提案法 1 で 11.2%, 提案法 2 で 10.4% の銅損の削減が可能である。

結果として, 従来法と比較して提案法 1 で 7.7%, 提案法 2 で 8.0% の消費エネルギー削減を達成した。

5 実験

5.1 台上試験装置

台上試験には (株) 小野測器が所有する Real Car Simulation Bench (RC-S)¹⁴⁾ を用いた。RC-S は, シャンダイナモ装置と異なり, 駆動輪のドライブシャフトに軸受ホイールを介して直接ダイナモを接続する。また,

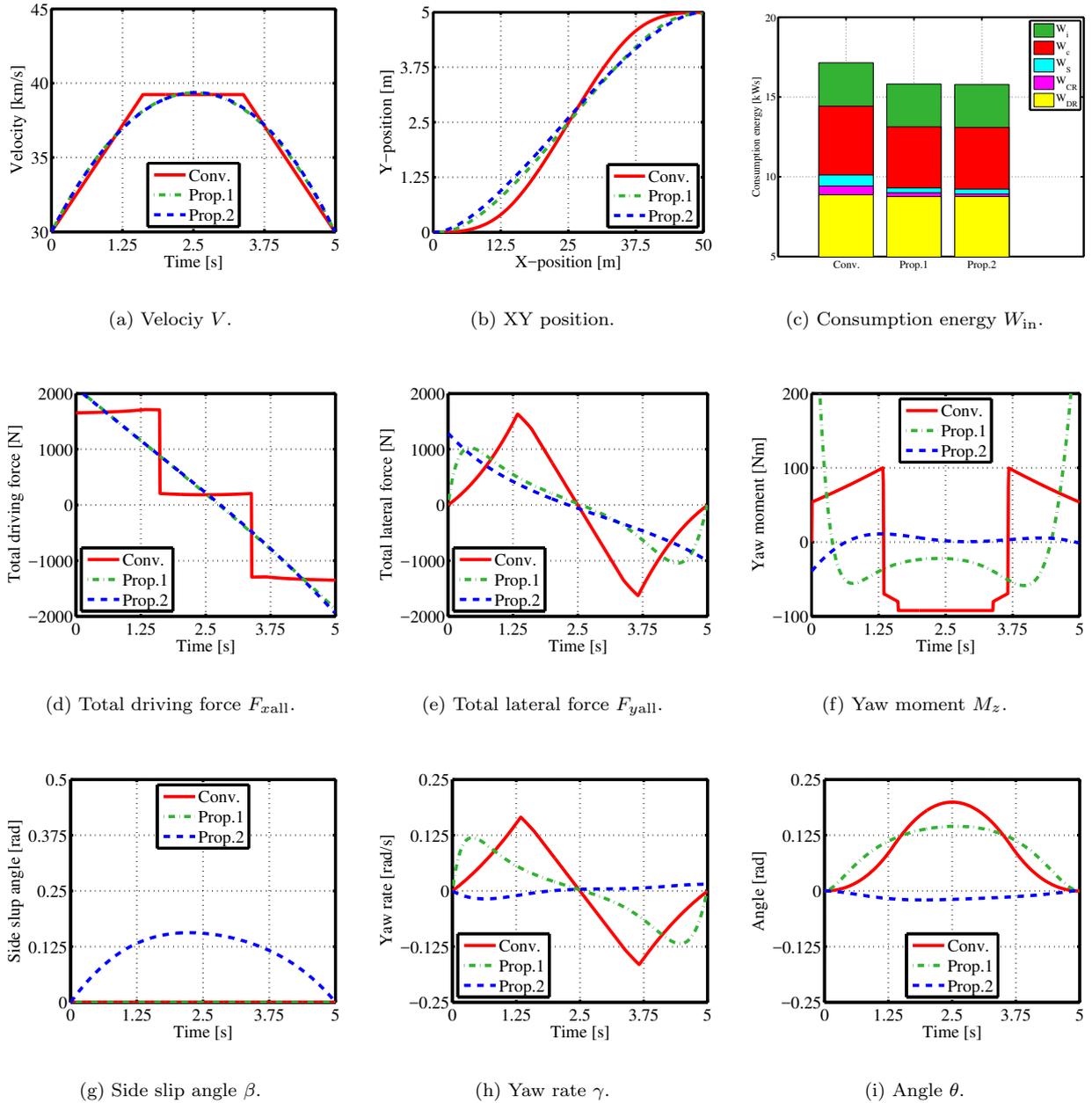


Fig. 7: Simulation results.

車両モデルを適宜変更することで、様々な路面状況における試験が可能であり、舵角指令値を入力することでモデル上で車両の旋回を再現することも可能である。さらに、慣性の大きいローラを用いるシャシダイナモ装置と比較して応答速度の速い制御が可能であるため、モータを動力源とする電気自動車の過渡解析にも適している。風や路面状況の変化を受けずに試験を行えるため、本研究においても台上試験装置は非常に有用である。

5.2 実験結果

Fig. 8 に示す制御系を用いて、 β , γ , V を制御し、シミュレーションと同じ条件で実験を行った。Fig. 9 に実験結果を示す。測定は、それぞれの条件に対して 5 回ずつ行った。また、インバータ入力電力 P_{in} は測定値

を用いて次式で求めた。

$$P_{in} = V_{dc} \sum_{i=f,r} \sum_{j=l,r} I_{dcij} \quad (50)$$

ここで、 V_{dc} はインバータ入力電圧、 I_{dcij} は各輪のインバータ入力電流である。なお、本稿では RC-S で演算された車体速度を車体速 V として用いた。

Fig. 9(b) より、従来法の加速度がステップ上に変化している点付近を除いて、総制駆動力 F_{xall} はシミュレーション結果とよく一致しており、走行抵抗、コーナリング抵抗のモデルの妥当性が示された。提案法においては消費電力はシミュレーションと殆ど一致しており、従来法と比較して提案法 1 で 13.3 %、提案法 2 で 13.6 % の消費エネルギー削減を達成した。シミュ

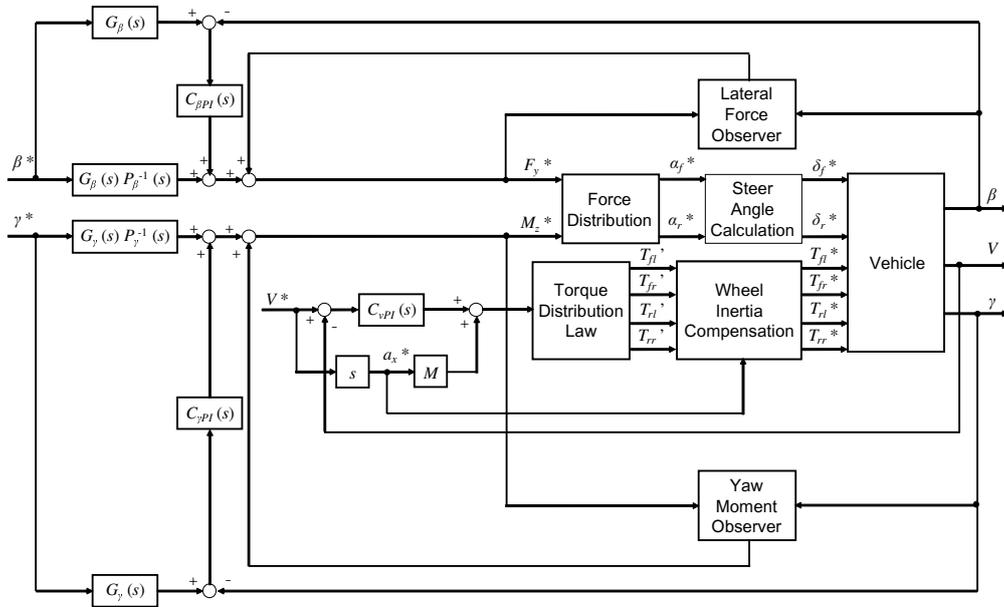


Fig. 8: Control system.

レーションと比較して消費電力の改善率が良化しているが、これは従来法の消費電力が悪化したためであり、加速度がステップ上に変化している付近においてシミュレーションよりも大きな制駆動力が発生し、これによりシミュレーションより大きな銅損が発生したためである。

6 結論

本稿では、航続距離延長自動運転を走行軌跡に自由度がある場合でも適用できるように拡張し、シミュレーション、実験によって効果の検証を行った。提案法では、前後力、横力、ヨーモーメントを最適化することで最適な速度軌道、車両横滑り角、ヨーレートを導出することが可能である。走行軌跡と速度軌道を同時に最適化することで走行距離、コーナリング抵抗による損失を削減し、従来法と比較して最大で13.6%の消費電力削減を達成した。

謝辞

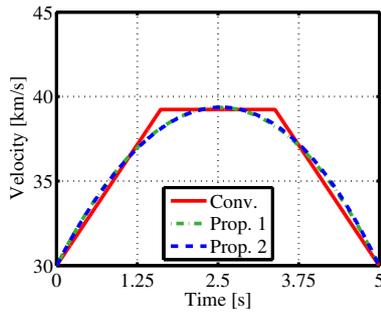
最後に本研究の一部はNEDO産業技術研究助成(プロジェクトID:05A48701d)、文部科学省科学研究費補助金(課題番号:22246057及び26249061)及び、JST-CRESTにおける研究課題“エネルギー消費行動の観測と分散蓄電池群協調的利用に基づく車・家庭地域調和型エネルギー管理システム”によって行われたことを付記する。

参考文献

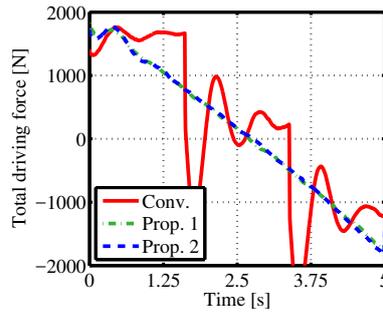
- 1) Y. Hori: “Future vehicle driven by electricity and control - research on four-wheel-motored “UOT Electric March II””, IEEE Trans. on Industrial Electronics, Vol. 51, No. 5, pp. 954–962 (2004).
- 2) D. Sato and J. Itoh: “Loss Minimization Design Using Permeance Method for Interior Permanent Magnet Synchronous Motor”, IEEE Trans. on Industry Applications, Vol. 135, No. 2, pp. 138–146 (2014).
- 3) Y. Hosoyamada, M. Takeda, T. Nozaki, N. Motoi, and A. Kawamura: “High Efficiency Series Chopper

Power Train for Electric Vehicles Using a Motor Test Bench”, IEEEJ Journal of Industry Applications, Vol. 4, No. 4, pp. 460–468 (2015).

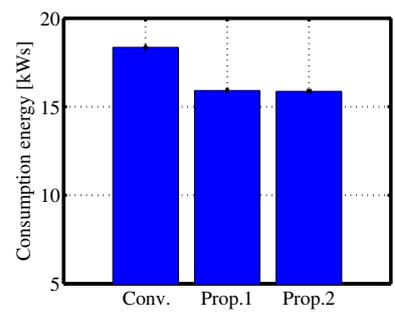
- 4) T. E. Stamati and P. Bauer: “On-road charging of Electric Vehicles”, Transportation Electrification Conference and Expo, Vol. 15, No. 2, pp. 1–8 (2013).
- 5) J. Zhang, F. Y. Wang, K. Wang, W. H. Lin, X. Xu, and C. Chen: “Data-Driven Intelligent Transportation Systems: A Survey”, IEEE Trans. on Intelligent Transportation Systems, Vol. 12, No. 4, pp. 1624–1639 (2011).
- 6) J. W. Kwon and D. Ghwa: “Adaptive Bidirectional Platoon Control Using a Coupled Sliding Mode Control Method”, Trans. on Intelligent Transport Systems, Vol. 15, No. 5, pp. 2040–2048 (2014).
- 7) M. Ferreira and P. M. d’Orey: “On the Impact of Virtual Traffic Lights on Carbon Emissions Mitigation”, IEEE Trans. on Intelligent Transport Systems, Vol. 13, No. 1, pp. 284–295 (2002).
- 8) Y. Ikezawa, H. Fujimoto, Y. Hori, D. Kawano, Y. Goto, M. Tsuchimoto, and K. Sato: “Range Extension Autonomous Driving for Electric Vehicles Based on Optimal Velocity Trajectory Generation and Front-Rear Driving-Braking Force Distribution”, IEEEJ Journal of Industry Applications, Vol. 5, No. 3, pp. 228–235 (2016).
- 9) Y. Ikezawa, H. Fujimoto, D. Kawano, Y. Goto, M. Tsuchimoto, and K. Sato: “Fundamental Research on Range Extension Autonomous Driving for Electric Vehicle Based on Optimization of Vehicle Velocity Profile in Consideration of Cornering”, The 29th International Electric Vehicle Symposium and Exhibition, pp. N/A (2016).
- 10) Y. Hattori, E. Ono, and S. Hosoe: “Optimum Vehicle Trajectory”, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol. 11, No. 5, pp. 507–512 (2006).
- 11) H. B. Pacejka and E. Bakker: “The Magic Formula Tyre Model”, Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, Vol. 21, No. 1, pp. 1–18 (1992).
- 12) H. Fujimoto and S. Harada: “Model-Based Range Extension Control System for Electric Vehicles With Front and Rear Driving-Braking Force Distributions”,



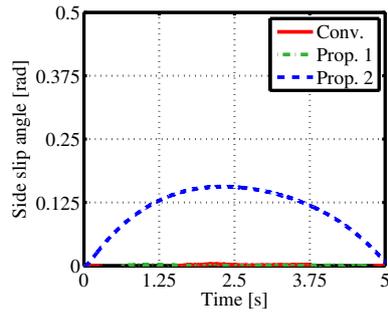
(a) Velocity V .



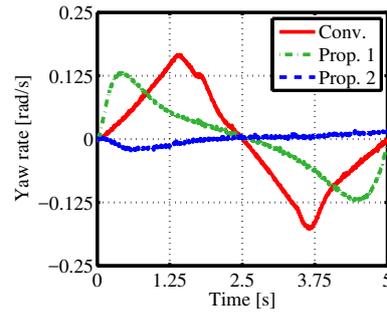
(b) Total driving force F_{xall} .



(c) Consumption energy W_{in} .



(d) Side slip angle β .



(e) Yaw rate γ .

Fig. 9: Experimental results.

IEEE Trans. on Industrial Electronics, Vol.62, No.5, pp.3245–3254 (2015).

- 13) 大塚敏之: “非線形最適制御入門”, コロナ社 (2011).
- 14) 川野大輔, 後藤雄一, 越後賢太郎, 佐藤宏治: “Real Car Simulation Bench (RC-S) による実走行条件の燃費・排出ガス挙動解析”, 自動車技術会学 2009 年春季大会, No. 19-09, pp. 9–12 (2009).