

# 四輪独立駆動電気自動車における 車輪の余剰負荷率を利用した3自由度制御法

○下屋 直人, 藤本 博志 (東京大学)

## Three Degrees of Freedom Control Method using Wheel Margin of Workload for Four Wheel Independent Driven Electric Vehicles.

\*N. Shimoya, H. Fujimoto (The University of Tokyo)

**Abstract**— This paper presents a three degrees of freedom control method with in-wheel motor electric vehicles for improving vehicle stability and riding comfort. In generally, the vehicle stability has a great connection with yaw rate and side slip angle. Those states can be controlled independently with a decoupling control using EPS and in wheel motors. In this case, driving force distribution minimizing maximum tire workload can be calculated simply. Moreover, using the margin of tire workload for rolling control makes riding comfort improving without reducing the vehicle stability. The effectiveness of the proposed method is verified by simulations and experiments.

**Key Words:** electric vehicle, three degrees of freedom control, driving force distribution

### 1 はじめに

近年の自動車事故増加の背景から、車両が不安定な状態になるとシステムが運転に介入するアクティブセーフティシステムが注目され、多くの研究機関において検討が進められてきた<sup>1, 2, 3, 4)</sup>。

特にヨーレートと車両横滑り角については車両の安定性に大きく影響し、さらに不安定な領域に近づくと非線形性を持つようになる。そのため、これらの状態を制御するために、これまでにEPSや差動ブレーキを利用したスライディングモード制御<sup>2)</sup>や $H_\infty$ 制御<sup>3)</sup>、ファジィ制御<sup>4)</sup>などが提案され、車両安定性の向上効果が確認されてきた。

これらの状態は一旦飽和すると安定領域まで戻すことが難しく、その間に車両は意図しない挙動を取る恐れがある。この対策として、モータをホイール内に配置して駆動力源から着点までの剛性を高め、制御周波数の帯域を上げることができるインホイールモータ車<sup>5)</sup>を用いて、これらの状態に対して高度な制御系を構成する研究がある。さらにこの車両は、モータを分散配置することができるため制御入力に冗長性を有し、これを利用することで単一駆動力源の車両と比較して運動性能を向上させることが可能である。

当研究グループではこれまでにインホイールモータ車を用いたヨーレートと横滑り角の制御手法として、外乱オブザーバを用いた独立制御手法を提案した<sup>6)</sup>。これはヨーレートに対しては直接モーメント、車両横滑り角に対してはアクティブ操舵を用いてそれぞれの外乱をオブザーバにて補償することにより、ロバストに2変数を制御する手法である。しかし、この手法は駆動力を左右均等に配分しているため、冗長な制御系のメリットを生かし切れているとは言い難い。

そこで本稿では、この制御系において四輪独立駆動を利用した車両安定性と乗り心地向上のための駆動力配分法を提案する。まず、車両安定性の指標の一つである車輪の最大負荷率に関して、これを最小化する駆動



Fig. 1: FPEV2-Kanon.

Table 1: Parametres of FPEV2-Kanon.

Vehicle Mass ( $m$ )	863 kg
Yaw Moment of Inertia ( $I$ )	617.0 kg · m <sup>2</sup>
Wheelbase ( $l$ )	1.7 m
Distance from CG ( $l_f$ ) to Front/Rear Axle ( $l_r$ )	0.999 m 0.701 m
Height of the center of gravity ( $h_g$ )	0.51 m
Tread Width ( $d_i$ )	1.3 m
Front Cornering Stiffness ( $C_f$ )	12500 N/rad
Rear Cornering Stiffness ( $C_r$ )	29200 N/rad
Wheel radius ( $r$ )	0.302 m

力の配分は本条件下では実時間で解くことができ、タイヤのグリップ力飽和によるスリップを抑制可能であることを示す。ここで、更に最大負荷率に寄与しない車輪の負荷率余裕を利用することで、アンチダイブ力によるロール運動の制御ができ、これによってヨーレート、車両横滑り角、ロール角の3自由度制御が可能となり、車両安定性の向上と同時に乗り心地の向上が実現できることを示す。最後に提案法の有効性をシミュレーション及び実車を用いた実験にて確認する。

### 2 実験車両と車両モデル

実験車両として著者らの研究グループが製作し、本稿で使用した電気自動車「FPEV2-Kanon」をFig. 1に示す。本車両は4輪すべてに東洋電機製造製アウトロータ型インホイールモータが搭載されており、四輪独立駆動及び前後輪のアクティブ操舵が可能となっている。本車両の各パラメータの値をTable 1に示す。

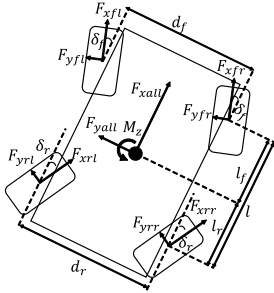


Fig. 2: Vehicle model.

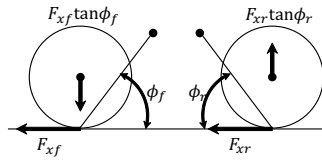


Fig. 3: Anti dive force.

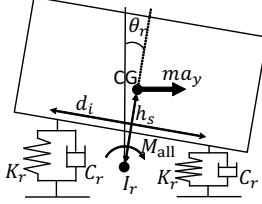


Fig. 4: Rolling model.

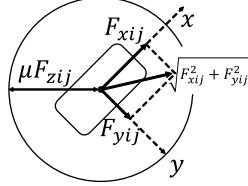


Fig. 5: Friction circle.

## 2.1 車両モデル

四輪独立駆動とアクティブ操舵が可能な車両についてのモデル化を行う。車両モデルを Fig. 2 に、前後輪操舵角  $\delta_i$  が十分小さい場合の車両の重心点の前後方向、横方向、ヨー軸及びロール軸周りの回転方向の方程式を式 (1)–(6) に示す。ただし、 $F_{xall}$  は車両重心点の前後力、 $F_{yall}$  は車両重心点の横力、 $N_z$  は制駆動力差モーメント、 $N_t$  は横力モーメント、 $M_z$  は車両重心点周りのモーメント、 $M_x$  はロール軸周りのモーメントとし、 $F_{xij}$  は各輪の制駆動力、 $F_{yij}$  は各輪の横力、 $u_{zij}$  は各輪のアンチダイブ力、 $d_i$  は前後輪トレッド幅、 $l_i$  は前後軸重心間距離とする。ここで、添え字  $i$  は前後 ( $f, r$ ) のいずれか、 $j$  は左右 ( $l, r$ ) のいずれかを表す。

$$F_{xall} = F_{xfl} + F_{xfr} + F_{xrl} + F_{xrr} \quad (1)$$

$$F_{yall} = F_{yfl} + F_{yfr} + F_{yrl} + F_{yrr} \quad (2)$$

$$N_z = -\frac{d_f}{2}(F_{xfl} - F_{xfr}) - \frac{d_r}{2}(F_{xrl} - F_{xrr}) \quad (3)$$

$$N_t = l_f(F_{yfl} + F_{yfr}) - l_r(F_{yrl} + F_{yrr}) \quad (4)$$

$$M_z = N_z + N_t \quad (5)$$

$$M_x = \frac{d_f}{2}(u_{zfl} - u_{zfr}) + \frac{d_r}{2}(u_{zrl} - u_{zrr}) \quad (6)$$

車両モデルは車輪横滑り角が十分小さいとき、車体のローリングを無視し速度を一定と仮定する線形二輪モデルとして近似することができる<sup>7)</sup>。この線形二輪モデルから車両の2つの運動方程式が求まる。

$$\begin{aligned} mV \left( \frac{d\beta}{dt} + \gamma \right) &= 2Y_f + 2Y_r \\ &= -2C_f \left( \beta + \frac{l_f}{V} \gamma - \delta_f \right) - 2C_r \left( \beta - \frac{l_r}{V} \gamma \right) \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} I \frac{d\gamma}{dt} &= 2l_f Y_f - 2l_r Y_r + N_z \\ &= -2C_f \left( \beta + \frac{l_f}{V} \gamma - \delta_f \right) l_f + 2C_r \left( \beta - \frac{l_r}{V} \gamma \right) l_r + N_z \end{aligned} \quad (8)$$

ここで、 $C_f, C_r$  はコーナリングステイフネス、 $\beta$  は車両

横滑り角、 $\gamma$  は車両重心点におけるヨーレート、 $\alpha_f, \alpha_r$  は前後輪の車輪横滑り角、 $\delta_f$  は前輪舵角、 $m$  は車両重量、 $V$  は車両速度、 $I$  は車両慣性である。

各輪の垂直荷重  $F_{zij}$  は、前後・横横方向の加速度と各輪のアンチダイブ力によるロールモーメントによって変動し、以下のように表せる。

$$F_{z fj} = \frac{1}{2} \frac{l_r}{l} m g - a_x m \frac{h_g}{2l} + \text{sgn}(j) \frac{\rho_f}{d_f} (a_y m h_s + M_x) \quad (9)$$

$$F_{z rj} = \frac{1}{2} \frac{l_f}{l} m g + a_x m \frac{h_g}{2l} + \text{sgn}(j) \frac{\rho_r}{d_r} (a_y m h_s + M_x) \quad (10)$$

ここで、 $\rho_i$  はロール剛性前後配分比、 $h_g$  は重心高、 $h_s$  は重心高とロール軸の距離、 $a_x, a_y$  は前後・横方向加速度、 $\text{sgn}$  は符号関数である。ただし  $j = l(r)$  のとき、 $\text{sgn}(j) = -1(1)$  として扱う。

次に、各輪の制駆動力によるアンチダイブ力について説明する。駆動力  $F_{xi}$  が作用するときのサスペンションジオメトリを考えると、正負のアンチダイブ力は Fig. 3 のように接地点からサスペンションの瞬間回転中心までを結ぶ線と水平面のなす角度より決定される。このとき、前輪には負のアンチダイブ力、後輪には正のアンチダイブ力が働く。各輪の正負のアンチダイブ力は次式で与えられる。

$$u_{z fj} = -F_{x fj} \tan \phi_f \quad (11)$$

$$u_{z rj} = F_{x rj} \tan \phi_r \quad (12)$$

ここで、 $\phi_f, \phi_r$  は前後輪の瞬間回転中心角である。

また、インホイールモータ駆動では駆動力の作用点はタイヤ接地点であるのに対し、ドライブシャフト駆動の場合では車輪の回転軸となる<sup>8)</sup>。このため、インホイールモータ駆動では瞬間回転中心角はドライブシャフト駆動のものに比べて大きくなるため、より大きなアンチダイブ力を発生できるという特徴がある。

## 2.2 ロール運動

ロールに関する運動方程式は、Fig. 4 に示すように車両のロール軸周りの回転運動によるモーメントと車体全体に働く外力によるロールモーメントのつり合いにより表すことができる。そのため、車体のロールに対する重力の影響は無視できるほど小さいと、ロールモーメント  $M_{xall}$  からロール角  $\theta_r$  までの伝達関数は次式のように表せる。

$$\begin{aligned} \theta_r &= \frac{1}{(I_r s^2 + C_r s + K_r)} M_{xall} \\ &= \frac{1}{(I_r s^2 + C_r s + K_r)} (m h_s a_y + M_x) \end{aligned} \quad (13)$$

ここで、 $I_r$  はロール軸周りの慣性モーメント、 $C_r, K_r$  はサスペンションのダンパ係数、バネ定数である。

## 2.3 摩擦円の関係

車両安定化のために、各輪の制駆動力  $F_{xij}$  と横力  $F_{yij}$  及び垂直荷重  $F_{zij}$ 、各輪における最大摩擦係数  $\mu$  は常に次式を満たさなければならない。

$$\sqrt{F_{xij}^2 + F_{yij}^2} \leq \mu F_{zij} \quad (14)$$

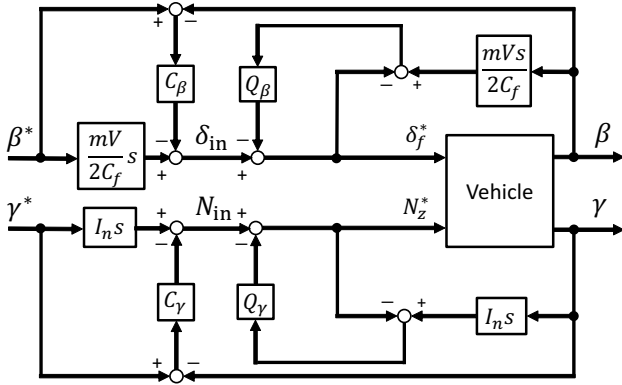


Fig. 6: Yaw rate and side slip angle controller.

この関係を摩擦円の関係と呼び Fig. 5 に示す。この式より各輪のタイヤ力の最大摩擦力に対する比を摩擦円使用率として各輪の負荷率  $\eta_{ij}$  を次のように定義する。

$$\eta_{ij} = \frac{\sqrt{F_{xij}^2 + F_{yij}^2}}{\mu F_{zij}} \simeq \frac{\sqrt{F_{xij}^2 + F_{yij}^2}}{\mu F_{zij}} \quad (15)$$

$\eta_{ij}$  は 1 に近いほどタイヤ力の限界に近いことを表す。

### 3 ヨーレートと車両横滑り角の独立制御<sup>6)</sup>

本章では、アクティブ操舵及び左右独立駆動を用いた、オブザーバによるヨーレート  $\gamma$  と車両横滑り角  $\beta$  の独立制御手法について説明する<sup>6)</sup>。これは  $\gamma$  の制御に対しては外乱オブザーバに基づくヨーモーメントオブザーバ (YMO) を設計し、 $\beta$  の制御にはラテラルフォースオブザーバ (LFO) を用いる手法である。

#### 3.1 ヨーモーメントオブザーバ (YMO)

車両のヨー方向の運動方程式 (8) の右辺において、タイヤに発生するコーナリングフォースによるヨーモーメントを  $N_t = 2l_f Y_f - 2l_r Y_r$  とし、さらに外乱ヨーモーメント  $N_d$  を考慮して、これらを  $N_{dt} = N_t + N_d$  とまとめると、式 (8) は以下のように表せる。

$$I \frac{d\gamma}{dt} = N_z + N_{dt} \quad (16)$$

$N_{dt}$  を外乱オブザーバで推定し、推定値  $\hat{N}_{dt}$  を一括補償するのが YMO である。ローパスフィルタのカットオフ周波数以下の領域では

$$\gamma = \frac{1}{I_n s} N_{in} \quad (17)$$

とノミナル化される。このとき、 $N_{in}$  はノミナル化されたプラントに対する、駆動力差モーメントによる制御入力である。

#### 3.2 ラテラルフォースオブザーバ (LFO)

車両横方向の運動方程式 (7) の右辺において、

$$Y_t = -2C_f(\beta + \frac{l_f}{V}\gamma) - 2C_r(\beta - \frac{l_r}{V}\gamma) - mV\gamma \quad (18)$$

とし、さらに外乱横力  $Y_d$  を考慮して、これらを  $Y_{dt} = Y_t + Y_d$  とまとめると、式 (7) は以下のように表せる。

$$mV\dot{\beta} = 2C_f\delta_f + Y_{dt} \quad (19)$$

式 (19) において  $\beta$  と  $\delta_f$  の信号が検出可能であるとすると、外乱オブザーバを構成すれば外乱は LFO により抑圧され、ローパスフィルタのカットオフ周波数以下の領域では

$$\beta = \frac{2C_f}{mVs} \delta_{in} \quad (20)$$

とノミナル化できる。このとき、 $\delta_{in}$  はノミナル化されたプラントに対する操舵による制御入力である。

このように  $\gamma$  と  $\beta$  に外乱オブザーバを構成することで 2 変数を独立に制御することができ、さらにプラント変動に対してロバスト性が高い制御が行えるようになる。本手法のブロック線図を Fig. 6 に示す。

## 4 最大負荷率最小化のための駆動力配分

第 3 章で説明した手法により、ヨーレートと車両横滑り角を独立に制御することができる。しかし、四輪独立駆動を考えると、制御の自由度は操舵角と駆動力差モーメントの他に左右輪の駆動力に対する前後輪への配分が存在する。このため、この冗長性を利用して適切に駆動力を配分することにより、更なる車両安定性の向上を達成することができる。

そこで本章では、車両安定性向上のための駆動力配分として最大負荷率  $\max(\eta_{ij})$  を最小化する手法を提案する。

### 4.1 最大負荷率を抑制するための条件

本節では第 3 章で紹介したような、ヨーレート指令値  $\gamma^*$ 、車両横滑り角指令値  $\beta^*$ 、操舵角指令値  $\delta_f^*$  が既知である場合を想定した  $\max(\eta_{ij})$  を最小化するための駆動力の条件について説明する。

$\gamma^*$ 、 $\beta^*$ 、 $\delta_f^*$  が既知であるので、線形二輪モデルの仮定により前後輪の横力指令値  $F_{yi}^*$  は次のように表せる。

$$F_{yfl}^* \simeq F_{yf}^* = -C_f \left( \beta^* + \frac{l_f}{V} \gamma^* - \delta_f^* \right) \quad (21)$$

$$F_{yrl}^* \simeq F_{yr}^* = -C_r \left( \beta^* - \frac{l_r}{V} \gamma^* \right) \quad (22)$$

このとき、以下の関係を満たす駆動力  $F_{xij}$  を求める。

$$\min\{\max(\eta_{fl}, \eta_{fr}, \eta_{rl}, \eta_{rr})\} \quad (23)$$

$$\eta_{ij} = \frac{\sqrt{F_{xij}^2 + F_{yi}^2}}{\mu F_{zij}} \quad (24)$$

まず、左右独立駆動から四輪独立駆動にすることで、どのような冗長性が利用できるようになるかを考察する。左右独立駆動では次式 (25) のように制御入力を総駆動力  $F_{xall}$ 、直接ヨーモーメント  $N_z$  とすると、左右輪の駆動力  $F_{xL}$ 、 $F_{xR}$  は一意に決定される。

$$\begin{bmatrix} F_{xall} \\ N_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -\frac{d_f}{2} & \frac{d_r}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{xL} \\ F_{xR} \end{bmatrix} \quad (25)$$

次に、駆動輪を四輪独立駆動に拡張することで、 $F_{xL}$ 、 $F_{xR}$  は次のように書き直せる。

$$F_{xL} = F_{xfl} + F_{xrl} \quad (26)$$

$$F_{xR} = F_{xfr} + F_{xrr} \quad (27)$$

そのため、四輪独立駆動にすることで制御入力には  $F_{xL}$ ,  $F_{xR}$  をそれぞれ前後輪に配分する自由度が利用できるようになる。

ここで、 $F_{xL}$ ,  $F_{xR}$  は  $F_{xall}$  と  $N_z$  から一意に求まることから、例えば  $F_{xfl}$  と  $F_{xfr}$  を決定することにより、 $F_{xrl}$  及び  $F_{xrr}$  は式 (26), (27) の関係により求めることができる。また、本条件下では  $F_{xL}$  と  $F_{xR}$  は拘束されていることから、右前後輪もしくは左前後輪の駆動力配分に起因する反対側の車輪の負荷率変動は生じない。そのため、左右輪それぞれの最大負荷率を抑制する駆動力配分は互いに干渉せず、個別に考えることができる。つまり、 $\max(\eta_{fl}, \eta_{rl})$  を最小化する  $F_{xfl}$  と、 $\max(\eta_{fr}, \eta_{rr})$  を最小化する  $F_{xfr}$  を求めることができれば、その駆動力は式 (23) を満たす配分となる。

#### 4.2 駆動力配分則 (DFDL $\min(\eta_{ij})$ )

例として、 $\max(\eta_{fl}, \eta_{rl})$  を最小化する  $F_{xfl}$  を求める。このとき、次の (a), (b) の場合分けによって最適な  $F_{xfl}$  を求めることができる。

(a)  $F_{xfl} = F_{xL}$  または  $F_{xrl} = F_{xL}$  とした際の  $\eta_{fl}$  と  $\eta_{rl}$  をそれぞれの条件で比較する。このとき、駆動力が零の車輪の負荷率が、駆動力をすべて配分した車輪よりも大きい場合、これが  $\max(\eta_{fl}, \eta_{rl})$  を最小化する駆動力配分となる。

(b) (a) が成り立たない場合、 $\max(\eta_{fl}, \eta_{rl})$  を最小化する条件は  $\eta_{fl} = \eta_{rl}$  である。そのため、このとき  $F_{xfl}$  は次式を満たす必要がある。

$$\frac{F_{xfl}^2 + F_{yf}^{*2}}{(\mu F_{zfl})^2} = \frac{(F_{xL} - F_{xfl})^2 + F_{yr}^{*2}}{(\mu F_{zrl})^2} \quad (28)$$

ここで、 $a = \frac{1}{(\mu F_{zfl})^2}$ ,  $b = \frac{1}{(\mu F_{zrl})^2}$  とし、式をまとめる。

$$0 = a(F_{xfl}^2 + F_{yf}^{*2}) - b\{(F_{xL} - F_{xfl})^2 + F_{yr}^{*2}\} \quad (29)$$

さらに、横力の項を  $Y = aF_{yf}^{*2} - bF_{yr}^{*2}$  とまとめ、 $F_{xfl}$  の式に直すと

$$0 = (a - b)F_{xfl}^2 + 2bF_{xL}F_{xfl} + Y - bF_{xL}^2 \quad (30)$$

となり二次方程式に書き換えられる。これを解くと、 $F_{xfl}$  は次のように求まり、同時に式 (26) の関係から  $F_{xrl}$  が求まる。

$$F_{xfl} = \frac{-bF_{xL} \pm \sqrt{abF_{xL}^2 - (a - b)Y}}{a - b} \quad (31)$$

ここで、式 (31) により求めた2つの解 ( $F_{xfl1}$ ,  $F_{xrl1}$ ), ( $F_{xfl2}$ ,  $F_{xrl2}$ ) を式 (24) に代入し、 $\max(\eta_{fl}, \eta_{rl})$  の比較を行う。このとき、 $\max(\eta_{fl}, \eta_{rl})$  が小さい方の駆動力が最大負荷率を最小化する配分である。このとき、式 (31) が虚数解をもつ場合は (a) により最大負荷率を抑制できる条件である。

以上の計算を右輪と左輪にて行うことにより、式 (23) を満たす駆動力配分を求めることができる。一般的に最大負荷率を最小化する駆動力・横力配分は非線形最適化問題であり、反復計算や近似解法が必要であるが<sup>9)</sup> 本条件下であれば最適な駆動力配分は簡易な場合分けと計算で求めることができる。

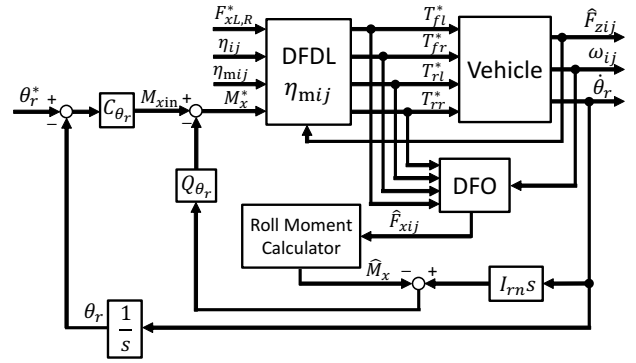


Fig. 7: Roll controller using wheel margin of workload.

Table 2: Parameters of reference model.

	$I_r$	$C_r$	$K_r$
Plant	$1.1 \times 10^2$	$4.7 \times 10^3$	$2.1 \times 10^4$
Reference model	$1.1 \times 10^2$	$2.0 \times 10^3$	$1.5 \times 10^4$

## 5 ロール制御<sup>10)</sup>

第4章において、最大負荷率を抑制する駆動力配分を求めた。本条件下では、前後輪の横力指令値が既知であり、左右の駆動力配分を独立に扱うことができるため、片輪側の駆動力配分はもう片輪側の最大負荷率に影響を与えない。そのため、最大負荷率に寄与しない側の前後輪の負荷率には最大負荷率までに余裕が存在する。本稿ではこれを余剰負荷率  $\eta_{mij}$  と呼ぶ。また、 $\max(\eta_{ij})$  まで出力できる制駆動力を  $F_{x mij}$  とする。

本章では、この前後輪の  $\eta_{mij}$  をロール制御に利用する手法の説明を行う。これにより、4輪の最大負荷率に影響を与えることなく、車両の姿勢制御により乗り心地の向上を実現することができる。

### 5.1 制御系設計

Fig. 7にロール制御系のブロック図を示す。ロール角指令値  $\theta_r^*$  は規範モデルにより生成される。ロール制御系から生成されたロールモーメント指令値  $M_x^*$ 、第4章の駆動力配分則によって生成された左右輪の駆動力指令値  $F_{xL}^*$ ,  $F_{xR}^*$ 、駆動力配分による余剰負荷率  $\eta_{mij}$  により、最大負荷率を超えない範囲内でアンチダイブ力を発生させる駆動力配分が再決定される。 $\dot{\theta}_r$  はジャイロセンサにより取得したロール角速度であり、本稿ではこれを積分することによりロール角  $\theta_r$  を取得する。

### 5.2 規範モデルによる指令値生成

ロール角指令値は、実車両が旋回を行った際に出力されるロール角が実車両と比較して小さくなるように設定した。規範モデルを式 (32) に示す。

$$\theta_r^* = \frac{1}{(I_{rn}s^2 + C_{rn}s + K_{rn})} M_{xall}^* \quad (32)$$

ここで、各パラメータ値を Table 2 の様に設定した。

規範モデルに入力するロールモーメント  $M_{xall}^*$  は式 (13), (21), (22) より次のように生成する。

$$M_{xall}^* = mh_s a_y^* \quad (33)$$

$$a_y^* = \frac{2F_{yf}^* + 2F_{yr}^*}{m} \quad (34)$$

### 5.3 ロールモーメントオブザーバ (RMO)

ロール方向の運動方程式 (13) において、外乱ロールモーメントを  $M_d$  とし、Fig. 7 のように外乱オブザーバを構成する。  $M_{dt} = mhga_y - C_r \dot{\theta}_r - K_r \theta_r + M_d$  を外乱としてまとめると、式 (13) は以下のように表せる。

$$I_r \frac{d\theta_r}{dt} = M_x + M_{dt} \quad (35)$$

$M_{dt}$  を外乱オブザーバで推定し、推定値  $\hat{M}_{dt}$  を一括補償するのが RMO である。ローパスフィルタのカットオフ周波数以下の領域では

$$\theta_r = \frac{1}{I_{rn}s} M_{xin} \quad (36)$$

とノミナル化される。このとき、 $M_{xin}$  はノミナル化されたプラントに対する、前後輪の駆動力差による制御入力である。ここで、 $F_{xij}$  は Fig. 7 の Driving Force Observer (DFO)<sup>11)</sup> にて推定しており、 $M_x$  は式 (6) の Roll Moment Calculator にて推定している。

### 5.4 余剰負荷率を用いた駆動力再配分 (DFDL $\eta_{mij}$ )

以上のロール制御系において、余剰負荷率  $\eta_{mij}$  を有する車輪を利用してアンチダイブ力を発生させる。ただし、これは最大負荷率を超えない範囲で行う必要があるため、Fig. 7 の  $F_{xL}^*$ ,  $F_{xR}^*$ ,  $\eta_{mij}$  により、ロール制御に用いる駆動力にリミッタを設ける。

まず、 $\eta_{mij}$  を次のように定義する。

$$\eta_{mij} = \sqrt{\max(\eta_{ij})^2 - \eta_{ij}^2} \quad (37)$$

第4章の計算により4輪の  $\eta_{ij}$  と  $\max(\eta_{ij})$  が求まるため、4輪の  $\eta_{mij}$  も同様に求めることができる。そして、 $\max(\eta_{ij}) = \eta_{ij}$  となる車輪と反対側の前後輪において  $\eta_{mij}$  を利用したロール制御を行う。このとき、車輪が  $\max(\eta_{ij})$  まで出力できる最大駆動力  $F_{xmir}$  は次のように表される。

$$F_{xmir} = \mu F_{zij} \sqrt{\max(\eta_{ij})^2 - \left(\frac{F_{yi}^*}{\mu F_{zij}}\right)^2} \quad (38)$$

次に、ロール制御によって再配分する駆動力を算出する。ここでは例として右輪の駆動力  $F_{xR}^*$  の再配分について説明する。右前後輪に再配分させる駆動力  $F'_{xfr}$ ,  $F'_{xrr}$  は式 (6), (11), (12) より次のように表される。

$$\begin{bmatrix} F'_{xR} \\ M'_x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ \frac{d_f}{2} \tan \phi_f & -\frac{d_r}{2} \tan \phi_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F'_{xfr} \\ F'_{xrr} \end{bmatrix} \quad (39)$$

このとき、式 (39) の配分により求まる  $F'_{xfr}$ ,  $F'_{xrr}$  が次の不等式を満たすとき、最大負荷率を超えずにロール角を規範モデルに追従させることができる。

$$|F'_{xfr}| < |F_{xmfrr}|, |F'_{xrr}| < |F_{xmrr}| \quad (40)$$

式 (40) を負荷率で表すと次式のような関係となる。

$$\eta'_{ij} < \max(\eta_{ij}) \quad (41)$$

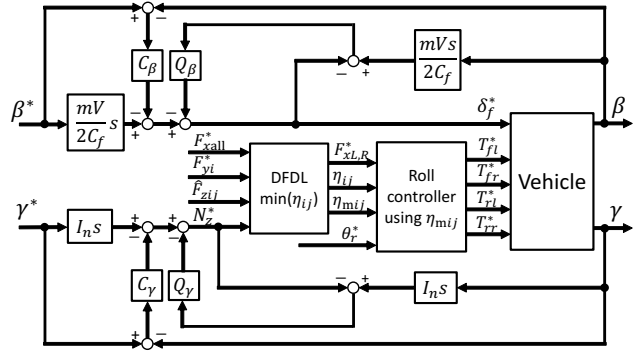


Fig. 8: Control system.

Table 3: Driving force redistribution.

	$\eta_{mrr} \geq \eta_{mfr}$	$\eta_{mrr} < \eta_{mfr}$
$M_x \geq 0$	$i = f, \text{sgn}(k) = 1$	$i = r, \text{sgn}(k) = -1$
$M_x < 0$	$i = f, \text{sgn}(k) = -1$	$i = r, \text{sgn}(k) = 1$

式 (40) が成り立たない場合は、この再配分により最大負荷率を更新し、車両安定性の低下に繋がる。そのため、このとき最大負荷率を上回らないように、余剰負荷率が小さい車輪には駆動力を次のように再配分する。

$$F'_{xir} = \text{sgn}(k) F_{xmir} \quad (42)$$

ただし、 $i, \text{sgn}(k)$  の条件は Table 3 のように定める。また、もう片輪の配分は式 (27) の関係により求める。これにより、最大負荷率を更新しない範囲内でロール運動を抑制する制駆動力を再配分することができる。

また、本稿では駆動力のリミットを余剰負荷率  $\eta_{mij}$  から定義しているが、これをある負荷率  $\eta_{limit}$  まで許容する駆動力配分とすることもできる。これにより、近年研究されているインホイールモータを用いた制振制御<sup>12)</sup>なども  $\eta_{limit}$  以下の領域にて行うことができる。

## 6 シミュレーション

提案した制御系の有効性をシミュレーションにて確認する。全体の制御系を Fig. 8 に示す。比較として、従来法を Fig. 6 のように駆動力の均等配分によってヨーレート  $\gamma$  と車両横滑り角  $\beta$  を制御する手法、提案法 1 を Fig. 8 のうち  $\gamma$  と  $\beta$  の制御と負荷率を抑制する駆動力配分を行う手法、提案法 2 を提案法 1 に余剰負荷率を用いたロール制御を行う手法として検討する。

車両パラメータは Table 1 に示す FPPEV2-Kanon の値を用いる。ロール剛性配分は簡単のため  $\rho_f = \rho_r = 0.5$  とした。車輪と路面間の摩擦係数は乾いたコンクリートを想定し、 $\mu_{max} = 0.7$  とした。ヨーレート制御、車両横滑り角制御、ロール制御のゲインはそれぞれ式 (17), (20), (13) に示すモデルを用いて閉ループ極が  $-5 \text{ rad/s}$  となるように極配置法により求めた。また、YMO, LFO, RMO の極は  $-10 \text{ rad/s}$  とした。

走行軌道は Fig. 9 に示すようなレーンチェンジ軌道とする。初期速度  $15 \text{ km/h}$  で走行し、 $1 \text{ s}$  後に総駆動力指令値  $800 \text{ N}$  を入力して加速を行う。走行軌道は事前に取得しているものとし、モデル予測制御<sup>13)</sup>を用いて指令値  $\gamma^*, \beta^*$  を計算し軌道追従を行う。等式制約

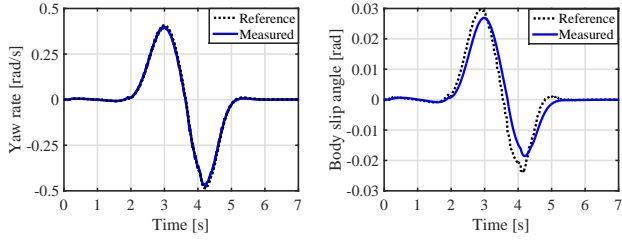
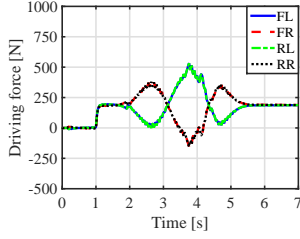
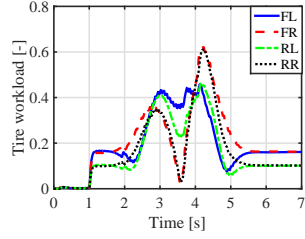
(a) Yaw rate  $\gamma$ (b) Body side slip angle  $\beta$ (c) Driving force  $F_{xij}$ (d) Tire workload  $\eta_{ij}$ 

Fig. 10: Conventional method.

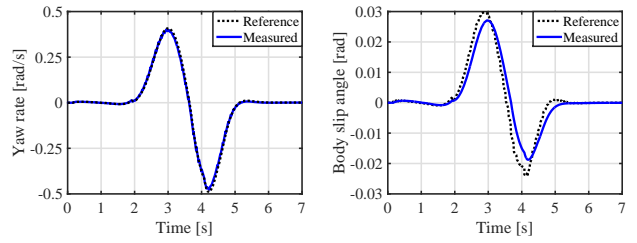
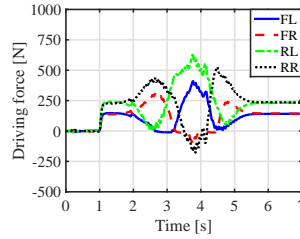
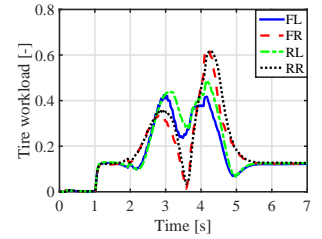
(a) Yaw rate  $\gamma$ (b) Body side slip angle  $\beta$ (c) Driving force  $F_{xij}$ (d) Tire workload  $\eta_{ij}$ 

Fig. 11: Proposed method 1.

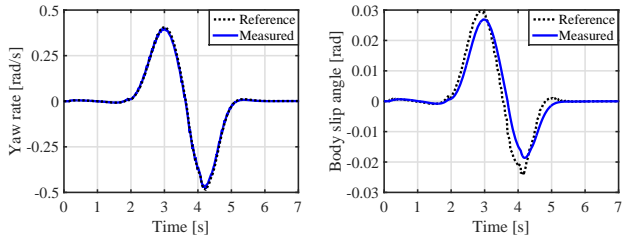
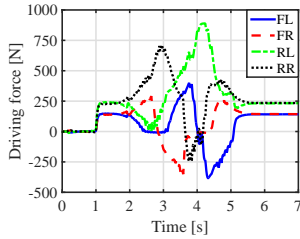
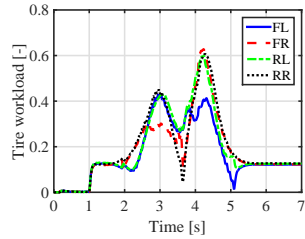
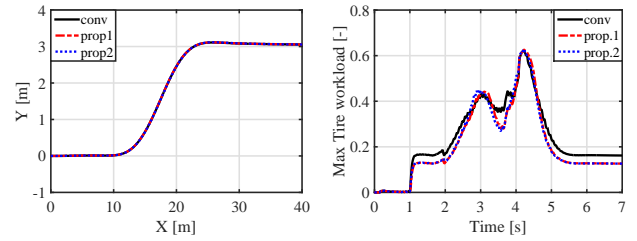
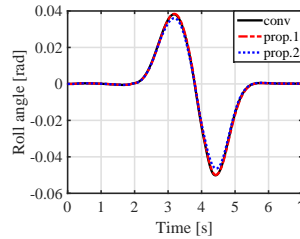
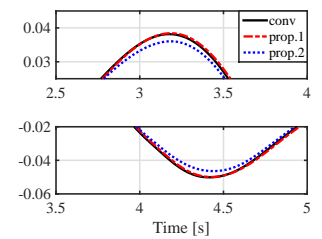
(a) Yaw rate  $\gamma$ (b) Body side slip angle  $\beta$ (c) Driving force  $F_{xij}$ (d) Tire workload  $\eta_{ij}$ 

Fig. 12: Proposed method 2.



(a) Trajectory

(b) Max( $\eta_{ij}$ )(c) Roll angle  $\theta_r$ 

(d) Expansion of (c)

Fig. 13: Comparison of each condition.

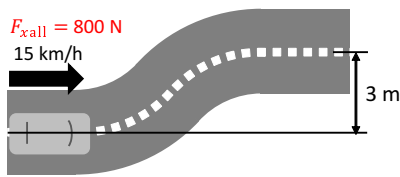


Fig. 9: Simulation condition.

条件は式 (43) のように線形二輪モデルを用い、評価関数は式 (44) のようにした。

$$\begin{bmatrix} \beta[k+1] \\ \gamma[k+1] \\ y[k+1] \\ \theta[k+1] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 0 & 0 \\ V\Delta t & 0 & 1 & V\Delta t \\ 0 & \Delta t & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta[k] \\ \gamma[k] \\ y[k] \\ \theta[k] \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{2C_f}{mV}\Delta t \\ \frac{2C_f l_f}{I}\Delta t \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \delta_f[k] \quad (43)$$

$$a_{11} = 1 - 2\frac{C_f + C_r}{mV}\Delta t, \quad a_{12} = \left(-1 - 2\frac{C_f l_f - C_r l_r}{mV^2}\right)\Delta t$$

$$a_{21} = -2\frac{C_f l_f - C_r l_r}{I}\Delta t, \quad a_{22} = 1 - 2\frac{C_f l_f^2 + C_r l_r^2}{IV}\Delta t$$

$$J = \sum_{k=1}^{H_p} \left( \|\hat{\mathbf{x}}[k] - \mathbf{x}_{\text{ref}}[k]\|_{\mathbf{Q}[k]}^2 + \|\Delta \hat{u}[k]\|_{\mathbf{R}[k]}^2 \right) \quad (44)$$

$$\mathbf{Q} = \text{diag}[Q_\beta \quad Q_\gamma \quad Q_y \quad Q_\theta], \quad \mathbf{R} = R_u \quad (45)$$

$$\mathbf{x}_{\text{ref}} = [\beta_{\text{ref}}[k] \quad \gamma_{\text{ref}}[k] \quad y_{\text{ref}}[k] \quad \theta_{\text{ref}}[k]] \quad (46)$$

ここで、 $\mathbf{x} = [\beta \quad \gamma \quad y \quad \theta]$ ,  $u = \delta_f$  である。また、 $\Delta t = 80$  ms,  $H_p = 40$ ,  $R = 50$ ,  $Q_y = 1$ ,  $Q_\theta = 1$  とし、Fig. 8 の制御器のサンプリング周期は 0.2 ms とした。以上の条件により、従来法と提案法について走行軌道及び車輪の最大負荷率とロール角の比較を行う。

Fig. 10–13 に各条件におけるシミュレーション結果を示す。まず、いずれの条件においてもヨーレート、車両横滑り角は指令値に追従している。その結果、Fig. 13(a) のように同様の走行軌道となっていることが確認できる。次に駆動力配分と負荷率について考察する。従来法では加速によって前後輪に荷重変動が生じている場合でも Fig. 10(c) のような各輪均等配分を行っているため、負荷率は Fig. 10(d) のように後輪と比べて

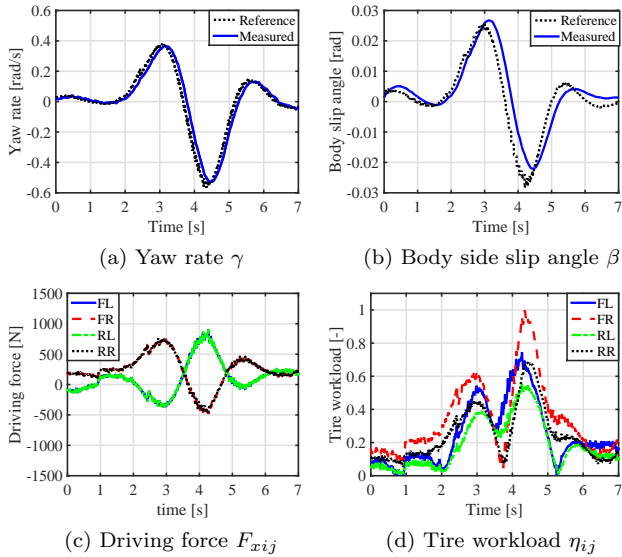


Fig. 14: Conventional method.

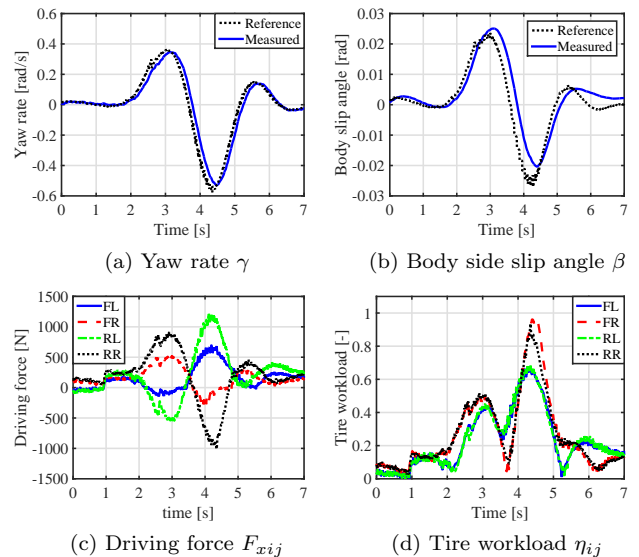


Fig. 15: Proposed method 1.

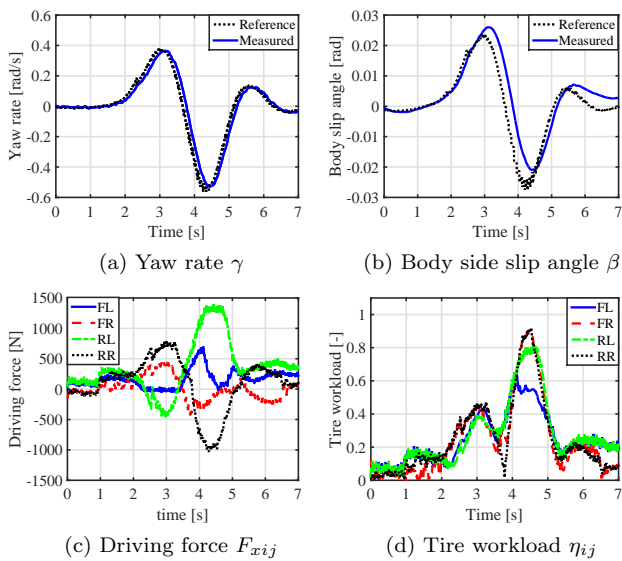


Fig. 16: Proposed method 2.

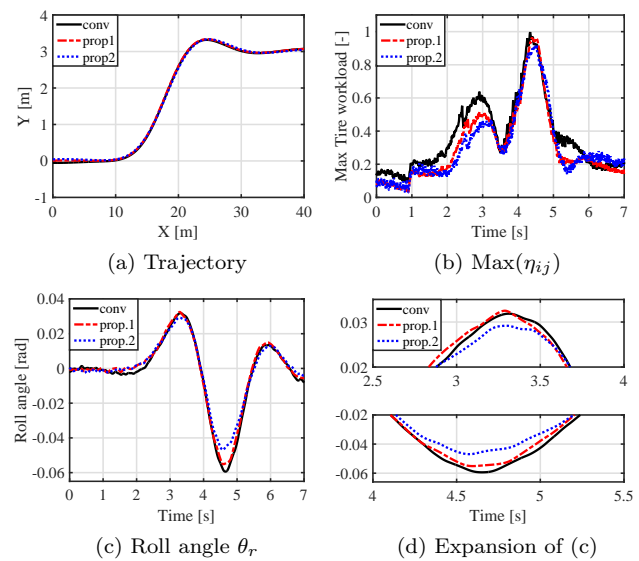


Fig. 17: Comparison of each condition.

前輪の方が大きくなっている。提案法 1 では左右それぞれの前後輪の負荷率の差がなるべく小さくなるように駆動力配分を行っているため、Fig. 11(c) のように加速時では後輪の配分比を大きくしている。そのため、Fig. 11(d) のように左右それぞれの前後輪の負荷率が等しくなり、従来法と比較して最大負荷率が抑制されている。提案法 2 では Fig. 12(c) のように余剰負荷率を有する車輪において、前後輪における駆動力差を出力することによってアンチダイブ力によるロールモーメントを発生させている。また、Fig. 12(d) より最大負荷率は提案法 1 と同様の傾向となっており、最大負荷率を超えない範囲内で余剰負荷率を有効に使用していることが確認できる。

続いて各条件における最大負荷率とロール角を比較する。最大負荷率は Fig. 13(b) より、提案法 1, 2 は従来法のものと比較して全体的に抑制されており、適切な駆動力配分によって車両安定性の向上を実現していることが確認できる。さらに、Fig. 13(c), 13(d) に示すロール角については、提案法 2 による余剰負荷率を

用いたアンチダイブ力により、操舵時におけるロール運動を抑制している。このアンチダイブ力は最大負荷率に影響を及ぼしていないことから、提案法 2 の配分により車両安定化と上下方向の姿勢制御が同時に実現できていることがシミュレーションによって確認することができた。

## 7 実験

従来法及び提案法を用いてシミュレーションと同様の条件にて実験を行った。走行条件は大学内のグラウンドで車速 15 km/h まで加速し、モデル予測制御により参照軌道に追従させる。その際、総駆動力指令値  $F_{xall} = 800$  N を入力し、加速を行った。ただし、車両横滑り角  $\beta$  は横滑り角オブザーバ<sup>14)</sup> によって推定した値を用いた。

Fig. 14–17 に各条件における実験結果を示す。まず、シミュレーションと同様にいずれの条件においてもヨーレート、車両横滑り角は同様の値となっており、Fig. 17(a) のように走行軌道はそれぞれの条件でほぼ一致していることが確認できる。次に、駆動力配分と

負荷率の比較を行う。従来法では Fig. 14(c) のように駆動力を各輪に均等配分しているため、負荷率は Fig. 14(d) のように前輪に大きく配分されている。特に 4-5 s の右旋回時には右前輪の負荷率が大きく上昇し、スリップしやすい状態となっていることが確認できる。提案法 1 では Fig. 15(c) より加速時では負荷率が上昇しにくい後輪に駆動力を大きく配分している。その結果、負荷率は Fig. 15(d) のように左右それぞれの前後輪の負荷率の差が小さくなるように配分され、従来法と比較して最大負荷率が低減できていることが確認できる。提案法 2 では提案法 1 と比較すると、Fig. 16(c) のように余剰負荷率を有する前後輪において、ロールモーメント指令値を満たすように駆動力が配分され、アンチダイブ力を発生している。その結果、最大負荷率は Fig. 16(d) のように提案法 1 と同様の傾向になっており、この最大負荷率に影響を与えない範囲内で余剰負荷率をアンチダイブ力に使用していることが確認できる。

続いて各条件における最大負荷率とロール角を比較する。最大負荷率は Fig. 17(b) のように、提案法 1, 2 は、従来法と比較して全体的に最大負荷率を低減し、スリップしにくい配分となっていることが確認できる。さらに、Fig. 17(c), 17(d) より、提案法 2 のアンチダイブ力によって操舵時におけるロール運動が抑制されていることが確認できる。また、このロール角の変化も従来法、提案法 1 と比較して緩やかなものになっており、乗り心地の向上効果が得られている。右旋回のピーク時では特にロール角の抑制効果が見られ、均等配分と比較するとロール角を約 21 % 抑制しており、ロール角制御による姿勢維持の効果が確認できる。以上により、本提案手法によりヨーレートと車両横滑り角を同時に制御しつつ、駆動力配分による最大負荷率の低減と余剰負荷率を用いたロール制御によって、車両の安定性向上と乗り心地の向上が同時に実現できることが実験によって確認することができた。

## 8 まとめ

本稿では、アクティブ操舵と四輪独立駆動可能な電気自動車におけるタイヤの余剰負荷率を用いたヨーレート、車両横滑り角、ロール角の 3 自由度制御手法について検討した。従来でもヨーレートと横滑り角の独立制御法についての検討がされてきたが、四輪独立駆動の冗長性を利用して最大負荷率を抑制する駆動力配分は考慮されていなかった。そこで、本稿ではヨーレートと横滑り角の指令値が既知であれば、最大負荷率を最小化する駆動力配分が簡易な計算で求められ、安定性を向上可能であることを示した。さらに、最大負荷率に寄与しない車輪において余剰負荷率を用いることによって、車両安定性を損なうことなくロール角を制御するためのアンチダイブ力を発生させる手法を提案した。この提案法によって左右均等配分と比較して、最大負荷率の抑制とロール運動の抑制を同時に実現し、安定性と乗り心地向上が同時に実現できることをシミュレーション及び実験にて確認した。

## 9 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）及び、文部科学省科学研究費補助金（課題番号:22246057 及び 26249061）によって行われたことを付記する。

## 参考文献

- 1) M. Nagai, M. Shino, and F. Gao : Study on integrated control of active front steering angle and direct yaw moment, *JSAE Review*, Vol. 23, No. 3, pp. 309-315 (2002)
- 2) R. Tchamna, and I. Youn : Yaw rate and side-slip control considering vehicle longitudinal dynamics, *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 14, No. 1, pp. 53-60 (2013)
- 3) R. Wang, H. Zhang, and J. Wang : Linear parameter-varying controller design for four-wheel independently actuated electric ground vehicles with active steering systems, *IEEE Trans. Control System Technology*, Vol. 22, No. 4, pp. 1281-1296 (2014)
- 4) L. Zhai, T. Sun, and J. Wang : Electronic stability control based on motor driving and braking torque distribution for a four in-wheel motor drive electric vehicle, *IEEE Trans. Vehicular Technology*, Vol. 65, No. 6, pp. 4726-4739 (2016)
- 5) Y. Hori : Future vehicle driven by electricity and control research on four-wheel-motored "UOT Electric March II", *IEEE Trans. Industrial Electronics*, Vol. 51, No. 5, pp. 954-962 (2004)
- 6) 山内雄哉, 藤本博志 : 電気自動車におけるヨーモーメントオブザーバとラテラルフォースオブザーバを用いた車両姿勢制御法, *電気学会論文誌 D*, Vol. 130, No. 8, pp. 939-944 (2010)
- 7) 安部正人 : 自動車の運動と制御, 東京電機大学出版局 (2012)
- 8) M. Kamachi, K. Walters : A research of direct yaw-moment control on slippery road for in-wheel motor vehicle, *EVS-22 Yokohama*, pp.2122-2133 (2006)
- 9) 下屋直人, 藤本博志 : 電気自動車における Minimax 問題の解の性質を利用したタイヤ負荷率最小化のための駆動力及び横力配分の高速解法, *機械学会 第 25 回交通・物流部門大会*, No.16-36, 3104 (2016)
- 10) N. Ochi, H. Fujimoto and, Y. Hori : Proposal of roll angle control method using positive and negative anti-dive force for electric vehicle with four in-wheel motors, *Proc. IEEE International Conference on Mechatronics*, pp. 815-820 (2013)
- 11) 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, *電気学会論文誌 D*, Vol. 131, No. 5, pp. 721-728 (2011)
- 12) 勝山悦生, 大前彩奈 : インホイールモータを用いたばね下逆スカイフックダンパ制御による乗り心地の研究, *自動車技術会 2016 年春季大会*, S127, pp. 674-679 (2016)
- 13) J. Mattingley and S. Boyd : CVXGEN: A code generator for embedded convex optimization, *Optimization and Engineering*, Vol. 13, No. 1, pp. 1-27 (2012)
- 14) 青木良文, 堀洋一 : 電気自動車における車体すべり角オブザーバのロバスト化と実車データによる検証, *電気学会論文誌 D*, Vol. 125, No. 5, pp.467-472 (2005)