

二入力二出力機構を持つ左右輪間トルク差増幅装置 に対する駆動力制御系の適用

布施 空由*, 藤本 博志 (東京大学), 澤瀬 薫, 高橋 直樹, 高橋 亮太, 岡村 悠太郎, 古賀 亮
佑 (三菱自動車工業)

Application of Driving Force Controller to Torque Vectoring Differential
with Two-Input-Two-Output Motor Drive System for Electrified Vehicles

Hiroyuki FUSE*, Hiroshi Fujimoto (The University of Tokyo)

Kaoru Sawase, Naoki Takahashi, Ryota Takahashi, Yutaro Okamura, Ryosuke Koga (Mitsubishi Motors)

Abstract

A torque-difference-amplification torque vectoring differential (TDA-TVD) which is composed of a two-input-two-output system has a great potential of cornering maneuverability, but also a difficulty in overall controllability of slip ratio or driving force control due to its complex mechanical structure. In order to enhance the controllability of TDA-TVD, this study proposes a design method to apply an driving force controller (DFC) which has a decent slip ratio and driving force controllability originally intended for independent wheel drive system. An experimental verification on slippery road using a real vehicle with the TDA-TVD suggests the DFC can be applied to the TDA-TVD and improve overall performance of the traction control.

キーワード：電気自動車, トラクション制御, トルクベクタリング装置, 二入力二出力機構
(Electric Vehicle, Traction Control, Torque Vectoring Differential, Two-Input-Two-Output System)

1. はじめに

今日, 世界的な温室効果ガス排出量の低減を背景にハイブリッド自動車 (Hybrid Electric Vehicle: HEV) や電気自動車 (Electric Vehicle: EV) の開発が目覚ましいが, これらの電動車両には電動モータが駆動装置として用いられるため, 従来の内燃機関車 (Internal Combustion Engine Vehicle: ICEV) と比較して運動制御の観点で次のメリットがある⁽¹⁾.

- (1) ICEV よりも 2 桁速いトルク応答
- (2) 力行と回生によるスムーズな加減速
- (3) トルクの測定・推定が容易
- (4) 分散配置による各輪独立駆動が比較的容易

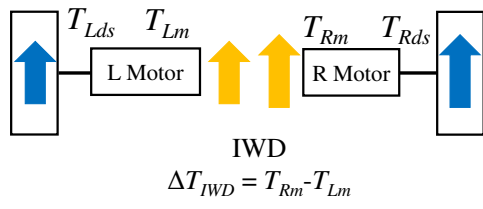
これより, 電動車両は運動性能において従来の ICEV を大きく上回り, より安全な自動車を実現できる可能性が大いにある。

これらの優位性を活かし, 電動車両, 特に (純) 電気自動車 (Electric Vehicle: EV) を想定した様々なトラクション制御 (車輪の空転やロックを防止する制御) や旋回制御 (横滑りやコースアウトを防止する制御) が考案されており,⁽²⁾⁽³⁾ 著者のグループでは各輪をインホイールモータ (In-Wheel Motor: IWM) で独立駆動する EV に適したトラクション制御である駆動力制御系 (Driving Force Controller: DFC) を開発している (Fig. 5)⁽⁴⁾. DFC は数あるトラクション制御系の中でも比較的単純で直感的な構造を持ち, フィードフォワードで応答性を確保しつつ, フィードバックで車輪速やスリップ率を直接制御している点の特徴である。スリップ率指令値生成ブロック手前にはリミッタが設けてられており, これによってタイヤのスリップを抑制し, トラクション効果を得ることができる。当初は最も単純かつトルク制御性に優れる駆動システムであるダ

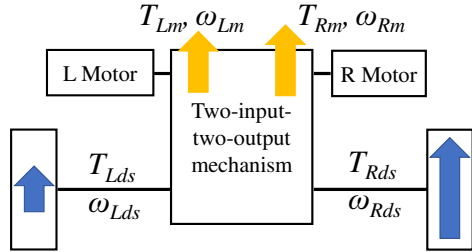
イレクトドライブ・インホイールモータ (Direct Drive-IWM: DD-IWM) への適用が想定されていたが, それ以外の様々な駆動システムにも適用範囲を広げるべく, 減速ギヤ搭載 IWM を想定しギヤ同士の衝突緩和を狙った制御⁽⁵⁾, オンボードモータを想定しディファレンシャルギヤやドライブシャフトによる軸トルク振動抑制を狙った制御⁽⁶⁾ なども提案されている。

現在市販されている EV にも見られるオンボードモータか IWM による各輪独立駆動構成は (Fig. 1(a)), 各輪で発生するトルクを正確に制御できるため, トルクベクタリング装置 (Torque Vectoring Differential: TVD) として優れている。TVD とは, 左右輪間で制駆動トルク差を自在に発生させて車両に作用する直接ヨーモーメントを制御し, 走行性能を向上させる装置である。一般的な電動車両の左右輪独立駆動型 TVD (Independent-Wheel-Drive TVD: IWD-TVD) は, ICEV で導入されている滑り湿式多板クラッチなどを用いた TVD と比較してエネルギー損失の少なさや制御精度・応答性の点で優れている一方,

- (1) 変速機構を持たないため, 高速走行時に各輪で発生可能な最大トルクが減少し, 左右輪間トルク差が制限される
 - (2) 左右輪間に機械的結合が存在せずトルクのやり取りができないため, 両輪が最大トルク付近を発生している加速時や, 横加速度によって左右輪間で大きく荷重移動が発生し内輪タイヤの摩擦限界が下がっている旋回時に左右輪間トルク差が制限される
- など様々な状況で直接ヨーモーメント制御が制限される課題がある。これを解決すべく, Fig. 1(b) に示す 2 入力 2 出力機構を



(a) IWD system.



(b) TDA-TVD.

Fig. 1 Torque vectoring differentials. TDA-TVD can generate greater torque difference ΔT than IWD system ($K_T > 1$).

持つトルク差増幅型 TVD (Torque-Difference-Amplification TVD: TDA-TVD) が考案されている⁽⁷⁾⁽⁸⁾。この TDA-TVD は 2 つのオンボードモータで左右 2 輪を駆動する点は IWD-TVD と同じであるが、遊星ギヤによる左右輪間の機械的なカップリングの存在が特徴である (Fig. 3)。この機構により、同じモータを使用した IWD-TVD に比べ左右輪間トルク差が増幅され (すなわち, Fig. 1(b) において $K_T > 1$)、発生可能な直接ヨーモーメントを大きくできる。しかし、機構が比較的複雑かつ左右輪間でトルクや車輪速度などがカップリングしているため、各輪で発生させる駆動力やスリップ率、車輪速度の独立制御が難しい。

本研究では、DFC を TDA-TVD に適用・実験検証し、DFC のさらなる適用範囲の拡張と、従来トラクション制御との比較・評価、そして TDA-TVD のトラクション制御性能向上を目的とする。本論文の構成は以下の通りである。第 2 章では、本研究で取り扱う TDA-TVD や簡易な車両モデルを示す。第 3 章では、DFC と TDA-TVD に対応した駆動力オブザーバ (Driving Force Observer: DFO) を示す。第 4 章では、TDA-TVD を搭載した実車による低 μ 路での加速試験とスリップ率制御や加速性能の評価について示す。

2. モデル

〈2・1〉 一輪車両モデル

本節では前後方向に限定した車両モデルについて述べる。車輪に制駆動トルクを与えて車輪の回転速度を変化させると車体速度との相対速度が変化し (スリップし)、接地面が変形して制駆動力を発生する。Fig. 2(a) に前後方向に並進する車体と回転する車輪のモデル (一輪車両モデル) を示す。図中にある $M, V, F_x, J_w, \omega_{ds}, T_{ds}$ 、そして r はそれぞれ、車体重量、車体速度、制駆動力、車輪のイナーシャ、車輪角速度、軸トルク (制駆動トルク)、そしてタイヤの有効半径である。一輪車両モデルでは以下の関係式が

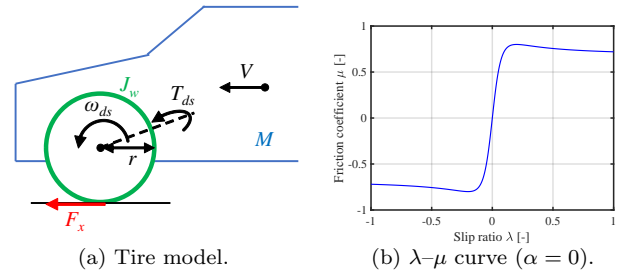


Fig. 2 Vehicle model.

成立する。

$$J_w \dot{\omega}_{ds} = T_{ds} - r F_x \dots \dots \dots (1)$$

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

$$V_w = r \omega_{ds} \dots \dots \dots (3)$$

$$\lambda = \frac{V_w - V}{\max(V_w, V)} \dots \dots \dots (4)$$

V_w は車輪速度である。 λ は車体速度と車輪速度の相対速度を規格化したスリップ率である。一方、制駆動力を垂直抗力で除して規格化した変数を摩擦係数 μ と呼ぶ。ここで、摩擦係数 μ とスリップ率 λ は Fig. 2(b) に示す非線形な関係を持つことが知られている。特徴として、摩擦係数 μ はあるスリップ率 (最適スリップ率 λ_{p0}) で最大値 μ_{max} をとる。上式より F_x と V を消去し、 $\dot{\lambda} = 0$ と仮定すれば、軸トルク入力に対する車輪角速度の伝達関数は

$$\frac{\omega}{T_{ds}} = \frac{1}{J_w + r^2 M (1 - \lambda_n) s} = \frac{1}{J_n (\lambda) s} \dots \dots \dots (5)$$

で与えられる。ここで J_n はノミナルイナーシャである。つまり、あるスリップ率 λ_n (ノミナルスリップ率) である時、駆動側から見た車輪の等価的なイナーシャは J_n とみなせる。

〈2・2〉 TDA-TVD のモデル

TDA-TVD は複数の遊星ギヤを用いるが、トルクの入出力端を変更することで左右輪間トルク差増幅率などが異なる複数通りの設計が可能である⁽⁷⁾⁽⁸⁾。TDA-TVD の構造を表したスケルトン図の一例を Fig. 3 に示す。モータトルク T_{RM}, T_{LM} は第一減速比 G で増幅され、 T_{RDm}, T_{LDm} となる。その後、遊星ギヤを通して、ドライブシャフト端で軸トルク T_{Rds}, T_{Lds} となる。TDA-TVD の構造に関わらず、TDA-TVD の各部でのトルクと角速度の関係を表した速度線図を Fig. 4⁽⁸⁾ に示す。図において、 b_1, b_2 は等価第二減速比であり、遊星ギヤなどの設計・構造によって決まる重要なパラメータである。Fig. 4 より、次の関係式を得る。

$$\begin{pmatrix} T_{Rin} \\ T_{Lin} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b_2 + 1 & -b_1 \\ -b_2 & b_1 + 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_{RDm} \\ T_{LDm} \end{pmatrix} = K \begin{pmatrix} T_{RDm} \\ T_{LDm} \end{pmatrix} \quad (6)$$

ここで、 T_{Rin}, T_{Lin} はギヤによる減速やカップリング後の入力側トルクであり、モータ側のイナーシャトルクも含んでいる。一方 T_{Rm}, T_{Lm} はモータ側のイナーシャトルクを差し引いたトルクであり、

$$\begin{pmatrix} T_{Rm} \\ T_{Lm} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T_{RDm} - T_{RIm} \\ T_{LDm} - T_{LIIm} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} G T_{RM} - G^2 J_m \dot{\omega}_{Rm} \\ G T_{LM} - G^2 J_m \dot{\omega}_{Lm} \end{pmatrix} \quad (7)$$

と表せる。ここで、 T_{RIm}, T_{LIIm} はモータのイナーシャトルクであり、 J_m はモータのイナーシャ、そして ω_{Rm}, ω_{Lm} は第

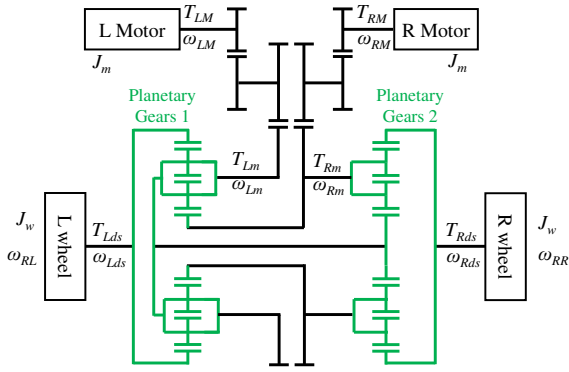


Fig. 3 Schematic diagram of TDA-TVD⁽⁸⁾. TDA-TVD has a mechanical coupling between left and right wheels through planetary gears.

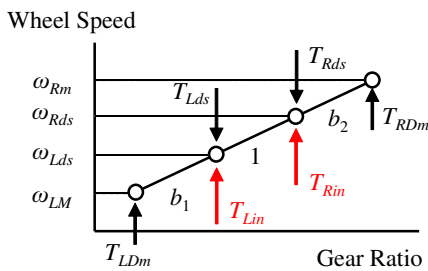


Fig. 4 Velocity diagram of TDA-TVD. All kinds of two-input-two-output systems can be visually represented.

一減速後のモータ側の角速度である。 ω_{Rm} , ω_{Lm} とドライブシャフト軸側の角速度 ω_{Rds} , ω_{Lds} は次の関係式で表される。

$$\begin{pmatrix} \omega_{Rm} \\ \omega_{Lm} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b_2 + 1 & -b_2 \\ -b_1 & b_1 + 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \omega_{Rds} \\ \omega_{Lds} \end{pmatrix} = B \begin{pmatrix} \omega_{Rds} \\ \omega_{Lds} \end{pmatrix} \quad (8)$$

ドライブシャフト軸側に伝達されるトルク T_{Rds} , T_{Lds} は、モータのイナーシャトルクを差し引いたカップリング後のトルクなので、

$$\begin{pmatrix} T_{Rds} \\ T_{Lds} \end{pmatrix} = K \begin{pmatrix} T_{Rm} \\ T_{Lm} \end{pmatrix} \dots\dots\dots (9)$$

で表せる。

3. 駆動力制御系

本章では駆動力制御系 (Driving Force Controller: DFC) の構造や設計手法について述べる。Fig. 5 に、IWD-TVD に適した従来型の DFC を示す。図では各輪に適用可能であることを意味すべく各変数に添字 ij (i には前後を示す f か r が、 j には左右を示す l か r が入る) が付記されている。DFC は高速な応答を実現するフィードフォワードと、トラクション制御の役割を担うフィードバックの 2 自由度制御の構成をとっている。

〈3・1〉 駆動力オブザーバ フィードバックの外ルーブでは駆動力を推定・フィードバックしており、インナールーブではスリップ率と車輪速度を制御している。(1) より、各輪の駆動力は駆動力オブザーバ (Driving Force Observer: DFO) で推定できる。 F_x^* と \hat{F}_x はそれぞれ駆動力指令値と推定値で

あり、LPF はローパスフィルターである。入力トルク T_{ij} は本来車輪に作用しているトルクそのものを測定し使用すべきであるが、モータの電流制御が十分速く高精度であることを仮定し、指令値を直接推定に用いている。

〈3・2〉 スリップ率制御ルーブ

〈3・2・1〉 スリップ率指令値 y DFC ではスリップ率指令値として、以下で定義する y を用いる。

$$y = \frac{V_\omega - V}{V} \dots\dots\dots (10)$$

y は減速時のスリップ率 λ の定義と同じである。駆動時の y と λ の関係は

$$y = \frac{\lambda}{1 - \lambda} \dots\dots\dots (11)$$

で表され、スリップ率 λ が十分小さければ両者はほぼ等しい。スリップ率指令値を駆動側と制動側で切り替えないので、スムーズな制御を実現できる。

〈3・2・2〉 スリップ率リミッタとアンチwindアップ補償 フィードバックルーブでは、駆動力指令値と推定値の誤差を積分してスリップ率指令値を決定するため、タイヤが発生可能な駆動力が制限されている場合 (滑りやすい路面に進入した場合など) に誤差が蓄積し続け、スリップ率指令値が発散してしまう。これを防止するため、スリップ率リミッタとアンチwindアップ補償を設けている。これによりスリップ率を常に一定の範囲内に制限してスリップを防止する。スリップ率指令値の絶対値を λ_{lim} に制限する場合、リミッタの上限値 y_{max} と下限値 y_{min} はそれぞれ次式で設定すれば良い。

$$y_{max} = \frac{\lambda_{lim}}{1 - \lambda_{lim}} \dots\dots\dots (12)$$

$$y_{min} = -\lambda_{lim} \dots\dots\dots (13)$$

〈3・3〉 車輪速制御ルーブ

トルク入力に対する車輪速度の伝達関数は (5) で表せるため、これを車輪速制御から見たプラントとする。本論文では、極配置法で車輪速制御を設計する。極を複素共役とし、実部を $-a$ ($a > 0$)、虚部を b とすれば、車輪速制御は PI (比例積分) 制御となり、その比例ゲイン K_p と積分ゲイン K_i は

$$K_p = 2J_n a \dots\dots\dots (14)$$

$$K_i = J_n (a^2 + b^2) \dots\dots\dots (15)$$

で与えられる。 $b = 0$ とすれば、実重根なので車輪速制御ルーブの応答は臨界減衰になる。

〈3・4〉 フィードフォワード

駆動力指令値 F_x^* の入力に対し、 r 倍のゲインがかかってモータトルク指令値をフィードフォワードが出力する。車輪が粘着していれば、(1) において $J_w \dot{\omega}$ は十分小さく、 $T \approx rF_x$ が成り立つ。したがって、フィードフォワードによって駆動力指令値にほぼ等しい駆動力を発生することができ、若干の誤差を駆動力制御系のフィードバックが補償する形となっている。

4. 駆動力制御系の TDA-TVD への適用

本章では DFC を TDA-TVD に適用するための設計手法を述べる。適用にあたり、ドライブシャフト軸側の角速度 ω_{Rds} , ω_{Lds} やトルク T_{Rds} , T_{Lds} を測定・推定する必要がある。

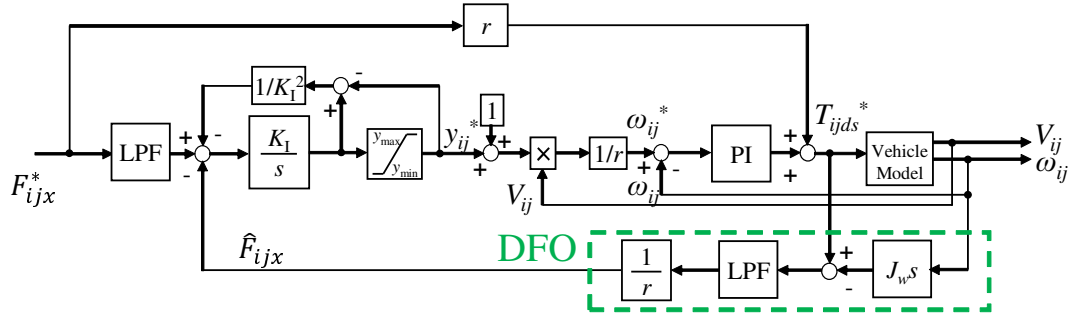


Fig. 5 Driving Force Controller for IWD-TVD system. Feedforward guarantees fast response while feedback loop directly regulates slip ratio and maintains tire's traction with the use of a slip ratio limiter.

〈4・1〉 モータトルク指令値変換器とドライブシャフト角速度推定器 TDA-TVD を扱いやすくするために、モータトルク入力の左右輪間のカップリングを非干渉化する変換器をはじめに設計する。これはつまり、入力側ドライブシャフト軸トルク指令値 T_{Rin}^* , T_{Lin}^* に対するモータトルク指令値 T_{RM}^* , T_{LM}^* を決定するモータトルク指令値変換器 (Motor Torque Reference Converter: MTRC) である。これは (6) と (7) から次式で設計できる。

$$\begin{pmatrix} T_{RM}^* \\ T_{LM}^* \end{pmatrix} = G^{-1} K^{-1} \begin{pmatrix} T_{Rin}^* \\ T_{Lin}^* \end{pmatrix} \dots\dots\dots (16)$$

次にドライブシャフト角速度推定器 (Driveshaft angular Speed Estimator: DSE) は, (8) より,

$$\begin{pmatrix} \hat{\omega}_{Rds} \\ \hat{\omega}_{Lds} \end{pmatrix} = G^{-1} B^{-1} \begin{pmatrix} \omega_{RM} \\ \omega_{LM} \end{pmatrix} \dots\dots\dots (17)$$

ドライブシャフト軸側の角速度をモータ角速度より推定できる。MTRC と DSE を併用すれば、従来型の DFC の適用が容易になる。

〈4・2〉 ドライブシャフト軸トルク推定器の設計 (7)(8)(9) より, ドライブシャフト軸側トルク T_{Rds} , T_{Lds} は次式で表せる。

$$\begin{pmatrix} T_{Rds} \\ T_{Lds} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T_{Rin} \\ T_{Lin} \end{pmatrix} - J \begin{pmatrix} \hat{\omega}_{Rds} \\ \hat{\omega}_{Lds} \end{pmatrix} \dots\dots\dots (18)$$

ここで J は 2 行 2 列の行列であり, ドライブシャフト軸側から見たモータイナーシャトルクのカップリングを表現している。

$$J = G^2 J_m K B \dots\dots\dots (19)$$

$$= \begin{pmatrix} J_{11} & J_{12} \\ J_{21} & J_{22} \end{pmatrix} \dots\dots\dots (20)$$

$$J_{11} = [(b_2 + 1)^2 + b_1^2] G^2 J_m \dots\dots\dots (21)$$

$$J_{12} = J_{21} = -[b_1(b_1 + 1) + b_2(b_2 + 1)] G^2 J_m \dots\dots\dots (22)$$

$$J_{22} = [(b_1 + 1)^2 + b_2^2] G^2 J_m \dots\dots\dots (23)$$

T_{Rin} , T_{Lin} と ω_{Rds} , ω_{Lds} はそれぞれ MTRC と DSE を用いて推定できるので, ドライブシャフト軸側トルク T_{Rds} , T_{Lds} もモータ側のトルクと角速度情報から推定できる。これをドライブシャフト軸トルク推定器 (Driveshaft Torque Estimator: DTE) と呼ぶ。

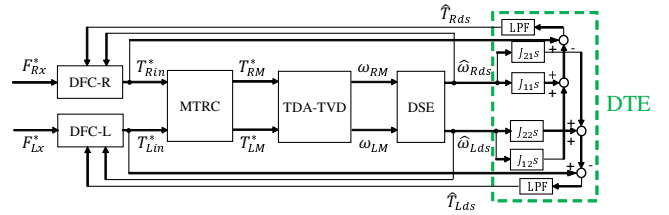


Fig. 6 Driving Force Controller (DFC) for TDA-TVD. By adding motor torque reference controller (MTRC), driveshaft speed estimator (DSE), and driveshaft torque estimator (DTE) in this way, the conventional DFC can be used and left and right wheels can be controlled independently.



Fig. 7 Experimental vehicle equipped with TDA-TVD. TDA-TVD drives rear wheels using two electric motors.

〈4・3〉 TDA-TVD に適用可能な駆動力制御系 既にドライブシャフト軸側のトルクと角速度は DTE と DSE で推定でき, 入力トルクも MTRC で変換済みのため, (1) より左右輪それぞれの駆動力も推定できる。これにより, 従来型の DFC の構造を変更することなく, Fig. 6 の構成で実装できる。こうして, TDA-TVD に対して DFC を適用し, 左右輪独立で駆動力やスリップ率の制御が可能となる。

5. 低 μ 路での加速実験

DFC の有効性を示すべく, TDA-TVD を搭載した車両を用いた低 μ 路上での発進加速実験を実施した。

〈5・1〉 実験車両 使用した実験車両を Fig. 7 に示す。この車両には TDA-TVD が搭載されており, 後左右輪を駆動する。車両システム構成を Fig. 8 に示す。走行制御ユニットとして dSpace 社の MicroAutoBox (MAB) を使用しており, 10

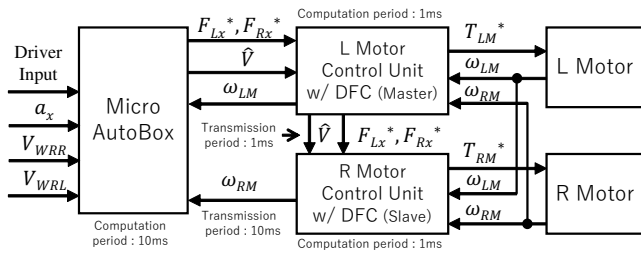


Fig. 8 Entire structure of the implemented system.

Table 1 Vehicle specification.

Vehicle mass (without driver) M	2005 kg
Rear wheel inertia J_{ω_r}	1.81 kg·m ²
Motor inertia J_m	0.0183 kg·m ²
Effective wheel radius r	0.338 m
Primary gear ratio G	10.8
Equivalent secondary gear ratio b_1 and b_2	0.895, 0.892

Table 2 Parameters of implemented driving force controller.

Cutoff frequency of LPF	10 Hz
Gain of integrator K_I	0.01
Nominal slip ratio λ_n	0.05
Real part of poles of PI controller a	1 Hz
Imaginary part of poles of PI controller b	0
Slip ratio limiter λ_{lim}	0.06

ms 周期で左右輪に与える駆動力指令値や車体速度推定値を計算する。Car Area Network (CAN) 通信で MAB と Motor Control Unit (MCU) 間を 10 ms, MCU 間は 1 ms の周期で通信する。MCU 内に今回設計した DFC の制御ロジックを組み込み、モータトルク指令値を 1 ms の周期で計算する。

実験車両は車体速度を推定するアルゴリズムを MAB 内に実装しており、加速度センサやアンチロックブレーキシステム (ABS) で用いられる車輪一回転あたりに数十パルス程度の分解能を持つ車輪速度センサからの出力値から推定・計算している。分解能の関係により、車輪速度センサは極低速 (0.5 km/h 以下) 時は 0 km/h を出力する。Table 1 に実験車両のパラメータを示す。

〈5・2〉 実験条件 DFC のトラクション制御としての性能を評価すべく、散水されたタイル状の路面上で摩擦限界以上のトルク指令を与えて静止状態から加速させる。路面の最大摩擦係数 μ はおよそ 0.1 である (後輪駆動のため、およそ 0.5 m/s² の最大加速度を発生する)。トラクション制御の比較相手として、トラクション制御を無効にした状態での熟練ドライバーによるペダル操作 (ここでは EDC と呼ぶ) と三菱自動車工業の量産販売車両に実装されているロジックを今回の試験のために改良したトラクション制御 (ここでは TCL と呼ぶ) による加速も実施した。この TCL は本来 10 ms の通信周期・制御周期で実装し、車輪速度センサを用いてトラクション制御するが、今回は DFC と条件を合わせるために 1 ms の制御周期で実装し、モータ角速度情報を使用した。駆動輪速度と各車輪速度で推定する車体速度の差を比較し、しきい値を超えたら駆動力指令値を下げるアルゴリズムになっている。

TCL は今回の実験条件に合わせ、加速性能が最大となるパラメータ調整を事前に実施した。また、DFC の PI 制御器の極は、発散せず車輪速・車体本体の振動が大きにならない値に調整した。極決定後にスリップ率リミッタ λ_{lim} を調整しながら何度か走行させ、0.06 という値に決定した。

実装した DFC の設計パラメータは Table 2 の通りである。本実験では、EDC, TCL, DFC, 更に DFC のスリップ率リミッタを車体速度の変動に対して可変とし、TCL に近い特性を持たせたケース (DFC (Var) と呼ぶ) をそれぞれ 3 回ずつ実施した。DFC (Var) のスリップ率リミッタ λ_{lim} は、車体速度が 2 km/h 以下では 0.50 一定、15 km/h 以上では 0.06 一定、その中間では車体速度の増加に従って直線的に減少するように設定した。

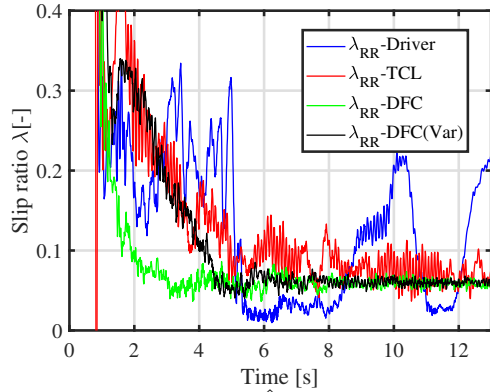
〈5・3〉 実験結果 Fig. 9 に、3 回のうち最も加速効率が高かった試行時の実験結果を示す。Fig. 9(a) ではモータ角速度より推定した右後輪のスリップ率推定値 $\hat{\lambda}_{RR}$ を示している。どのケースでも加速開始時にスリップ率が大きい値を示しているのは、極低速時に車体速度推定値が 0 km/h を示しているためであり、実際に車輪が大空転しているわけではないことに注意されたい。Fig. 9(b) は加速度センサが出力した前後方向の加速度をプロットしており、分解能は 0.08 m/s² である。

〈5・3・1〉 加速性能 どのケースでも発進時に最も加速度が大きいのは、タイヤと路面の間への水の侵入が最も少ないためである。EDC では発進時に空転を防止するべく比較的ゆっくりペダルを踏み込むため、最初の 1 秒間の加速度も小さい。EDC でこれ以上早く踏み込めないのは、一旦増加したスリップ率を高速に抑えることがペダル操作では極めて困難なためである。ある程度スリップ率が落ち着いた後も、路面状況の変化で急増することもある (8 秒付近) 一方 TCL と DFC ではほぼ同様に加速度が鋭く立ち上がるが、若干 TCL の方が最大値が高く、1.6 m/s² である。DFC はスリップ率が素早く 0.06 に収束しているが、これは低速時にスリップ率を抑えすぎることになり (水の侵入が比較的少ないため)、それが加速度低下の理由と思われる。これに対し、スリップ率リミッタを可変とした DFC (Var) では、スリップ率は発進後 5 秒経過するまで直線的に下がっており、TCL と似た軌道である。これにより、発進時の加速度ピークは TCL とほぼ同じ大きさになった。Table 3 に、3 回の試行で移動距離が 50 m に到達するまでの所要時間の最短値と平均値、さらには最短のケースでの 50 m 到達時の車体速度と平均値を加速性能の指標として示す。EDC に対して TCL と DFC の方が 50 m 到達所要時間と到達時の車体速度において優れているが、TCL に対して DFC は加速性能で若干劣ることが示唆される。これに対し、DFC (Var) は TCL と比較してもほぼ同等の加速性能を持つことが分かる。スリップ率リミッタの設計という手間が一つ増えるが、それによって比較的シンプルな DFC でも時間をかけて調整した TCL と同等の加速性能を実現できることが示唆された。

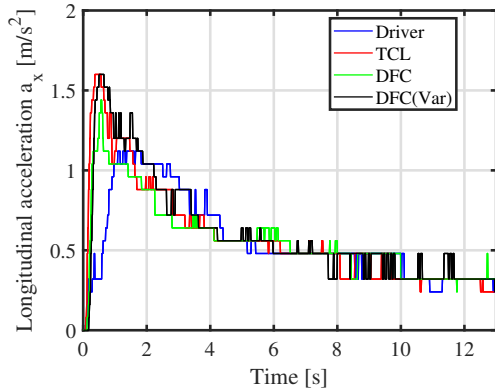
〈5・3・2〉 スリップ率の変動・振動 次に、スリップ率制御の性能指標としてスリップ率の変動に着目する。まず EDC では、スリップ率が安定せず大きく変化していることが明らかである。これは摩擦係数や路面状況の変化にペダル操作のスピードが追いついていないためである。一方 TCL と DFC (Var) では、スリップ率はほぼ同様に変化しているが、DFC

Table 3 Acceleration performance.

	EDC	TCL	DFC	DFC(Var)
50 m acceleration time [s] (best)	11.96	11.29	11.90	11.25
50 m acceleration time [s] (ave.)	12.44	11.72	12.19	11.75
Speed [km/h] at $X = 50$ m (best)	26.1	26.4	26.1	26.8
Speed [km/h] at $X = 50$ m (ave.)	25.6	25.8	26.0	26.1



(a) Estimated slip ratio $\hat{\lambda}_{RR}$. DFC has the least vibration and fluctuation.



(b) Longitudinal acceleration a_x . Normal DFC has slightly less acceleration, but with speed-dependent-slip ratio limiter, DFC(Var) has virtually same acceleration performance.

Fig. 9 Experimental results.

(Var)の方がスリップ率の振動はより小さいことが分かる。

6. おわりに

本研究では、各輪独立制御する電動車両を想定して作られたトラクション制御である駆動力制御系(DFC)を、2入力2出力機構を持つトルク差増幅型トルクベクタリング装置(TDA-TVD)へ適用するための設計手法を提案した。TDA-TVD特有の左右輪間のトルクや回転速度のカップリングを考慮した駆動力オブザーバを設計し、TDA-TVDに対して本来左右独立駆動することを想定して設計された制御系を適用可能にした。TDA-TVDを搭載した車両を用いた低 μ 路上での発進加速実験では、三菱自動車工業の量産車両に導入されているトラクション制御を実験用に改良したロジック(TCL)と比較して、同等の加速性能を保ちながら、スリップ率振動を小さくすることができた。今後は旋回中のトラクション制御性能の評価や摩擦係数が急激に変化する μ ジャンプでの駆動力指令追追

従性など、さらなる実験評価に取り組んでいく予定である。

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. Industrial Electronics, 51, 5, pp. 954-962 (2004).
- (2) Y. Yang, et al, "Novel Traction Control of Electric Vehicle based on Single Wheel Dynamics," in the Journal of Engineering, vol. 2019, no.23, pp. 9006-9012, 2019.
- (3) J. Zhang, W. Sun and H. Du, "Integrated Motion Control Scheme for Four-Wheel-Independent Vehicles Considering Critical Conditions," in IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol. 68, no. 8, pp. 7488-7497, Aug. 2019.
- (4) M. Yoshimura and H. Fujimoto, "Driving torque control method for electric vehicle with in-wheel motors", IEEJ Transactions on Industry Applications, Vol. 131, No. 5, pp.1-8 (2010) (in Japanese).
- (5) S. Wakui, T. Emmei, H. Fujimoto, Y. Hori: "Gear Collision Reduction of Geared In-wheel-motor by Effective Use of Load-side Encoder", The 45th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, Lisbon, Portugal, pp.3469-3474, 2019.
- (6) H. Sumiya and H. Fujimoto, "Driving Force Control Method Using Suppression Control of Driving-shaft Vibration for Electric Vehicle with On-board Motor", in Proc. IEEJ Industry Applications Society Conf., no. 106, 2012, pp. 115-120 (in Japanese).
- (7) Sawase, K, Chiba M, "Study of Lateral Torque-vectoring Differential Suitable for Electric Powered Vehicles", Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.45-5, p.823-828, 2014 (In Japanese).
- (8) Sawase, K, et.al., "Classification and Analysis of Torque-vectoring Differentials with Torque Difference Amplification Mechanism", Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.48, No.2, p.317-322, 2017 (In Japanese).