

走行条件に応じた総合的な効率特性を最適化する 電気自動車の前後輪駆動力配分に基づく航続距離延長制御

江上 奨 (東京大学), 藤本 博志 (東京大学),
齋藤 潤 (三菱自動車工業株式会社), 半田 和功 (三菱自動車工業株式会社)

Range Extension Control System for Electric Vehicle Based on Front and Rear Driving Force Distribution with Total Efficiency Optimization for Various Driving Condition

*S. Egami (The University of Tokyo), H. Fujimoto (The University of Tokyo),
J. Saito (Mitsubishi Motors Corporation), K. Handa (Mitsubishi Motors Corporation)

Abstract— Electric vehicles (EVs) are more highly efficient than internal combustion engine vehicles. However, EVs have a disadvantage in that the mileage per charge is short. In this paper, a range extension control system (RECS) based on front and rear driving force distribution with total efficiency optimization is proposed. The proposed method optimizes total efficiency including the slip ratio and the losses in the motor. Therefore the mileage per charge can be extended. The effectiveness of the proposed method is verified by experiments.

Key Words: electric vehicle, driving force distribution control, range extension control system

1 はじめに

近年, 環境問題やエネルギー資源問題への対策の一つとして, 電気自動車の研究が盛んに行われておりハイブリッド自動車, 電気自動車が市販されるに至っている。電気自動車はその駆動力源がモータであり, 環境面または車両運動制御の面において優れている。内燃機関と比較したモータの優位的な特徴として以下が挙げられる。

- トルク応答が内燃機関より 2 桁速い
- モータが小型であるため各輪に分散配置可能
- 電流値によりトルクを正確に把握できる
- 力行および回生制動が可能

これらの特徴を活かして, 高速なフィードバック制御を行うことにより内燃機関では実現不可能な高度な運動制御が実現できる¹⁾。これまで著者らのグループでは, これらの特徴を活かした電気自動車の車両運動制御に関する研究に取り組んできた²⁾³⁾。一方, 電気自動車普及への問題として一充電走行距離の問題が存在する。これは給電設備の不足やバッテリーのエネルギー密度が低いことに起因する。この一充電走行距離問題に関連して様々な研究が行われている⁴⁾⁵⁾⁶⁾。文献^{4), 5)}では, 走行モードに適した電力変換方式および構成システムを適用することにより総合効率の向上を目指している。文献⁶⁾では, モータ界磁を可変出来る機構を試作しており, 出力状態に応じてモータ界磁を適切に可変させることにより損失の低減を目指している。

また, 著者らの研究グループでは電気自動車における航続距離延長制御システム (RECS: Range Extension Control System) を提案してきた⁷⁾⁸⁾⁹⁾。本システムは

電気自動車の機構を変更することなく, 制御のみで航続距離を延長することが出来る。本稿では, 走行条件に応じた総合的な効率特性を最適化する電気自動車の前後輪駆動力配分に基づく航続距離延長制御を提案する。本稿の評価対象は, 総駆動力から総入力電力までに含まれる全ての損失となる。総駆動力から総入力電力までの総合的な効率が最大となる前後輪駆動力配分比を決定することにより, 全体的な損失を減少させることが出来る。総合的な効率が最大となる前後輪駆動力配分比は, 黄金分割法に基づいた探索制御により決定する^{10), 11)}。本稿で適用した黄金分割法は非常に早い収束性と反復回数を事前に決める必要がないという利点を持つ。および, この探索法は総合的な効率の測定値により最大点を探索するため, 車両, モータ, インバータなどのパラメータ変動の影響を受けない。これにより, 車両の総合的な効率を最大化でき, 航続距離を延長することが出来る。また, 探索制御の収束時間短縮を目的として, 本稿では探索制御と導出した総機械出力を最小化する駆動力配分比を協調させている。そのため, 総合的な効率特性の最大化と探索制御の収束時間短縮を両立することが出来る。本提案法は四輪独立駆動車および 2 つの車載モータを有する前後輪独立駆動車に適用可能である。本稿では, 後者の車両を用いて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

本節では実験車両について述べる。本稿では, 実験車両として三菱自動車工業 (株) が製作した SUV 型プラグインハイブリッド自動車を使用した。この車両は前後輪にモータとデファレンシャルギアが搭載されており, モータ単独で前後輪独立駆動可能である。車両外観および車両システムの構成を図 1, 図 2 に示す。図 2 において, バッテリー出力電圧および前後輪インバータ電



Fig. 1: 車両外観

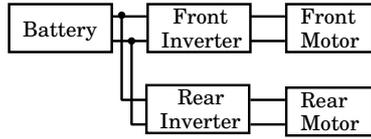


Fig. 2: 車両システム構成

流をそれぞれ測定することが出来る。

2.2 車両モデル

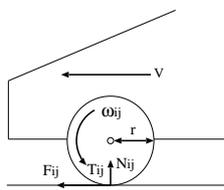


Fig. 3: 車輪モデル

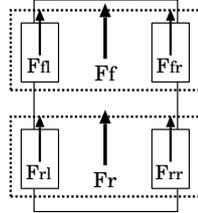


Fig. 4: 総駆動力モデル

本節では想定した車両モデルについて述べる。走行抵抗が十分小さいとすると、車輪軸周りの運動方程式は図3より式(1)で表される。また、車両の運動方程式は図4より式(2)、式(3)で表される。

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

$$M \dot{V} = F_{ref} \quad (2)$$

$$F_{ref} = F_{fl} + F_{fr} + F_{rl} + F_{rr} \quad (3)$$

$$V_{w_{ij}} = r \omega_{ij} \quad (4)$$

各変数は ω_{ij} [rad/s]:車輪角速度, V [m/s]:車体速度, $V_{w_{ij}}$ [m/s]:車輪速度, T_{ij} [Nm]:車輪軸周りのトルク, F_{ij} [N]:一輪当たりの駆動力, M [kg]:車両質量, r [m]:タイヤ半径, $J_{w_{ij}}$ [Nms²]:車輪回転部慣性モーメントとする。ここで各変数の添え字 i, j には、それぞれ前後を表す文字 f, r および左右を表す文字 l, r が挿入される。

次にスリップ率について説明する。スリップ率 λ_{ij} は車体速と車輪速の関係を表し、式(5)で定義される。

$$\lambda_{ij} = \frac{V_{w_{ij}} - V}{\max(V_{w_{ij}}, V, \epsilon)} \quad (5)$$

ここで、 ϵ は零割防止のための微小定数である。また、式(5)で表されるスリップ率は車輪が駆動時と制動時において定義が異なる。駆動時において、 $V_{w_{ij}} > V$ であり、制動時において $V > V_{w_{ij}}$ である。本稿において、駆

動時のみを想定するため、常に $\max(V_{w_{ij}}, V, \epsilon) = V_{w_{ij}}$ となる。よってスリップ率を次式で表す。

$$\lambda_{ij} = \frac{V_{w_{ij}} - V}{V_{w_{ij}}} \quad (6)$$

摩擦係数はスリップ率 λ_{ij} の関数となっている。また、タイヤが発生させる駆動力 F_{ij} は、タイヤと路面間の摩擦係数 μ_{ij} と一輪辺りの垂直抗力 N_{ij} [N] の積で表される。

$$F_{ij} = \mu_{ij} N_{ij} \quad (7)$$

タイヤが発生する駆動力 F_{ij} はスリップ率 λ_{ij} との関係式として式(8)で表現することが出来る。

$$F_{ij} = D'_s N_{ij} \lambda_{ij} \quad (8)$$

$$D'_s = \left. \frac{\partial \mu}{\partial \lambda} \right|_{\lambda=0} \quad (9)$$

式(8)において、係数 D'_s は走行路面によって定まる係数とされており式(9)で表わされる。スリップ率 λ_{ij} が微小である場合、摩擦係数 μ_{ij} は式(9)に示される通り、スリップ率 λ_{ij} に応じて線形増加する。本稿において想定する路面は高摩擦であり、粘着状態を保持するためスリップ率は微小領域に存在すると考える。そのため、係数 D'_s は定数とする。

並進加速時における車両の荷重変動について述べる。車両が並進加速をしている場合において、前後一輪当たりの垂直抗力 N_f, N_r は式(10)、(11)で表現できる。本稿において左右輪の荷重は等しいものとする。

$$N_f(a_x) = \frac{1}{2} \frac{l_r}{l} M g - a_x M \frac{h_g}{l} \quad (10)$$

$$N_r(a_x) = \frac{1}{2} \frac{l_f}{l} M g + a_x M \frac{h_g}{l} \quad (11)$$

ここで、 a_x [m/s²]:並進加速度, l_f, l_r [m]:車両重心点から前後輪駆動点までの距離, h_g [m]:重心高である。

3 前後輪駆動力配分制御

3.1 前後輪駆動力配分モデル

本節では前後輪駆動力配分モデルについて述べる。本稿で想定している車両において4輪における総駆動力は式(3)で表わされる。所望の運動を行う場合、車両全体に必要な総駆動力を4輪で満たせば良いため駆動力の配分の組み合わせには自由度がある。

総駆動力 F_{ref} に対する前後輪部の駆動力 F_f, F_r を決定するため、駆動力配分比 k_f を導入する。総駆動力 F_{ref} と前後輪部の駆動力 F_f, F_r の関係は次式となる。

$$F_{ref} = F_f + F_r \quad (12)$$

$$F_f = (1 - k_f) F_{ref} \quad (13)$$

$$F_r = k_f F_{ref} \quad (14)$$

ここで、前後輪部駆動力指令 F_f, F_r はそれぞれ前後輪部における左右輪駆動力の総和であり次式で表わされる。

$$F_f = F_{fl} + F_{fr} \quad (15)$$

$$F_r = F_{rl} + F_{rr} \quad (16)$$

なお、駆動力配分比 k_f は力行のみに限定し、 $0 \leq k_f \leq 1$ とする。更に、本稿では左右輪間での配分は考えないものとし、前後輪部駆動力 F_f, F_r のみを決定する。

3.2 総機械出力を最小化する駆動力配分比

本節ではスリップ率および前後輪の垂直抗力を考慮し、総駆動力から総機械出力までの効率を最適化する駆動力配分比を導出する。スリップ率を考慮した車輪軸周りトルクおよび車輪角速度を示す。車輪軸周りトルクは式 (1) より式 (17) で表される。車輪軸周りトルクは、駆動力に起因するトルクと車輪慣性力に起因するトルクの和となる。車輪角速度はスリップ率の定義式 (5) より式 (18) で表される。また、車輪慣性力に起因するトルクは式 (19) で表わされ、スリップ率の関数となる。

$$T_{ij} = rF_{ij} + J_{w_{ij}}\dot{\omega}_{ij} \quad (17)$$

$$\omega_{ij} = \frac{V}{r} \frac{1}{1 - \lambda_{ij}} \quad (18)$$

$$J_{w_{ij}}\dot{\omega}_{ij} = \frac{J_{w_{ij}}}{r} \left(\frac{a_x}{1 - \lambda_{ij}} + \frac{V\dot{\lambda}_{ij}}{(1 - \lambda_{ij})^2} \right) \quad (19)$$

想定した車両諸元に基づき、総駆動力に対する前後 1 輪当たりのスリップ率、車輪速、車輪軸周りトルクおよび 4 輪における総機械出力を算出した。車両が定速 50 [km/h] で走行しており総駆動力と走行抵抗が釣り合っている場合、および車両が加速度 2.0 [m/s²] で加速し、速度 50 [km/h] を保持した瞬間を想定した。図 5 に駆動力配分比 k_f をパラメータとした場合の結果を示す。図 5(a) は総駆動力に対する前後輪のスリップ率を示す。前後輪単独駆動時のスリップ率が車輪荷重により異なることがわかる。特に加速時にその違いは顕著に表れる。このときの車輪速および車輪軸周りトルクは図 5(b), 図 5(c) に示される。車輪軸周りトルクは、定速走行時および加速時においても駆動力に起因するトルクにほぼ依存することになる。また、前後輪の車輪速は前後輪のスリップ率に応じて増減する。車輪軸周りトルクと車輪速から算出した 4 輪における総機械出力を図 5(d), 図 5(e) に示す。ある総駆動力に対して総機械出力が最小になる駆動力配分比が存在することが確認出来る。また、定速走行時と加速走行時では荷重変動の影響により、総機械出力が最小になる駆動力配分比は異なる。

ここで総機械出力が最小となる駆動力配分比の導出を行う。車輪軸周りトルクは式 (17) で表されるが、車輪が粘着であれば駆動力に起因するトルクがほぼ支配的となる。従って、式 (17) における車輪の慣性力に起因するトルク $J_{w_{ij}}\dot{\omega}_{ij} = 0$ とする。式 (8), 式 (13), 式 (14), 式 (17), 式 (18) を考慮し総機械出力を算出すると次式となる。

$$\begin{aligned} P_{out} &= P_{outf} + P_{outr} \\ &= \omega_f T_f + \omega_r T_r \\ &= F_{ref} V \left(\frac{1 - k_f}{1 - \lambda_f} + \frac{k_f}{1 - \lambda_r} \right) \quad (20) \end{aligned}$$

$$\lambda_f = \frac{(1 - k_f)F_{ref}}{D'_s N_f} \quad (21)$$

$$\lambda_r = \frac{k_f F_{ref}}{D'_s N_r} \quad (22)$$

式 (20) を駆動力配分比 k_f で偏微分し、 $\frac{\partial P_{out}}{\partial k_f} = 0$ の解を求めることにより総機械出力を最小化する駆動力配分比 $k_{f_{optff}}$ は式 (23) として求められる。

$$k_{f_{optff}}(a_x) = \frac{N_r(a_x)}{N_r(a_x) + N_f(a_x)} \quad (23)$$

導出した式 (23) は、3.3 節で探索制御と協調させるための駆動力配分比として用いる。

3.3 探索制御

本節では、黄金分割法に基づく探索制御について説明する。この探索制御により、車両の総駆動力から総入力電力までの効率最適化を行う。また、3.2 節の総機械出力を最小化する駆動力配分比と探索制御を協調させることにより、探索制御の収束時間短縮を行う。

前後輪入力電力 P_{inf}, P_{inr} および総入力電力 P_{in} を式 (24), 式 (25), 式 (26) として定義する。

$$P_{inf} = V_{dc} I_{dcf} \quad (24)$$

$$P_{inr} = V_{dc} I_{dcr} \quad (25)$$

$$P_{in} = P_{inf} + P_{inr} \quad (26)$$

ここで V_{dc} [V]:インバータ直流電圧, I_{dcf}, I_{dcr} [A]:前後輪インバータ入力電流である。また、前後輪モータ効率 η_f, η_r および総合効率 η_{all} は式 (27), 式 (28), 式 (29) と定義する。

$$\eta_f = \frac{F_f V}{P_{inf}} \quad (27)$$

$$\eta_r = \frac{F_r V}{P_{inr}} \quad (28)$$

$$\eta_{all} = \frac{F_{ref} V}{P_{in}} \quad (29)$$

次に探索方法について説明する。総合的な効率を最適化する駆動力配分比は、黄金分割法に基づく探索制御により決定される。本稿では、評価関数を総合効率 η_{all} とし、駆動力配分比 k_f が取り得る範囲 $[k_{fL}, k_{fH}]$ 内の総合効率最大点を探索する。ここで、駆動力配分比 k_f が取り得る最大の範囲は $[k_{fL}, k_{fH}] = [0, 1]$ である。

探索時間の短縮のために、3.2 節で導出した総機械出力を最小化する駆動力配分比 $k_{f_{optff}}$ を考慮する。駆動力配分比の取り得る初期範囲を前後輪モータ効率 η_f, η_r から判断し以下のように設定する。前後輪モータ効率 η_f, η_r の評価は探索制御開始時に行われるものとする。この方針を図 6 に示す。

- $\eta_f > \eta_r$ の場合
 $[k_{fL}, k_{fH}] = [0, k_{f_{optff}}]$
- $\eta_f < \eta_r$ の場合
 $[k_{fL}, k_{fH}] = [k_{f_{optff}}, 1]$

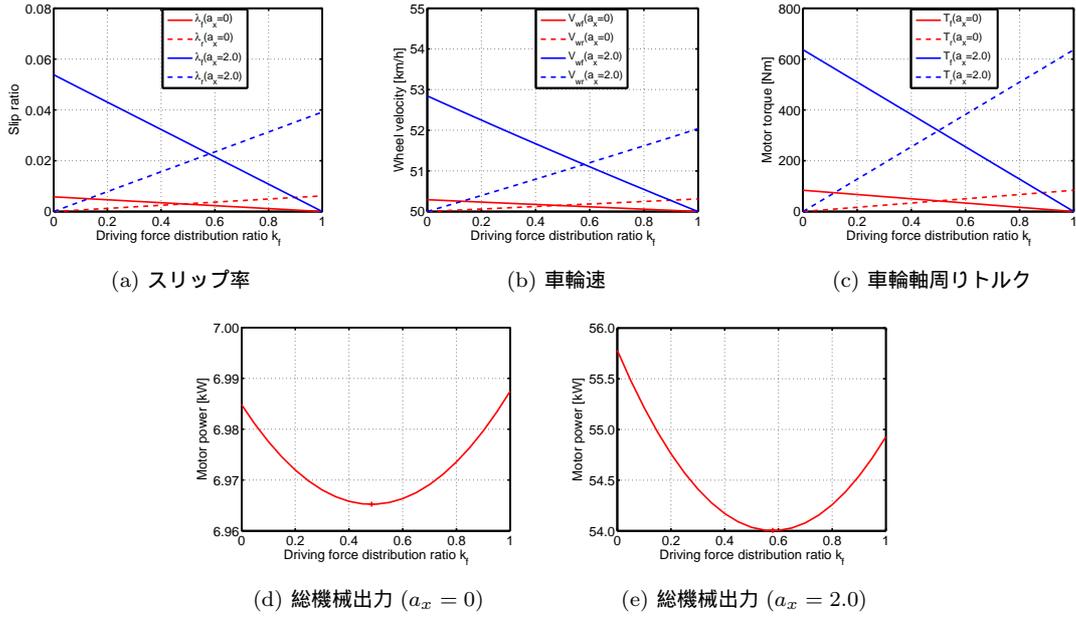


Fig. 5: 総駆動力に対する各量

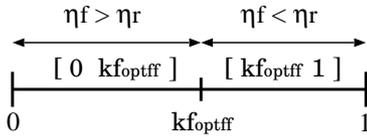


Fig. 6: 初期区間

また、総合効率最大点が存在する区間を所望の精度まで絞り込む必要がある。その工程は以下の計算に従う。初期段階として次の計算を行う。

$$k_{f_{low}} = \alpha k_{f_L} + (1 - \alpha)k_{f_H} \quad (30)$$

$$k_{f_{high}} = (1 - \alpha)k_{f_L} + \alpha k_{f_H} \quad (31)$$

$$\alpha = \frac{\sqrt{5} - 1}{2} \quad (32)$$

ここで α は黄金分割比と呼ばれる定数である。

次に評価関数である総合効率 η_{all} を探索ステップ T_{step} 毎に評価する。 $\eta_{all}(k_{f_{low}}) > \eta_{all}(k_{f_{high}})$ であれば、総合効率最大点が存在する新しい区間は $[k_{f_L} \ k_{f_{high}}]$ となる。この新しい区間で次式に従い、同様に総合効率最大点が存在する区間を絞り込む。

$$k_{f_L}[i + 1] = k_{f_L}[i] \quad (33)$$

$$k_{f_H}[i + 1] = k_{f_{high}}[i] \quad (34)$$

$$k_{f_{low}}[i + 1] = \alpha k_{f_L}[i + 1] + (1 - \alpha)k_{f_H}[i + 1] \quad (35)$$

$$k_{f_{high}}[i + 1] = k_{f_{low}}[i] \quad (36)$$

逆に $\eta_{all}(k_{f_{low}}) < \eta_{all}(k_{f_{high}})$ であれば、総合効率最大点が存在する新しい区間は $[k_{f_{low}} \ k_{f_H}]$ となる。この新しい区間で次式に従い、同様に総合効率最大点が存在する区間を絞り込む。

$$k_{f_L}[i + 1] = k_{f_{low}}[i] \quad (37)$$

$$k_{f_H}[i + 1] = k_{f_H}[i] \quad (38)$$

$$k_{f_{low}}[i + 1] = k_{f_{high}}[i] \quad (39)$$

$$k_{f_{high}}[i + 1] = (1 - \alpha)k_{f_L}[i + 1] + \alpha k_{f_H}[i + 1] \quad (40)$$

この工程を繰り返すことにより、効率最大点が存在する区間を縮小させていく。この区間が所望の精度 $k_{f_{high}} - k_{f_{low}} < \epsilon$ まで絞り込んだ段階で探索を終了し、最適駆動力配分比 $k_{f_{opt}}$ を式 (41) により得る。

$$k_{f_{opt}} = \frac{1}{2}(k_{f_{low}} + k_{f_{high}}) \quad (41)$$

以上を考慮したシステムを図7に示す。本稿では、車両が定速走行時および高 μ 路を想定しているため、駆動力指令はフィードフォワード制御により与える。ゆえに、車両プラントへは式 (42) でトルク指令を与える。

$$T_i^* = rF_i^* \quad (42)$$

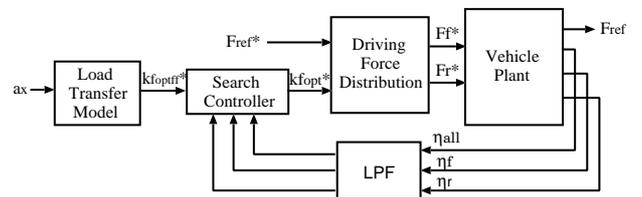


Fig. 7: 提案法 システム構成

4 実験

提案法の航続距離延長に対する有効性および探索収束の早さを確認するために実験を行った。提案法は図7に示すシステムとする。提案法の探索収束の早さを確認するために、駆動力配分比の全区間 $[k_{f_L} \ k_{f_H}] = [0 \ 1]$ を探索するものを比較対象とする。ゆえに、駆動力配分

比の全区間を探索するものを提案法 1, 図 7 に示すシステムを提案法 2 とする。

車両の走行条件として, 一般的なアスファルト路面にて定速 50 [km/h] で走行するものとした。車体速制御系を図 7 に示すシステムのアウターループに実装し, PI 制御器を用いた式 (43) のノミナルプラントにより極配置設計を行った。また, 車体速は車輪速および加速度により推定値として取得することができる。実験において, この車体速制御系がドライバーモデルに相当する。

$$V = \frac{1}{Ms} F_{ref} \quad (43)$$

ここで, 車体速制御系の極は $w_n = -1.5$ [rad/s] とした。この車体速制御系により生成される総駆動力を所望の駆動力配分比を満たすように配分する。総合効率および前後輪モータ効率のフィードバック情報はノイズの影響を考慮して, 式 (44) のローパスフィルタを通したものを使用した。また, 探索制御は探索ステップ $T_{step} = 1.5$ [sec] とし, 収束条件 $\epsilon = 0.05$ としている。

$$G(s) = \frac{1}{(0.3s + 1)^2} \quad (44)$$

図 8 に提案法 2 の実験結果を示す。図 8 に示す車体速, 前後輪駆動力, 総合効率および総入力電力は, 零位相フィルタ $\{(z + 2 + z^{-1})/4\}^{300}$ をオフラインで適用している。提案法 2 の実験結果について述べる。図 8(a), 図 8(b), 図 8(c) より, 約 13 [sec] に定常速度となり約 20 [sec] から探索制御を開始している。また, 図 8(c) では提案法 2 および提案法 1 を適用した場合の駆動力配分比を示している。探索制御開始以前において, 提案法 2 では総機械出力を最小化する駆動力配分比 $k_{f_{opt_{ff}}}$ を適用しており, 提案法 1 では均等駆動力配分 ($k_f = 0.5$) を適用している。提案法 2 において探索制御開始時の後輪モータ効率が前輪モータ効率より良いため, 区間 $[k_{fL} \ k_{fH}] = [k_{f_{opt_{ff}}} \ 1]$ を探索する。その結果, 駆動力配分比 $k_f \simeq 0.9$ に収束している。および, 駆動力配分比の全区間を探索する提案法 1 においては駆動力配分比 $k_f \simeq 0.8$ に収束している。この 2 つの値の違いは, 走行外乱やモータ効率の変動により最適値も変動したものと考えられる。提案法 2 における探索制御は 4 ステップで最適値に収束しているため, 提案法 1 と比較して 2 ステップ分 3 秒間の探索時間を短縮している。

このとき, 図 8(d), 図 8(e) より, 総合効率は約 5.0 [%] 向上しており, 総入力電力は 1.0 [kW] 近く減少している。図 8(d) に示す結果において, 総合効率がほぼ 100 [%] となっている。これは電流センサー, 電圧センサーのオフセットもしくはトルク返り値のトルク誤差によるものであり, 実際の値はこれよりも下回る値であると考えられる。しかし, 総合効率の相対値として約 5.0 [%] 向上していることは確かであり, 同じ速度で走行しているにもかかわらず総入力電力は確実に減少している。

実験は, 提案法 1 と提案法 2 でそれぞれ 12 回ずつ測定を行った。このときの駆動力配分比, 平均エネルギー損失, 総合効率改善度の分布を図 9, 図 10, 図 11 に示す。

また, それぞれの結果の標準偏差 $\pm\sigma$ をエラーバーとして示す。図 9 より, 提案法 1 における駆動力配分比平均値は 0.85 となっており, 提案法 2 では 0.81 となっている。これより収束値がほぼ一致しており最適値としての妥当性が確認できる。図 10 では, 均等駆動力配分 ($k_f = 0.5$) を従来法とし提案法における平均エネルギー損失を比較している。平均エネルギー損失は, 総入力電力の定常状態 5 秒間における平均を取ったものとする。従来法と提案法のエネルギー損失の差は約 1.0 [kW] となっている。そして, 図 11 では提案法 1 と提案法 2 の総合効率改善度を示している。総合効率改善度は, 探索制御を開始する以前の総合効率と探索制御収束後の総合効率の差分の平均値であるとする。提案法 1, 提案法 2 は共に約 5.0 [%] の総合効率を向上しており, 同等の航続距離延長性能を持っていることがわかる。

表 1 に kWh 当たりの走行距離を示す。図 10 をもとに, 単位時間当たりの走行距離を単位時間当たりのエネルギー損失で除することにより求めている。この結果, 提案法は従来法と比較して 1 [kWh] 当たりで約 1.52 [km] の走行距離が延長している。また, 三菱自動車工業 (株) から発売された電気自動車 i-MiEV の 16 [kWh] を仮に想定すると約 24.2 [km] の走行距離が延長している。

Table 1: kWh 当たりの走行距離

Battery Capacity	Without RECS	With RECS
1kWh	8.27 km	9.79 km
16kWh	132.38 km	156.61 km

5 まとめ

本稿では, 2 つの車載モータを有する前後輪独立駆動車に総合的な効率特性を最適化する航続距離延長制御システムを適用し, その有効性を実験により示した。車両定速走行時における総合効率を約 5.0 [%] 向上させ, 探索制御に要する時間を短縮することが出来た。この結果より, 本提案法は航続距離延長を目的とした場合に非常に有効であると考えられる。

今後の課題として, 探索時間の更なる短縮, 車両加速時にも適用できる航続距離延長制御システムの提案が挙げられる。

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) 藤井淳, 藤本博志: 「走行抵抗を考慮した車体速検出不要の電気自動車のスリップ率推定法とその制御」, 計測自動制御学会 第 7 回制御部門大会, 084-1-3, 2007
- 3) 吉村雅貴, 藤本博志: 「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の提案」, 平成 22 年電気学会産業応用部門大会, Vol.2, pp.II-315-II-320, 2010
- 4) 稲坂翔, 河村篤男, 弦田幸憲: 「双方向チョッパを用いた電気自動車の高効率電力制御に関する一考察」, 平成 21 年電気学会産業応用部門大会, Vol.1, pp.I-667-I-670, 2009
- 5) 弦田幸憲, マーチン・パブロフスキー, 河村篤男: 「中電力応用 SAZZ チョッパの高効率化のための改良」, 平成

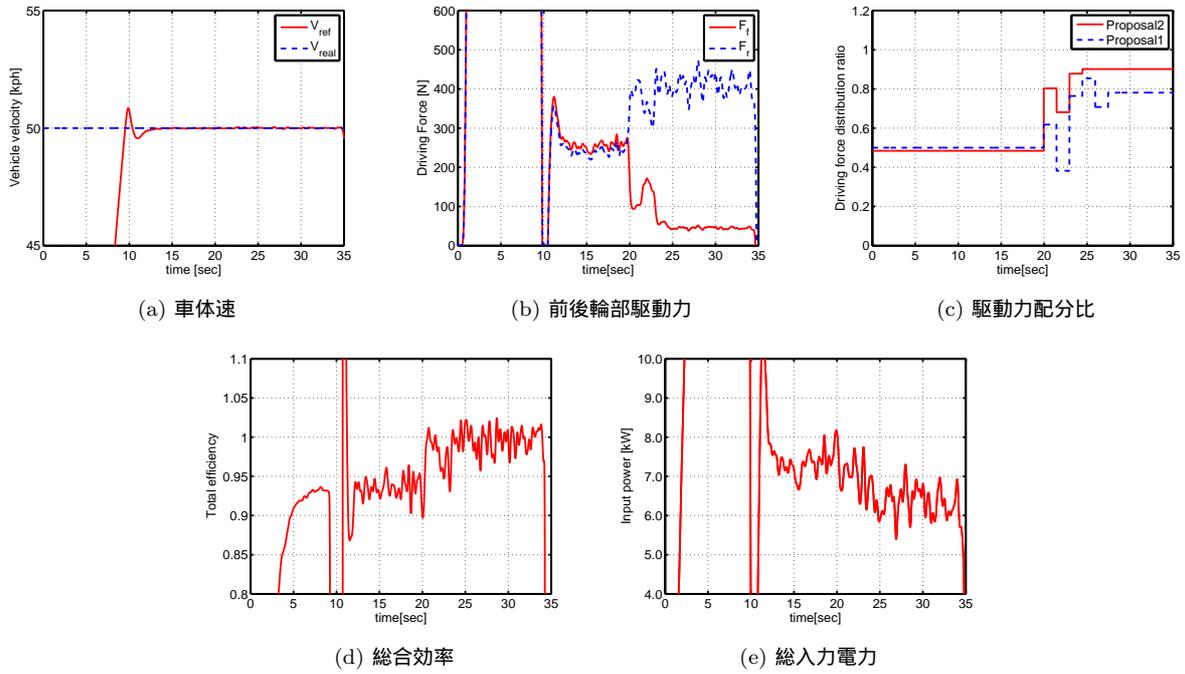


Fig. 8: 実験結果 提案法

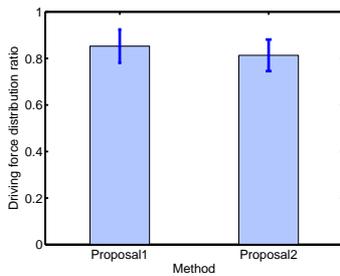


Fig. 9: 駆動力配分比

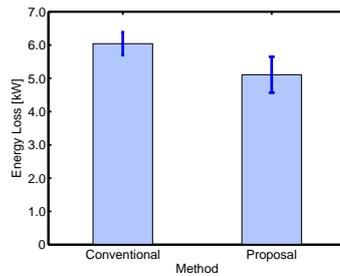


Fig. 10: 平均エネルギー損失

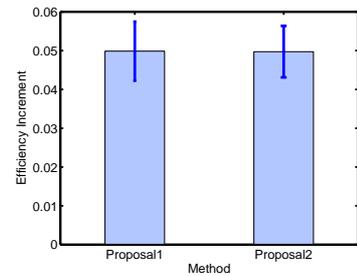


Fig. 11: 総合効率改善度

- 21 年電気学会産業応用部門大会, Vol.1, pp.I-675-I-678, 2009
- 6) 野中剛, 牧野省吾, 平山雅之, 大戸基道: 「可変界磁モータの効率評価」, 平成 23 年電気学会産業応用部門大会, Vol.1, pp.I-91-I-94, 2011
 - 7) Hayato Sumiya, Hiroshi Fujimoto: “Range Extension Control System for Electric Vehicle with Active Front Steering and Driving/Braking Force Distribution on Curving Road”, in Proc. 36th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, Arizona, pp.2346-2351, 2010.
 - 8) 鈴木亨, 藤本博志: 「電気自動車のモータ効率特性を考慮した力行回生配分による航続距離延長制御システムの提案」, 電気学会産業計測制御研究会, IIC-10-019, pp.23-28, 2010
 - 9) Sho Egami, Hiroshi Fujimoto: “Range Extension Control System for Electric Vehicle Based on Front and Rear Driving Force Distribution Considering Load Transfer”, in Proc. 37th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, Melbourne, pp.3721-3726, 2011.
 - 10) C.-M. Ta, Y.Hori: “Convergence improvement of efficiency-optimized control of induction motor drives”, IEEE Trans. Industry Applications, Vol.37, No.6, pp.1746-1753, 2001
 - 11) C.Chakraborty, Y.Hori: “Fast efficiency optimization techniques for the indirect vector-controlled induction motor drives”, IEEE Trans. on Industry Applications, Vol.39, No.4, pp.1070-1076, 2003
 - 12) H. B. Pacejka, and E.Bakker: “The Magic Formula Tyre Model”, Tyre model for vehicle dynamic analysis:proceeding of the1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, held in Delft, The Netherlands, 1991