

4 輪独立駆動電気自動車における動的な制駆動力配分法

正員 坂井 真一郎 (東京大学)

正員 佐渡 秀夫 (東芝)

正員 堀 洋一 (東京大学)

Dynamic Driving/Braking Force Distribution in Electric Vehicle with Independently Driven Four Wheels

Sakai Shin-ichiro, Member (University of Tokyo), Sado Hideo, Member (Toshiba Corp.), Hori Yoichi,
Member (University of Tokyo)

Novel algorithm of the dynamic driving/braking force distribution is proposed for electric vehicle (EV) with four in-wheel motors. In such EV, the vehicle lateral motion can be controlled by yaw moment, generated with torque difference between wheels. This method is known as DYC (Direct Yaw moment Control) in normal engine vehicle engineering, however, the torque difference can be generated more directly with in-wheel motors. One problem of DYC is its instability on the slippery road, such as wet or snowy asphalt. To achieve high stability, the loads of wheels are preferable to be equal. The load of each wheel can be evaluated with root sum square of driving/braking force and side force. Therefore, the driving/braking forces, or motor torques, should be distributed depending on the side forces of wheels, to minimize the load imbalance between the wheels. The proposed algorithm can solve this optimization problem approximately with a few calculation cost, thus this method can be applied for real-time calculation within a control period. The approximate solutions with proposed method are evaluated by comparison with numerical solutions that require long calculation time. Difference between these solutions is negligible one, and this indicates the effectiveness of proposed method.

キーワード：電気自動車 (EV), ダイレクトヨーモーメントコントロール (DYC), 制駆動力配分, 車両運動制御, アンチスキッドブレーキシステム (ABS), トラクションコントロールシステム (TCS)

1. 序 論

電気自動車 (EV) の近年における性能向上は目覚ましい。ハイブリッド車 (HEV) や燃料電池車 (FCEV) まで EV に含めるなら, その普及は時間の問題と考えられる。一方で, 従来の EV 関連の研究はモータや電池の改善に関するものが多く, EV ならではの利点, すなわちモータの高い制御性を活用しようという研究例は未だに数が少ない。

モータの利点の一つは小型化可能で分散配置できる点にあり, 典型的な例として, タイヤにモータを組み込むことができるインホイールモータ⁽¹⁾の存在を挙げることができる。IZA⁽²⁾では4輪全てに, ルシオール⁽³⁾では後輪の2輪に, それぞれインホイールモータが使用されていた。インホイールモータの使用は, 車内空間の有効利用という点以外に, 制御性という面でも大きな意味があると考えられる。分散配置されたモータにより, 各駆動輪に独立にトルクを配分して車体制御を行うことが可能であるが⁽⁴⁾, その

ような実験はこれらの EV では行われてない。筆者らは現在4輪にインホイールモータを用いた EV を製作中であり (図1), 各種制御の実験を行う予定である⁽⁵⁾。

一方で, 従来の内燃機関自動車 (ICV) においても駆動力配分による車両姿勢制御の研究が行われている。DYC (Direct Yaw Moment Control) と呼ばれるこの種の制御⁽⁴⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾では, LSD (Limited Slip Differential Gear) と呼ばれる機構やブレーキ力によって駆動輪毎に異なる制駆動力を配分し, これによって車体にヨーモーメント力を与えて姿勢を制御し旋回時の過渡応答などを制御している。インホイールモータのような分散配置されたモータを用いれば, 同じことをより自由かつ直接的に行える。

一般に DYC における制御器の出力はヨーモーメント力である。制御器自体に関する議論が盛んである一方, このヨーモーメント力をどのような制駆動力配分で実現すればよいかに関しての議論は少ない。各駆動輪が独立に駆動される EV では, より緻密な制駆動力配分が実現できると考

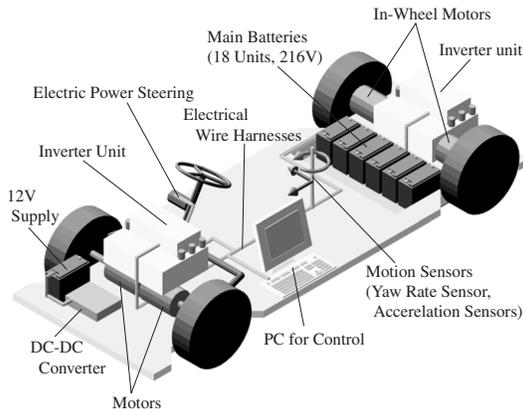


図1 製作中のEV“東大3月号II”概要
Fig. 1. Configuration of “UOT March-II”.

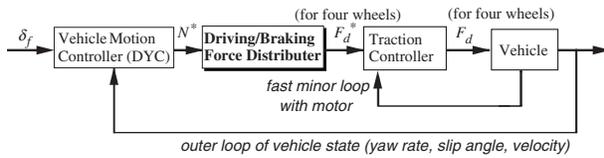


図2 車両運動制御系の全体概念図
Fig. 2. Block diagram of vehicle motion control for our new EV.

えられ、従ってこの様なEVを前提に、制駆動力の配分法について議論を行うことは有用であろう。

そこで本論文では、この制駆動力をいかに配分すればよいかという問題、すなわち図2中の制駆動力配分ブロックにおいてどのように制駆動力を決定すればよいかの検討を行う。DYCに関する重要な問題の一つは滑りやすい路面での安定性確保にあるので⁽⁸⁾、ここでは低 μ 路走行時の安全性確保などを念頭におき、各輪での発生力を均一化するような制駆動力配分の計算法を提案するものである。本論文で提案する手法は要する計算量が非常に少なく、この点で実用的なものである。

2. 車両運動とDYC

2.1 車両の運動方程式 2次元平面内での車両運動は基本的に非線形な運動であるが、いくつかの近似をおくことによって線形化することができる⁽⁹⁾。図3の様に座標系を設定すると、2輪モデルと呼ばれる以下のような線形運動方程式を得ることができる。

$$\dot{x} = Ax + Bu \dots\dots\dots (1)$$

但し、

$$x = [\beta, \gamma]^t, \quad u = [\delta_f, M_z]^t \dots\dots\dots (2)$$

$$A = \begin{bmatrix} -2\frac{C_f+C_r}{MV} & -1 - 2\frac{l_f C_f - l_r C_r}{MV^2} \\ -2\frac{l_f C_f - l_r C_r}{I} & -2\frac{l_f^2 C_f + l_r^2 C_r}{IV} \end{bmatrix} \dots\dots (3)$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{2C_f}{MV} & 0 \\ \frac{2l_f C_f}{I} & \frac{1}{I} \end{bmatrix} \dots\dots\dots (4)$$

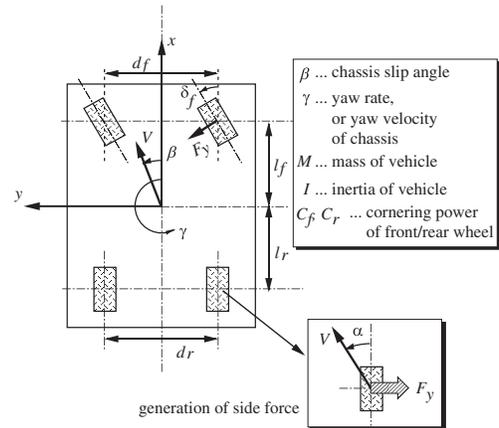


図3 車両運動の座標系

Fig. 3. Coordinate for vehicle motion equations.

である。 M, I はそれぞれ車両質量と車両の z 軸まわり慣性モーメント。 C_f, C_r はそれぞれ、前輪および後輪がスリップ角 $\alpha = 0$ 近傍で単位スリップ角あたりどれだけの横力を発生できるかを示す、コーナリングパワーと呼ばれるパラメータである。 l_f, l_r はそれぞれ、重心から前輪軸と後輪軸までの距離を意味する。2輪モデルの運動方程式は、式(1)の様に車体の回転角速度であるヨーレート γ と車体すべり角 β を状態変数とする状態方程式として書き表すことができる。なお車体すべり角 β とは、図3に示された様に、車体の姿勢方向と車体速度ベクトルのなす角度を意味する。線形化により式(1)を得るために仮定されるのは、一定の車体速度 V 、十分小さい車体すべり角 β と前輪実舵角 δ_f 、左右の対称性と各タイヤでの横力発生力の線形性である。式(1)における入力の前輪実舵角 δ_f とヨーモーメント M_z であるが、後者は制駆動力配分によって生成され、これがDYCにおける制御入力となる。

タイヤにおいて発生する横力 F_y は、タイヤのスリップ角 α に応じて非線形に変化する。ここでタイヤのスリップ角 α とは、タイヤにおいて発生する速度とタイヤ回転面とのなす角度であり(図3)、車体すべり角 β と車体速度 V およびヨーレート γ から計算される。発生する横力 F_y の α への依存性を、比較的詳しい力学モデル⁽¹⁰⁾から計算すると、図4(a)に太い実線で示された曲線のようになる。上記の2輪車両モデルにおいては、これを点線のような直線で近似しているが、もう少し詳しい近似として例えば永井ら⁽¹¹⁾は

$$F_y = -CG_x \frac{\mu}{k} \tan^{-1} \left(\frac{k}{\mu} \alpha \right) \dots\dots\dots (5)$$

なる式を用いている。但し μ は路面とタイヤ間の摩擦係数であり、 F_z はタイヤにかかる荷重力、 G_x, k は

$$G_x = \sqrt{1 - \left(\frac{F_x}{\mu F_z} \right)^2} \dots\dots\dots (6)$$

$$k = C \frac{\pi}{2} \frac{1}{F_z} \dots\dots\dots (7)$$

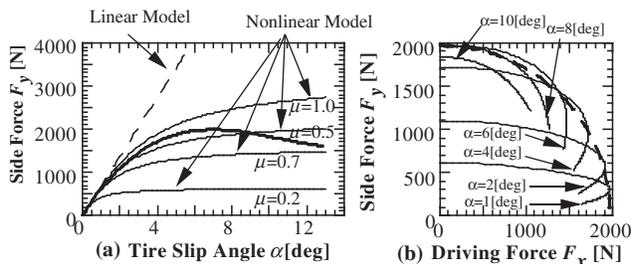


図4 タイヤにおける横力の発生と摩擦円の例

Fig. 4. Typical side force and friction circle.

なる係数である。式(5)から計算される横力 F_y を示したものが、図4(a)に細線で示された曲線であり、図に見られる通り飽和特性を持っている。

この横力の飽和特性は、路面摩擦係数や荷重力の他に、制駆動力 F_x にも依存する。その依存性の一例⁽¹⁰⁾を図4(b)に示す。図4(b)から、タイヤに発生する力が

$$F_x^2 + F_y^2 = F_{\text{limit}}^2 \dots \dots \dots (8)$$

なる円を越えられないことが分かる。図に点線で示されたこの円は、一般にまさつ円と呼ばれている。これを越えるような力がタイヤに発生した場合、直ちにグリップを失った状態に陥ってしまう。これにより車体の運動は不安定となり、スピンなどの危険な挙動を示すようになる。

2.2 ヨーモーメント力による車両運動制御(DYC)
以下の節で制駆動力配分法の提案と、そのシミュレーションを行うが、その際に用いるDYCの制御則として、本論文では岩間⁽⁷⁾らの提案しているものを用いている。詳しくは文献を参照されたいが、これは規範ヨーレートモデル

$$\gamma_d = \frac{K_f}{s + T_f} \delta_f \dots \dots \dots (9)$$

に、実際のヨーレート γ が追従するような制御系である。ヨーレートの値は、ジャイロセンサなどで検出することができる。設計パラメータ T_g がこの追従の極を指定する設計パラメータであり、制御則は

$$M_z = K_5 \left(K_f \delta_f - K_1 \gamma - \frac{K_2}{s + T_g} \gamma - K_3 \delta_f - \frac{K_4}{s + T_g} \delta_f - \frac{K_6}{s + T_g} M_z \right) \dots (10)$$

なるものである。但し

$$\begin{aligned} K_1 &= T_f + T_g - a_1, & K_2 &= -T_g^2 - a_0 + a_1 T_g, \\ K_3 &= d_1, & K_4 &= d_0 - d_1 T_g, \\ K_5 &= 1/b_1, & K_6 &= b_0 - b_1 T_g \end{aligned}$$

である。 $a_0, a_1, b_0, b_1, d_1, d_0$ は式(4)から計算されるヨーレート γ の伝達関数

$$\gamma = \frac{b_1 s + b_0}{s^2 + a_1 s + a_0} M_z + \frac{d_1 s + d_0}{s^2 + a_1 s + a_0} \delta_f \dots (11)$$

における係数であり、つまり車両パラメータから計算される値である。このような制御により、操縦者の操舵からヨーレートすなわち車両運動までの伝達関数を整形でき、また横風などの外乱に対するロバスト性の向上も実現できる。ここで図5のようなシミュレーションを行い、後者の効果を示す。これは、時刻 $t = 5$ [s] にステップ状に前輪舵角が与えられ、時刻 $t = 10$ [s] から2秒間外乱ヨーモーメント力が加わった[†]というシミュレーションである。シミュレーションは式(5)の非線形タイヤモデルを4輪分用いた非線形なものである。2次元平面内の運動のみを考え、車体のロールやピッチは考慮していない。速度は50[km/h]で一定である。これらの条件は以降におけるシミュレーションでも同様である。シミュレーションにおけるパラメータは、 $M = 1300$ [kg], $I = 1.5^2 M$ [kgm²], $l_f = 1.0$ [m], $l_r = 1.36$ [m], $\delta_f = 1.36$ [m], $\delta_r = 1.33$ [m], $C_f = C_r = 1.95 \times 10^4$ [N/rad] であり、制御系の設計は $T_f = 13.3, T_g = 10, K_f = 55.4$ とした。各輪への荷重配分は均等としている。

図6は、このシミュレーションにおける車体すべり角 β とヨーレート γ の時間応答を示すものである。図から、提案されているヨーレートフィードバックによる、外乱抑圧特性の向上が理解される。同様の効果は実験的にも確認されている⁽⁷⁾。

2.3 駆動力配分計算の必要性
このような車両運動制御手法を用いるためには、姿勢制御系により指令されたヨーモーメント力を適切な制駆動力配分により発生する必要がある(図2の制駆動力配分ブロック)。ここで F_{xi} を各輪における制駆動力とする。添字の番号は図3に示した通り、左前輪、右前輪がそれぞれ1, 2, 左後輪と右後輪がそれぞれ3, 4である。適当なヨーモーメント力発生のために配分される制駆動力 $F_{x1} \sim F_{x4}$ は、明らかにまず以下の式を満たす必要がある。

$$F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4} = F_{\text{drive}} \dots \dots \dots (12)$$

$$-\frac{d_f}{2} F_{x1} + \frac{d_f}{2} F_{x2} - \frac{d_r}{2} F_{x3} + \frac{d_r}{2} F_{x4} = M_z \dots (13)$$

F_{drive} は、総駆動力または総制動力であり、操縦者のアクセル指令ないしブレーキ指令によって決定される^{††}。 d_f, d_r はそれぞれ前輪、後輪における左右輪間隔であり、トレッドと呼ばれる量である(図3)。なお、例えば左前輪における前後力 F_{x1} は、本来は $F_{x1} = F_{x1} \cos \delta_f$ であるが、ここでは表式の簡単のため $\delta_f \ll 1, \cos \delta_f \simeq 1$ としている。これは、例えば車両運動の線形2輪モデル導出などでも用いられている近似であり⁽⁹⁾、かつここで本質的な近似ではない。また、式(13)のヨーモーメント M_z は制御入力として加えられるものであり、前輪のステアリングなどにより

[†]このようなヨーモーメント力をあたえる外乱は、真横から横風が加わった場合にも発生しうる。

^{††}式(1)-(4)などにこの変数が含まれていなかったのは、線形化のため並進速度 V の大きさは時不変としたためである。

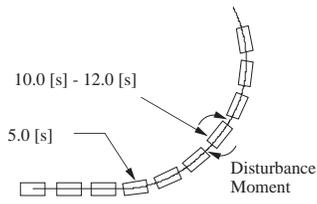


図5 車体に加わる外乱ヨーモーメント力

Fig. 5. Condition of simulations.

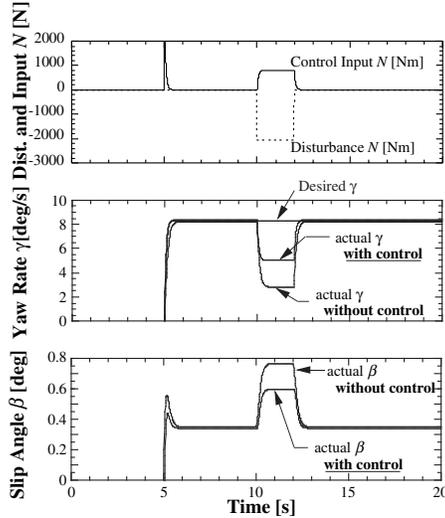


図6 DYCによる外乱抑圧の効果

Fig. 6. Disturbance rejection effect of DYC.

生じているヨーモーメントとは別のものであることに注意されたい。

仮に2輪の独立駆動によってヨーモーメント力を発生するとすれば、例えば上式で $F_{x1} = F_{x2} = 0$ などとすることで F_{x3}, F_{x4} を求めることができる。しかしながら、本論文で想定している4輪独立駆動車では式(12)(13)のみでは方程式が不足しており、すなわち冗長な系となっている。

最も簡単に、前後のタイヤに均等に駆動力を配分することを考える。すなわち、

$$F_{x1} = F_{x3}, \quad F_{x2} = F_{x4} \dots\dots\dots (14)$$

とする方法であり、ここではこれを均等配分法と呼ぶ。図6のシミュレーションにおいて、制駆動力を均等配分法によって決定した場合の各タイヤの負担を図7に示す。但し F_{y_i} は各輪で発生している横力である。タイヤの負担は、式(8)の様に、横力と制駆動力の二乗平均 $F_i = \sqrt{F_{x_i}^2 + F_{y_i}^2}$ で評価できる。本論文では以下この F_i を発生力と呼ぶ。図7(c)にはこの発生力の時間応答が示されている。図7(b)を見ると、10[s]~12[s]で生じる外乱を抑圧するために、制駆動力 F_{x_i} が各輪に配分されている[†]。この配分は均等配分法によるので、 $F_{x1} = F_{x3}, F_{x2} = F_{x4}$ となっている。しかしながら(a)図に示された通り発生している横力 F_{y_i} は均

[†]前述の通り5[s]においてステップ状の前輪舵角が与えられるため、これに対応して急峻な制駆動力が発生しているが、これは上位のDYCが要求したものであって提案手法によるものではない。

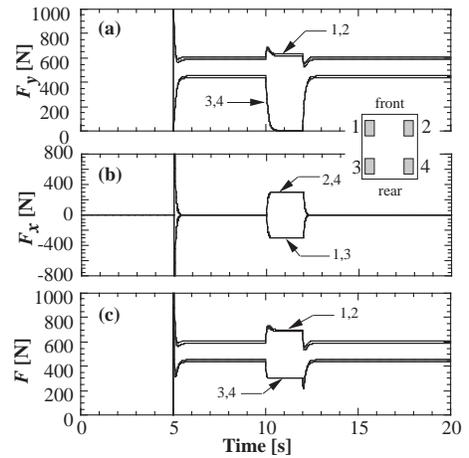


図7 均等配分法を用いた場合の各力の時間応答

Fig. 7. Time responses of forces in simulation with DYC and eq.(14).

等ではないため、各タイヤにおける発生力 F は均等にはならず(c)図の様に各タイヤの負担には偏りが生じる。これは、空転までの余裕が一部のタイヤで小さくなることを意味し、安定性確保にとって好ましくない。これを均等化するという問題は、式(12)(13)を制約条件とし、

$$\max_i F_i \rightarrow \min \dots\dots\dots (15)$$

を満たすような $F_x = (F_{x1}, F_{x2}, F_{x3}, F_{x4})$ を求める最適化問題として定式化される。しかしながら F_{y_i} が刻々変化することを考えると、この問題は毎制御周期ごとに解かれなければならない。そこで本論文では、この最適化問題の近似的な解法を提案する。

3. 駆動力配分計算法の提案

本論文では、式(15)の問題を以下の様にして解くことを提案する。今必要な総制駆動力とヨーモーメント力とのなすベクトル $(F_{drive}, M_z)^t$ を、

$$\begin{pmatrix} F_{drive} \\ M_z \end{pmatrix} = a \begin{pmatrix} F' \\ 0 \end{pmatrix} + (1-a) \begin{pmatrix} 0 \\ M'_z \end{pmatrix} \dots\dots (16)$$

のように、二つのベクトル $F_{vec0} = (F', 0)^t, F_{vec1} = (0, M'_z)^t$ の線形結合に分解して考える。但し、 $F' = M'_z = |F_{drive}| + |M_z|$ である。この時、ある制駆動力 F_x^0 が式(15)を満たしながら F_{vec0} を実現し、別の制駆動力 F_x^1 がやはり式(15)を満たしながら F_{vec1} を実現するとする。

ここで、次のことを仮定する。

〔仮定1〕 この時

$$F_x = aF_x^0 + (1-a)F_x^1 \dots\dots\dots (17)$$

が、式(15)を満たしながら必要な $(F_{drive}, M_z)^t$ を実現する最適解となる。

〔仮定2〕 左前輪と右前輪、左後輪と右後輪で発生する横力はそれぞれ等しい。

仮定1は目的関数(15)式の和に関する線形性を仮定す

るものである。この仮定 1 により、問題は

(1) $M_z = 0$ の時、式 (15) を満たしながら $F_{\text{drive}} = F'$ を実現する F_x^0

(2) $F_{\text{drive}} = 0$ の時、式 (15) を満たしながら $M_z = M'_z$ を実現する F_x^1

を求める問題に帰着される。

仮定 2 は、発生横力が左右輪で等しいことを仮定するものであるが、これは例えば 2 輪車両モデル等を考えれば、さほど無理のない仮定である。実際にはもちろんこの仮定は成立しないが、例えば $F_{y1} > F_{y2}$, $F_{y3} > F_{y4}$ の場合、 F_{y1}, F_{y3} をそれぞれ前 2 輪、後 2 輪の発生力として近似的に扱えばよい。

説明のため、ここでは $F_{y1} > F_{y3}$ としておく。この場合、後輪は前輪に比べて発生力に余裕があり、その余裕は制駆動力換算で $F_{x\text{margin}} \stackrel{\text{def}}{=} \sqrt{F_{y1}^2 - F_{y3}^2}$ に相当する。従って、 F_x^0, F_x^1 は以下のようにして求めればよい。

〔計算法 1〕 $\sim F_x^0 (M_z = 0)$ の求め方 \sim

この時 $F_{\text{drive}} \leq F_{x\text{margin}}$ であるなら

$$F_{x1} = F_{x2} = 0, \quad F_{x3} = F_{x4} = \frac{F_{\text{drive}}}{2} \dots (18)$$

$F_{\text{drive}} > F_{x\text{margin}}$ であるなら

$$F_{x1}^2 + F_{y1}^2 = F_{x3}^2 + F_{y3}^2 \dots (19)$$

$$F_{x1} + F_{x3} = \frac{F_{\text{drive}}}{2} \dots (20)$$

$$F_{x2} = F_{x1} \dots (21)$$

$$F_{x4} = F_{x3} \dots (22)$$

なる連立方程式を解けばよい。こうして得られた F_{xi} が、求める F_x^0 を与える。

〔計算法 2〕 $\sim F_x^1 (F_{\text{drive}} = 0)$ の求め方 \sim

$M_z \leq d_r F_{x\text{margin}}$ であるなら

$$F_{x1} = F_{x2} = 0, \quad F_{x3} = -\frac{M_z}{d_r}, \quad F_{x4} = \frac{M_z}{d_r} (23)$$

$M_z > d_r F_{x\text{margin}}$ であるなら

$$F_{x1}^2 + F_{y1}^2 = F_{x3}^2 + F_{y3}^2 \dots (24)$$

$$-\frac{d_f}{2} F_{x1} - \frac{d_r}{2} F_{x3} = \frac{M_z}{2} \dots (25)$$

$$F_{x2} = -F_{x1} \dots (26)$$

$$F_{x4} = -F_{x3} \dots (27)$$

なる連立方程式を解けばよい。この時 2 次方程式が得られるが、その解としては絶対値の小さいものを選べばよい。こうして得られた F_{xi} が、求める F_x^1 を与える。

以上の様にして得られた F_x^0, F_x^1 の線形結合 (17) 式を求めて制駆動力 F_x とするのが、提案する手法である。ここで、この手法は非常に計算量が少ないものであることに注意を喚起しておく。

なお上記の計算においては、各輪で発生している横力を

知る必要があった。これは容易ではないが、ヨーレート γ がジャイロセンサ等で検出できること、車体すべり角 β の検出も適当なオブザーバによって行える⁽¹²⁾ ことなどから、ここでは実現可能であるとしている。DYC においても近年タイヤモデルにより横すべり角の推定を試みる手法が多く見られている⁽⁶⁾。

4. 提案手法の数値計算例とその有効性の検証

本節では、提案する動的な駆動力配分法を複数の数値計算例を示しながら検証する。その際示される横力、制駆動力、発生力は、全て左後輪の横力で規格化された値である。

4.1 左右の横力が等しい場合の提案手法の効果 はじめに、左右の横力が等しい場合について数値計算を行った例を示す。ここではまず、仮に

$$F_{y1} = F_{y2} = 2.0, \quad F_{y3} = F_{y4} = 1.0 \dots (28)$$

である場合を取り上げる。この場合の F_x^0 と F_x^1 の例を、図 8 に示す。制駆動力 F_x は、この F_x^0, F_x^1 の線形和として計算される。

提案手法の効果は、式 (14) の均等配分法との比較で示す。均等配分法で得られる発生力を $F_{i\text{even}}$ とし、ここで提案手法の評価量として、

$$\eta \stackrel{\text{def}}{=} \frac{\max_i F_i}{\max_i F_{i\text{even}}} \dots (29)$$

を定義する。 η が 1 より小さい程、提案手法の効果が大きいことになる。

初めに $F_{\text{drive}} = M_z$ の場合について η を計算した例を図 9 に示す。図 10 には、図 9 中の A, B, C 点における制駆動力および発生力の様子を示す。なお、ここでは $F_{\text{drive}} < 0$ すなわち制動時の結果のみをプロットしているが、駆動時についても同様の結果となる。図中の実線が提案手法で得られた制駆動力配分の η である。 F_{drive}, M_z がともに小さく、発生する制駆動力が横力に比べて小さい場合は、当然提案手法を用いても改善効果が小さい (図中 A 点) が、必要な制駆動力が増加するに従って (図中 A-B 点)、提案手法の改善効果が現れている様子が分かる。さらに制駆動力が大きくなると、制駆動力に対する横力の比が小さくなるため、提案手法の効果は小さくなっていく (図中 C 点)。この結果から、例えば旋回中に制動を行い、同程度の横力と制駆動力が発生するような場合に提案手法が効果を持つことが理解される。図中の点線については次節で説明を行う。

図 11 には、様々な F_{drive}, M_z の組み合わせに対する提案手法の改善効果 η を、3 次元プロットと等高線図で示す。提案手法が最大 1 割程度のタイヤ負担改善効果を持つことが理解できる。図 11 は、 F_{drive}, M_z の様々な組合せに対する組合せとなっている。つまり、ヨーモーメントの要求値 M_z と総制駆動力の要求値 F_{drive} の、考えられる全ての (妥当な大きさの) 組み合わせに対してのプロットであるから、提案手法がその全ての組合せに対して効果があり ($\eta < 1$)、

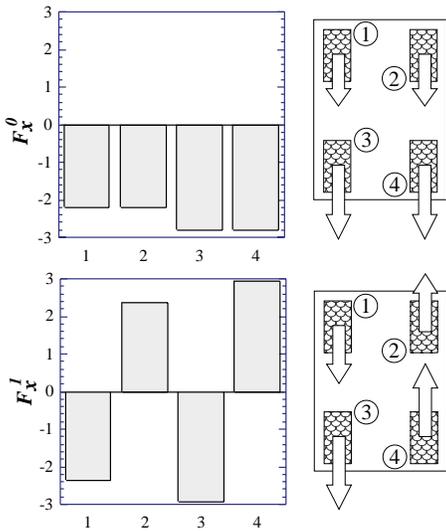


図 8 $F_{drive} = -5$, $M_z = 5$ の時の F_x^0, F_x^1
 Fig. 8. F_x^0, F_x^1 , when $F_{drive} = -5$ and $M_z = 5$.

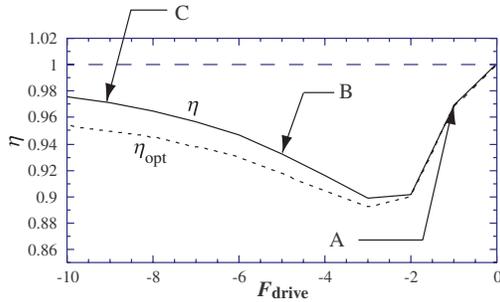


図 9 提案手法の効果 ($F_{drive} = M_z$ の場合)
 Fig. 9. η and η_{opt} , when $F_{drive} = M_z$.

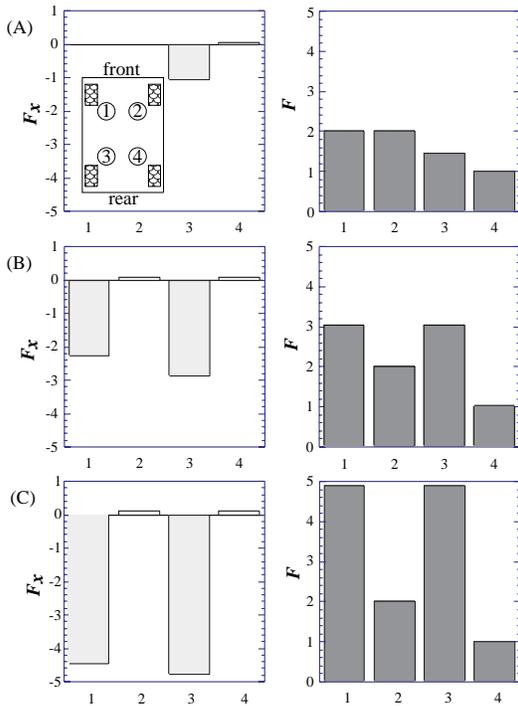


図 10 提案手法によって得られる制駆動力配分
 Fig. 10. F_{xi} and F_i for A, B and C in Fig. 9.

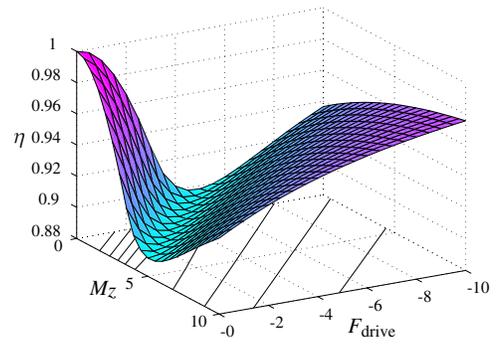


図 11 提案手法の効果

Fig. 11. η is plotted for various F_{drive} and M_z .

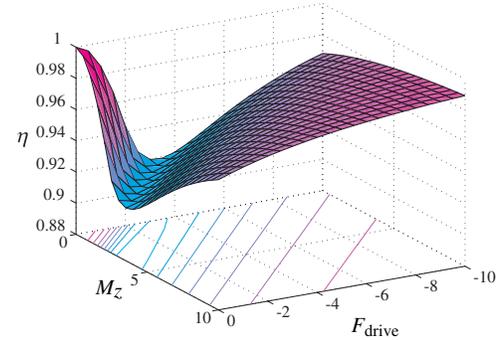


図 12 提案手法の効果 ($F_{yf}/F_{yr} = 1.5 : 1$)

Fig. 12. η is plotted for various F_{drive} and M_z .

かつ比較的広い範囲で 1 割程度の改善効果が得られていることが分かる。

ここで、固定されている変数は式 (28) の条件による前後輪の横力比 (前輪:横力=2:1) のみである。従って、あとは前後輪の横力比の様々な組合せに対して同様の検討を行えば、提案手法の妥当性が数値的に検証されたことになる。例えば前後の横力比が 1.5:1 の場合を、図 12 に示す。図に見られるように、前後輪の横力比の変化は η の分布の全体的な増減となって現れる。例えばある横力比における η の最小値、図 11 や図 14 における η の極小値を求めて、この増減を評価することができる。図 13 に、様々な前後輪の横力比に対して η の極小値をプロットした図を示す。前後輪で発生している横力が完全に等しければ、負担均等化の配分は単純な均等配分法と一致するので、この時 $\eta = 1$ となる。一方で、前後輪で発生している横力の値が異なってくるに従って、提案手法の改善効果が顕著になり、5-10% 程度の改善効果が得られている。また、 η の大きさが 1 を超えることはないことも、このような計算から確認している。

以上の検討より、左右輪で発生横力が等しいという仮定のもとで、考えられる全ての条件下で、提案手法が効果を持つこと、その改善効果は前後輪の横力比などに依存するが、5-10% 程度が見込まれることなどが理解される。

4.2 数値探索的に得られる最適解との比較 提案手法は、既に述べた通り厳密な最適解を求める方法ではない。そこで、探索的な計算から得られる最適解との比較を行い

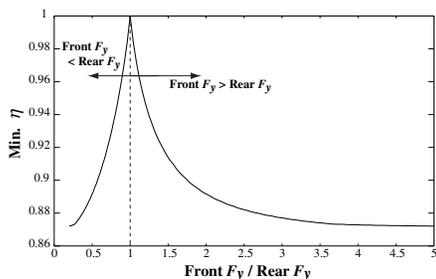


図 13 前後輪の横力比と提案手法の効果の関係

Fig. 13. η is plotted for various F_{yf}/F_{yr}

提案手法の妥当性を調べてみる。ここで最適解は、ある要求された M_z, F_{drive} に対し、考えられる全ての制駆動力配分に対してタイヤの負担を求め、その値が最小となる組合せを探すことで求めている。このような手法で式(15)を満たす最適解を求めたのが図 9 中の点線である。提案手法と比べて、特に制駆動力がある程度大きい場合により η が小さく、さらなる改善の余地があることが分かるが、その差は比較的小さい。図 14 に、提案手法で得られた η と、数値探索的に求めた η_{opt} の差を、様々な F_{drive}, M_z の組み合わせに対してプロットした結果を示す。図から、数値探索的に得られた最適解と提案手法の改善効果の差が、最大でも 2-3% 程度であることが理解される。探索的な手法は膨大な計算量を要する一方、提案手法は 2 次方程式を解く程度の計算量で済む。この計算量の差を考えれば、提案手法は十分有用なものと言えるであろう。

尚、ここでは前節で行ったような、全ての発生横力比における比較は行っていない。従って前後輪での横力比が 2:1 以外の場合に、真の最適解と提案手法の結果の差がこれ以上に大きい可能性は、依然残されている。しかしながらこれは提案手法の効果を否定するものではなく、計算量の差などを考えれば、以上の議論で十分であろう。

4.3 左右の横力が等しくない場合の提案手法の効果
前節では、3 節における仮定 1 の影響を評価した。ここでは仮定 2、すなわち左右輪の発生横力が等しいという仮定の妥当性評価のために、左右の横力が実際には等しくなかった場合に提案手法を適用した結果を示す。計算に際して横力は、前後輪ともに左右比が 1:0.6 となるような次のような値に設定した。

$$F_{y1} = 2.0, \quad F_{y2} = 1.2, \quad F_{y3} = 1.0, \quad F_{y4} = 0.6.$$

この様に左右の駆動力が異なる場合には、既に 3 節で述べた通り、例えば $F_{y1} > F_{y2}, F_{y3} > F_{y4}$ の場合、 F_{y1}, F_{y3} をそれぞれ前 2 輪、後 2 輪の発生力として扱えばよい。

この時の提案手法の改善効果を、図 15 に示す。 η は同様に 1 より小さく、左右の発生横力が異なる場合でも提案手法が有効であることが理解できる。これは、全ての条件に対する検討とはなっていないが、車両においては左右輪は比較的対称であるので、ここではこのような検討で十分と考えており、厳密な検討は今後の課題としている。

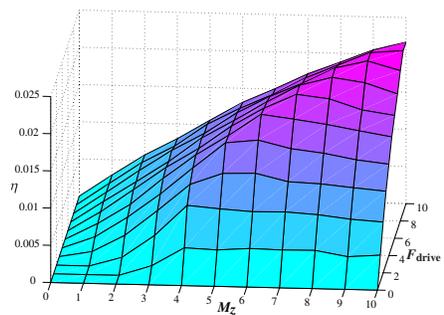


図 14 提案手法と探索的な数値計算の比較

Fig. 14. $\eta - \eta_{opt}$ is plotted vs. F_{drive} and M_z .

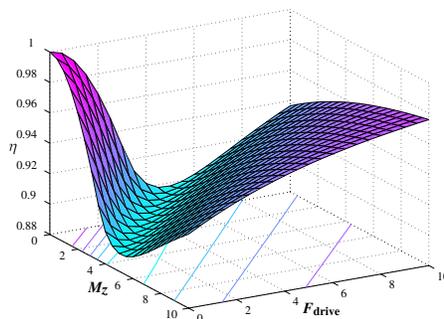


図 15 提案手法の効果
(左右発生横力が等しくない場合)

Fig. 15. η is plotted vs. various F_{drive} and M_z , when $F_{y2} = 0.6F_{y1}$ and $F_{y4} = 0.6F_{y3}$.

5. DYC と組み合わせたシミュレーションの結果

図 16 は提案した最適駆動力配分計算法を用いた場合の DYC のシミュレーション結果である。制御器には図 7 の場合と同じものを用いている。要求に応じて発生するヨーモーメント M_z は、均等配分法でも提案手法でも同じであるので、車体の挙動や発生横力は図 7 の場合と全く同じである。しかしながら提案手法を用いることで、発生している横力に応じて駆動力が配分されるため、発生力が均一化されその最大値が押さえられる。図 7 (c) と図 16 (b) の比較により、このことが理解される。すなわち、提案手法によって不用意にタイヤを限界状態に近づけることなく制駆動力配分を行って、車両運動の制御を行うことができる。前章で検討された通り、提案手法は(ほとんど)全ての横力分布、要求制動力、要求ヨーモーメントの組合せに対して効果をタイヤ負担低減効果を持ち、その改善効果は最大 10% 程度であるが、その、いわば部分集合がシミュレーションにおいて現れるので、図 11 や図 14 などに示されたいくつかの点を連続的につなぐ形で、タイヤ負担の軽減効果が現れるのである。つまりこのシミュレーション結果は、数値的に検証された提案手法の効果を一例として示すものとなっている。

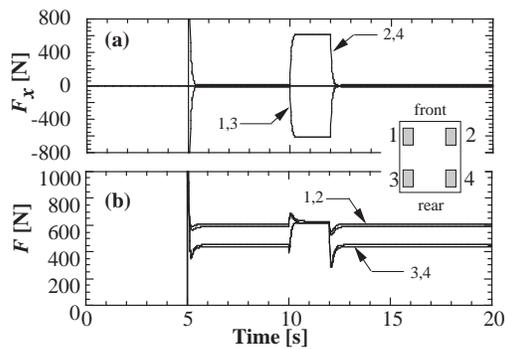


図 16 提案手法を用いた場合の、各力の時間応答 (シミュレーション結果)

Fig.16. Time responses of forces in simulation with DYC and proposed algorithm.

6. 結 論

各駆動輪への駆動力配分を変えて車体にヨーモーメント力を発生し車両運動を制御する手法は DYC と呼ばれ、従来の自動車においても提案されていた。2 輪ないし 4 輪にインホイールモータを装着した EV においてはこのような手法の適用が非常に容易であり、またその効果も大きいと考えられる。本論文では、駆動力の配分を高速かつ自在に変えられるというこのような EV の特徴を活かし、より安全に DYC を実装するための、計算量の少ない実用的な動的制駆動力配分の計算手法を提案した。この配分法により、各輪の発生力すなわち駆動力と横力の二乗和が均一化され、タイヤがグリップを失いスリップ状態に入るまでの余裕を大きくすることができる。本論文ではこの効果の一例をシミュレーションにより示したが、今後は現在制作中の新しい EV (東大 3 月号 II⁽⁵⁾) により、その効果を実験的に検討する予定である。

本論文で提案した手法では車両のロールやピッチなどを考えていないが、実際にはこれらの影響でタイヤの荷重力が不均一なものになる。例えば旋回中は外側のタイヤに大きい荷重がかかっているため、外側のタイヤに大きな制駆動力を配分することが望ましい。これらを考慮した新しい制駆動力の配分法は、今後の課題となっている。また、提案手法は、各輪の発生横力に基づく配分法であるので、発生横力の把握がどの程度正確にできるかが、実用上重要な問題となる。発生横力の把握は最近大きな関心を集めているテーマであり⁽⁶⁾⁽¹²⁾、今後の成果に期待するところである。

提案手法は確かに各タイヤの負担を均一化することが可能であるが、その効果は発生力で 1 割程度と劇的に大きなものでなかった。従って ABS (Anti Skid Brake System) の様な空転防止制御と DYC を組み合わせるといった、より積極的な方策も望まれるであろう。今回の提案手法と併せ、EV における様々な制御を検討していく予定である。

(平成 11 年 5 月 14 日受付, 同 12 年 1 月 14 日再受付)

- (1) M. Terashima, T. Ashikaga, T. Mizuno, and K. Natori: "Novel motors and controllers for high-performance electric vehicle with four in-wheel motors", *IEEE Trans. Ind. Electron.*, Vol. 44, No. 2, pp. 28–38, 1997.
- (2) H. Shimizu, et al: "The concept and simulation of a high performance EV IZA", In *Proc. EVS. 11 no.5.*, 1992.
- (3) H. Shimizu, J. Harada, C. Bland, K. Kawakami, and C. Lam: "Advanced concepts in electric vehicle design", *IEEE Trans. Ind. Electron.*, Vol. 44, No. 1, pp. 14–18, 1997.
- (4) 永井正夫, 王玉清: "左右駆動力の配分制御による電気自動車の運動制御", 電気学会論文誌 D, Vol. 116-D, No. 3, pp. 279–284, 1996.
- (5) 坂井真一郎, "4 輪独立駆動 EV の製作プロジェクト"[online], URL: <http://www.hori.t.u-tokyo.ac.jp/997/sakai/research/index-j.html>, 1999.
- (6) M. Abe, et al: "Estimation of vehicle side-slip angle for DYC by using on-board tire model", In *Proc. 4th International Symposium on Advanced Vehicle Control*, pp. 437–442, 1998.
- (7) 岩間紀男, 稲熊幸雄, 浅野勝宏: 「車両のアクティブ制御」, 計測自動制御学会, Vol. 28, No. 7, pp. 844–853, 1992.
- (8) S. Sakai, H. Sado, and Y. Hori: "Motion control in an electric vehicle with 4 independently driven in-wheel motors", *IEEE Trans. on Mechatronics*, Vol. 4, No. 1, pp. pp.9–pp.16, 1999.
- (9) 安部正人: 「自動車の運動と制御」, 山海堂, 1991.
- (10) 酒井秀男: 「タイヤ工学」, グランプリ出版, 1987.
- (11) 永井正夫, 山中幸子, 斎藤安弘, 平野豊: "後輪操舵と制駆動力配分の統合制御の研究", 自動車技術会前刷集, Vol. 972, pp. 29–32, 1997.
- (12) U. Kiencke and A. Daiss: "Observation of lateral vehicle dynamics", *Control Eng. Practice*, Vol. 5, No. 8, pp. 1145–1150, 1997.

坂井 真一郎 (正員) 1973 年 2 月 17 日生. 95 年東京大学工学部電子情報工学科卒業. 97 年 3 月同大学院工学系研究科電気工学専攻修士課程修了. 2000 年 3 月同大学院博士課程修了. 同年 4 月より日本学術振興会特別研究員. 主として電気自動車とその運動制御, 制御工学に関する研究に従事. IEEE, 自動車技術会, 計測自動制御学会員.

佐渡 秀夫 (正員) 1976 年 1 月 2 日生. 1998 年東京大学工学部電子工学科卒業. 2000 年 3 月同大学院修士課程修了. 同年 (株) 東芝に入社. 現在に至る. 主として制御工学とその産業応用に関する研究に従事.

堀 洋一 (正員) 1978 年東京大学工学部電気工学科卒業, 83 年博士課程修了. 助手, 講師, 助教授を経て 2000 年より同電気工学科教授. 専門は制御工学とその産業応用, とくに, モーションコントロール, メカトロニクス, 電気自動車などの分野への応用研究. 計測自動制御学会, IEEE, 日本機械学会, 自動車技術会などの会員.