

電動駆動装置と摩擦制動装置の応答差に着目したロール量低減手法

豊田 博充^{1) 2)} 阮 平明¹⁾ 永井 栄寿¹⁾ 藤本 博志¹⁾ 澤瀬 薫²⁾

Improving roll dynamics by utilizing on the response difference between electric drive system and friction brake system.

Hiromitsu TOYOTA Binh-Minh NGUYEN Sakahisa NAGAI Hiroshi FUJIMOTO Kaoru SAWASE

Sometimes, enhancing the performance of lateral dynamics control by integrated driving and braking forces might degrade the roll posture behavior. Therefore, we focus on the lateral dynamics and roll posture behavior, and response difference between On Board Motor System and Friction Brake System, proposing a frequency-separate-based integrated driving and braking force control of all wheels. It successfully reduces the mean value of roll angle by 4 to 9 % in comparison with the conventional control method.

KEY WORDS: Vehicle Dynamics, Brake System, Motion control, On Board Motor, Frequency Separation (B1)

1 はじめに

近年、車両の操縦性とロール安定性の重要性が高まっております⁽¹⁾⁽²⁾、その要素技術として左右駆動力差を用いたトルクベクタリング装置や横滑り防止装置付摩擦ブレーキシステム(以下FBS)を用いた平面3自由度運動性能向上技術が存在⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾する。また前述装置を用いたバネ上姿勢制御技術も存在⁽⁶⁾⁽⁷⁾する。さらには駆動モータとFBSの協調制御を行い平面3自由度運動性能向上⁽⁸⁾やロール挙動安定化技術⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾が存在する。

しかしながら駆動モータを用いたバネ上姿勢制御はインホイールモータ(以下IWM)の事例が多く、現在の量産車種の主流であるオンボードモータシステム(以下OBMS)を用いた事例は少ない。

またOBMSとFBSを用いた平面3自由度運動性能向上とロール挙動安定化に関する先行研究⁽¹¹⁾は存在するが、FBS作動域がタイヤ摩擦限界付近での作動であることや、優先順位に応じて制御を切り替える技術であり、横Gが低いエリアから駆動力と制動力を積極的に協調する技術ではない。また速い応答速度でFBSを制御すると不快なノイズが発生するため、常用域での制御は限られた性能となる。さらにこれら先行研究はOBMSとFBSとの応答特性の違いを考慮していないため、OBMSとFBSで協調制御する場合はアクチュエータの作動位相差による制御不安定などの懸念もある。

そこで本著ではトルクベクタリング機能を有する車両を前提に、OBMSとFBSとの応答差に着目した制御を構築し、平面3自由度運動性能向上とロール挙動の安定化を両立する制御則を提案する。

本著の貢献は次の3つである。

第1の貢献はトルクベクタリング時におけるヨーレイトおよび横Gと、ロール挙動安定化を両立する周波数分離制御則の提案。

第2の貢献は提案制御則の制御的安定性が従来制御則よりも向上していることを理論的に証明。

第3の貢献は本提案制御則が有効であることを実車検証。本著の構成は、第2章で制駆動力がバネ上姿勢に及ぼす影響とトルクベクタリング制御輪最適配置を示し、第3章ではトルクベクタリング制御時のロール挙動安定化制御則である周波数分離制御を示し、第4章では従来手法と提案手法の安定解析の比較検証を示し、第5章で従来手法と提案手法の実車検証結果を示し、最後の第6章でまとめと今後を示す。

2 トルクベクタリングがロール挙動に及ぼす影響

2.1 サスペンション形式とバネ上姿勢の関係

現在サスペン形式は様々な形式が存在するが、概ね以下の形式に集約されている⁽¹²⁾。

Table 1 Suspension Type

		Suspension Type	
		Front Suspension	Rear Suspension
Vehicle Category	Small size	Strut	(2WD)Torsion Beam
	Mid size		(4WD)De Dion etc.
	Big size	Double Wishbone Multi Link	Double Wishbone
	High Perf. Frame		Rigid Axle

サスペンションは乗り心地や操縦安定性能等、様々な制約に基づき設計する必要があるため、バネ上挙動のみを考慮したサスペンション形式設定やジオメトリ設計を行うことはできない。さらにサスペンション形式に応じて限られた条件の中でサスペンションジオメトリを設計する必要があるため、表1の組み合わせの場合、制駆動力がバネ上姿勢に及

1) 東京大学(277-8561 千葉県柏市柏の葉5丁目1-5)
2) 三菱自動車工業(444-0908 愛知県岡崎市橋目町中新切1)

ばす影響はリアの方が大きくなる傾向でセッティングされる。

2.2 制駆動力がバネ上姿勢に及ぼす影響

OBMS による駆動力はサスペンションには伝わらず、デファレンシャルギヤを介して車体に伝わるため、各輪の駆動力はタイヤのホイールセンタとサスの瞬間中心(以下 ICR)を結ぶ線となす角(θ_{anu}^{OBM} , θ_{asq}^{OBM})の \tan 成分が上下力として作用する。一方で摩擦制動力はサスペンションを介して車体に伝わるため各輪の制動力はタイヤの接地点とサスの ICR を結ぶ線となす角(θ_{and}^{FB} , θ_{atl}^{FB})の \tan 成分が上下力として作用する。これらの関係を図 1 に示す。また IWM もサスペンションを介して車体に伝わるため各輪の駆動力は FBS と同等の上下力が作用する。したがって OBMS による上下力は IWM や FBS の上下力より小さいことがわかる。ここで F_D^i , F_B^i は各輪制駆動力[N] ($i = fr, fl, rr, rl$) である。

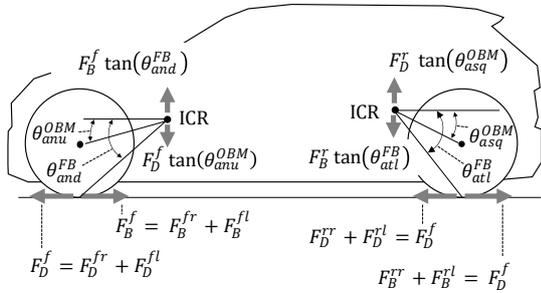


Fig. 1. Anti-Tail Lift, Anti-Squat, Anti-Nose Dive, Anti-Nose Up Force

2.3 トルクベクタリング制駆動力最適配置

図 2 の左図は右旋回中の荷重移動を考慮した各輪最適駆動力配分の図である。この図の通り右旋回時は左輪(外輪)の垂直荷重が大きくなるため、左輪の駆動力を増加させつつ右輪の駆動力を低減させることで限界性能を高めるられる。またこの時、左右輪間の制駆動力差から生じるダイレクトヨーモーメント M_z^{DYM} (以下 DYM) を制御することで、さらに操縦性や安定性を高めることが可能であり、平面 3 自由度性能の向上が行える⁽¹³⁾。

車両全体に働くロールモーメントを M_x , 横加速度によって働くロールモーメントを M_x^G , 各アンチフォースによって働くロールモーメントを M_x^{DRM} , トレッドを d とすると式 (2.1), (2.2) が成立する。トルクベクタリング制御時、目標ヨーレートに対して実際のヨーレートが低い場合、リアのダイレクトロールモーメント(以下 DRM) M_x^{DRM} は横加速度によって働くロールモーメント M_x^G に対して逆向きに作用するため、図 2 の右図の通りロール挙動を低減する側に作用する。しかしフロントは横加速度によって働くロールモーメント M_x^G と同じ向きに作用するためロールを増幅させる挙動となる。したがってトルクベクタリング制御を行う場合、リ

アの制駆動力によるトルクベクタリングの方がフロントの制駆動力によるトルクベクタリングよりもバネ上姿勢を安定化させることができる。

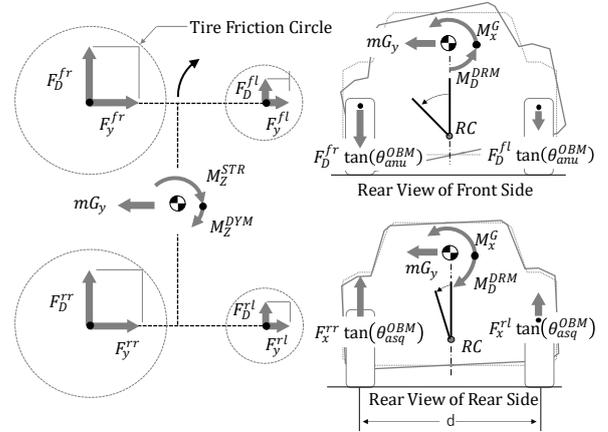


Fig. 2. Force Distribution and Direct Roll Moment

$$M_x = M_x^G + M_x^{DRM} \quad (2.1)$$

$$M_x^{DRM} = \frac{d}{2} \tan(\theta_{anu}^{OBM}) \begin{bmatrix} -1 & 1 \\ F_D^{fl} \\ F_D^{fr} \end{bmatrix} + \frac{d}{2} \tan(\theta_{asq}^{OBM}) \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ F_D^{rl} \\ F_D^{rr} \end{bmatrix} + \frac{d}{2} \tan(\theta_{and}^{FB}) \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ F_B^{fl} \\ F_B^{fr} \end{bmatrix} + \frac{d}{2} \tan(\theta_{atl}^{FB}) \begin{bmatrix} -1 & 1 \\ F_B^{rl} \\ F_B^{rr} \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

3 電動駆動装置と摩擦制動装置の応答差に着目したロール量低減手法

3.1 制御対象モデル化

車速 V , 操舵角 δ_f で走行する車両の座標系を図 3 に示す。ただし車速 V は一定車速として取り扱うものとする。

図 3 の車両スリップ角を β , ヨーレートを γ , DYM を M_z^{DYM} , 重心位置 CoG ~ 各軸間距離を l_f , l_r , 前後と横速度を v_x , v_y , 前後輪スリップ角を β_f , β_r , 各輪前後力を F_D^i , F_B^i ($i = fr, fl, rr, rl$) とする。

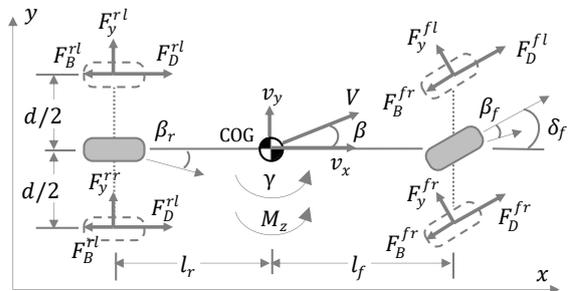


Fig.3. 3 Degree of Freedom Planar Dynamics

図 3 の運動において入力を DYM M_z^{DYM} , 操舵角 δ_f , 出力をヨーレート γ , スリップ角 β , とすると式 (3.1) を算

出することができる⁽¹³⁾.

$$\begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{\delta_f \rightarrow \beta}(s) & P_{M_z \rightarrow \beta}(s) \\ P_{\delta_f \rightarrow \gamma}(s) & P_{M_z \rightarrow \gamma}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_f \\ M_z^{DYM} \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

ただし $P_{\delta_f \rightarrow \beta}(s)$, $P_{\delta_f \rightarrow \gamma}(s)$, $P_{M_z \rightarrow \beta}(s)$, $P_{M_z \rightarrow \gamma}(s)$, および $V_l(s)$, $a_{11} \sim b_{22}$ は以下の通りである.

$$\begin{bmatrix} P_{\delta_f \rightarrow \beta}(s) & P_{M_z \rightarrow \beta}(s) \\ P_{\delta_f \rightarrow \gamma}(s) & P_{M_z \rightarrow \gamma}(s) \end{bmatrix} = V_l(s) \begin{bmatrix} s - a_{22} & a_{12} \\ a_{21} & s - a_{11} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

$$V_l(s) = \frac{1}{s^2 - (a_{12} + a_{21})s + a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}}$$

$$a_{11} = -\frac{2(C_f + C_r)}{mV_x}, \quad a_{12} = -1 - \frac{2(C_f l_f - C_r l_r)}{mV_x}$$

$$a_{21} = -\frac{2(C_f l_f - C_r l_r)}{I_z}, \quad a_{22} = -\frac{2(C_f l_f^2 - C_r l_r^2)}{I_z V_x}$$

$$b_{11} = \frac{2C_f}{mV_x}, \quad b_{12} = 0, \quad b_{21} = \frac{2C_f l_f}{I_z}, \quad b_{22} = \frac{1}{I_z}$$

ここで I_z はヨー慣性モーメントである.

車両のロールモデルは式(3.3)で表すことが可能である.

$$\phi = V_r(s) [mh \quad 1] \begin{bmatrix} G_y \\ M_x^{DRM} \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

$$V_r(s) = \frac{1}{I_x s^2 + C_x s + (K_x - mh)} \quad (3.4)$$

ここで, I_x はロール慣性モーメント, C_x と K_x はそれぞれサスペンション, スタビライザー, タイヤ特性を含めた減衰係数とバネ剛性係数, ϕ はロール角, r はタイヤ半径, s はラプラス演算子, m は車両質量, h はリアとフロントのロールセンタを結ぶ線と重心点の距離, G_y は回転時に車両に加わる横加速である. 式(3.1), (3.3)を用いて平面3自由度運動とロール運動を結合させると図4の通りであり, 各種関数は式(3.5)~(3.10)の通りである.

$$D = \frac{d}{r} [1 \quad -1 \quad 1 \quad -1]^T \quad (3.5)$$

$$Q(s) = \text{diag}[Q_{mr}(s) \quad Q_{ml}(s) \quad Q_{br}(s) \quad Q_{bl}(s)] \quad (3.6)$$

$$H(s) = \text{diag}[H_{mr}(s) \quad H_{ml}(s) \quad H_{br}(s) \quad H_{bl}(s)] \quad (3.7)$$

$$N = \frac{d}{r} [1 \quad -1 \quad 1 \quad -1] \quad (3.8)$$

$$R = \frac{d}{r} [-Dr \quad Dr \quad -Br \quad Br] \quad (3.9)$$

$$Dr = \tan(\theta_{asq}^{OBMS}), \quad Br = \tan(\theta_{atl}^{FB}) \quad (3.10)$$

[T]: 実制駆動トルク, r : タイヤ半径

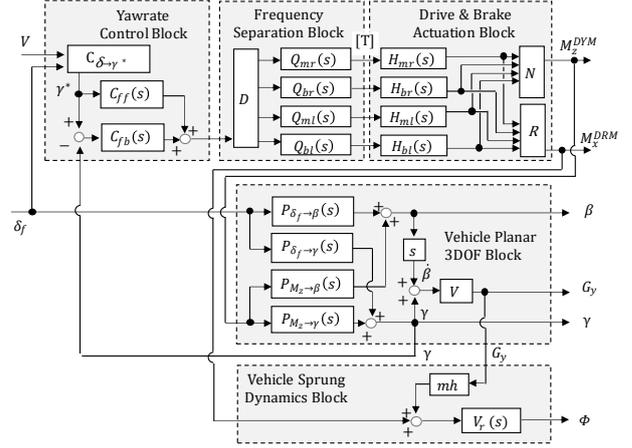


Fig.4. Proposed Control System Diagram

3.2 周波数帯域分離制御設計

2.2節にて示した通り, FBSによる上下力はOBMSによる上下力より大きいため, FBSを用いた方がロール挙動を安定化させることが可能である. しかしながらドライバーや同乗者にFBS作動音をノイズと認識させない範囲で昇圧制御や差圧制御を行うためには, 低周波帯域でしか作動させられない制約がある. 一方でOBMSは早い応答が可能のため高周波領域で制御を行うことが可能である.

ここでFBSのプラント伝達関数 $H_b(s)$ を式(3.11)としOBMSのプラント伝達関数 $H_m(s)$ を式(3.12)とする. $H_b(s)$ と $H_m(s)$ は2次のモデルで表現しているがヨーレイトやロールの応答性をカバーできる範囲でのモデル化が求められるため10Hz程度までのモデル化を行う. また本著では10Hz以上の高次のモデルを省略し2次のモデルで取り扱う.

また式(3.11) $H_b(s)$ には実際のFBS応答性に加え, FBS作動音をノイズと認識させないためのローパスフィルタも組み込んだモデルとする.

$$H_b(s) = \frac{\omega_b^2}{s^2 + 2\zeta_b \omega_b s + \omega_b^2} \quad (3.11)$$

$$H_m(s) = \frac{\omega_d^2}{s^2 + 2\zeta_d \omega_d s + \omega_d^2} \quad (3.12)$$

周波数帯域分離制御設計方法としては, 式(3.13) $Q_b(s)$ のカットオフ周波数が, 式(3.11) $H_b(s)$ のカットオフ周波数を超えないようにフィルタを設計する. また $Q_m(s)$ はブレーキの応答性よりも高い周波数でゲインを高めるため式(3.14)とする.

$$Q_b(s) = k \times \left(\frac{\omega_b}{s + \omega_b} \right) \quad (3.13)$$

$$Q_m(s) = 1 - k \times Q_b(s) \quad (3.14)$$

$$0 \leq k \leq 1 \quad (3.15)$$

ここで k はFBSとOBMSに対する依存度係数であり, ロー

ル挙動を安定化させたい場合は k 値を大きく、ブレーキパッド摩耗やエネルギー損失を低減したい場合は k 値を小さくする必要がある。したがって目標とする車両性能に応じて決める値である。ここで式(3.13) $Q_b(s)$ のカットオフ周波数として式(3.11) $H_b(s)$ のカットオフ周波数 ω_b を用いているが、これは低周波において式(3.13) $Q_b(s)$ のゲインが式(3.11) $H_b(s)$ のゲインを超えないように設定するためである。

また提案手法である周波数帯域分離フィルタ $Q(s)$ は目標ヨーレート γ^* とFBSプラント $H_b(s)$ およびOBMSプラント $H_m(s)$ の間に組み込む構成とし、制御出力である $[T]$ は式(3.16)となる。

$$[T] = Q \cdot D \left[\begin{array}{c} (C_{ff}(s) + C_{fb}(s)) C_{\delta \rightarrow \gamma^*} \\ -C_{fb}(s) \end{array} \right] \begin{bmatrix} \delta_f \\ \gamma \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

$C_{ff}(s)$ は $P_{M_z \rightarrow \gamma}(s)$ の逆モデルであり、 $C_{fb}(s)$ はPID制御を用いており、 $C_{\delta \rightarrow \gamma^*}$ は式(3.17)の通りである。式(3.17)の V は車速、 A はスタビリティファクタ、 L はホイールベースである。

$$C_{\delta \rightarrow \gamma^*} = \frac{1}{1 + AV^2} \frac{V}{L} \quad (3.17)$$

4 安定性解析

4.1 比較対象制御則と特性

本提案手法であるフィルタ $Q(s)$ はヨーレートフィードバック系の一部を構成する要素となる。したがってシステム全体の安定性が変更されるため提案手法に対して安定性解析が必要である。安定性解析についてはナイキスト線図を用いて確認する。また本著では表2の通り“FBSを用いない手法”を従来手法[1]とし、“FBSとOBMSの周波数特性を考慮しない制御則”を従来手法[2]とし、“FBSとOBMSの周波数特性を考慮した制御則”を提案手法[3]とする。

Table 2 Control Method

No.	Control Method	Remarks
[1]	Only OBMS	Conventional Method 1 $Q_m(s) = 1.0, Q_b(s) = 0.0$ Fixed Value
[2]	FBS and OBMS Fixed Ratio	Conventional Method 2 $Q_m(s) = 1 - k, Q_b(s) = k$ Fixed Value
[3]	FBS and OBMS Frequency Separation	Propose Method $Q_m(s) \times (1 - k), Q_b(s) \times k$

また図4より一巡伝達関数 $L(s)$ は式(4.1)の通りである。

$$L(s) = G(s) \cdot N \cdot H(s) \cdot Q(s) \cdot D \cdot C_{fb}(s) \quad (4.1)$$

式(4.1)において従来手法[1]は $Q_m(s) = 1, Q_b(s) = 0$ とし従来手法[2]は $Q_m(s) = 0.1, Q_b(s) = 0.9$ とし、提案手法[3]は $Q_b(s) = 0.9 \times \left(\frac{\omega_b}{s + \omega_b} \right), Q_m(s) = 1 - 0.9 \times Q_b(s)$ とする。その他車両諸元は制御則[1][2][3]ともに同じであり表3の車両諸元を用いて検証を行う。

試験車両のOBM特性である $H_m(s)$ についてはシステム同定を実施しパラメータを取得した。結果 $H_m(s)$ のカットオフ周波数と減衰係数は、 $\omega_d = 6.3 \times 2\pi, \zeta_d = 0.7$ であった。FBSに関しては作動音を考慮して $Q_b(s)$ よりも後段に1Hzのローパスフィルタを配置し、本ローパスフィルタも含めて $H_b(s)$ の特性とする。FBS応答性とローパスフィルタを結合させた結果、 $H_b(s)$ のカットオフ周波数と減衰係数は $\omega_b = 2\pi, \zeta_b = 1.0$ となる。

また周波数分離フィルタの k 値は、パネ上挙動を安定化させるため0.9とした。これらパラメータを用いて周波数特性を図5に示す。図5より $H_b(s)$ が反応できる1Hz以下で $Q_b(s)$ のゲインが高く、一方で1Hz以上は $H_m(s)$ 特性を活用するため $Q_m(s)$ のゲインが高くなっていることが確認できる。

Table 3 Vehicle Specs

Contents	Symbol	Value	Unit
Vehicle Wight	m	2200	[kg]
Vehicle Height	h	0.635	[m]
Cornering Stiffness	C_f, C_r	110, 85.5	[kN/rad]
CoG. to Axle Length	l_f, l_r	1.39, 1.28	[m]
Wheelbase	L	2.67	[m]
Anti-Force Angle	$\theta_{asq}^{OBM}, \theta_{att}^{FB}$	7.2, 22.9	[deg]
Roll Inertia	I_x	712.3	[kgm ²]
Roll Dumping	C_x	9538.5	[Nm/(rad/s)]
Roll Stiffness	K_x	63368	[Nm/rad]

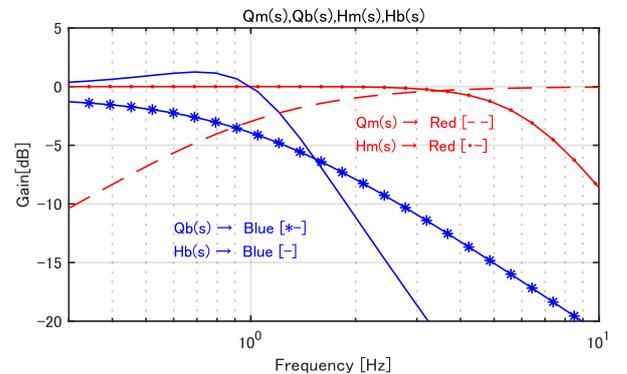


Fig.5. Plant and Frequency Separation Filter

4.2 ナイキスト線図を用いた安定性解析

Table 2の制御則[1][2][3]に関して一巡伝達関数 $L(s)$ を用いたナイキスト安定解析結果は図6の通りである。

図6上図が示す通り、実軸として最も小さい値を示す時の値は[1]-0.072, [2]-0.250, [3]-0.058であることから実軸の-1に対して十分余裕がある。したがって[1][2][3]ともにシステムとしては安定であることがわかる。

図6下図は[1][2][3]が虚軸0を交差する付近の拡大図である。虚軸0を交差する点の値は従来手法[1]の-0.042に対して提案手法[3]は-0.035であり安定性が向上していることが確認できる。さらに従来手法[2]は-0.131であり安定であるものの[1][3]に比べて-1に近づいていることから安定性が悪化していることがわかる。

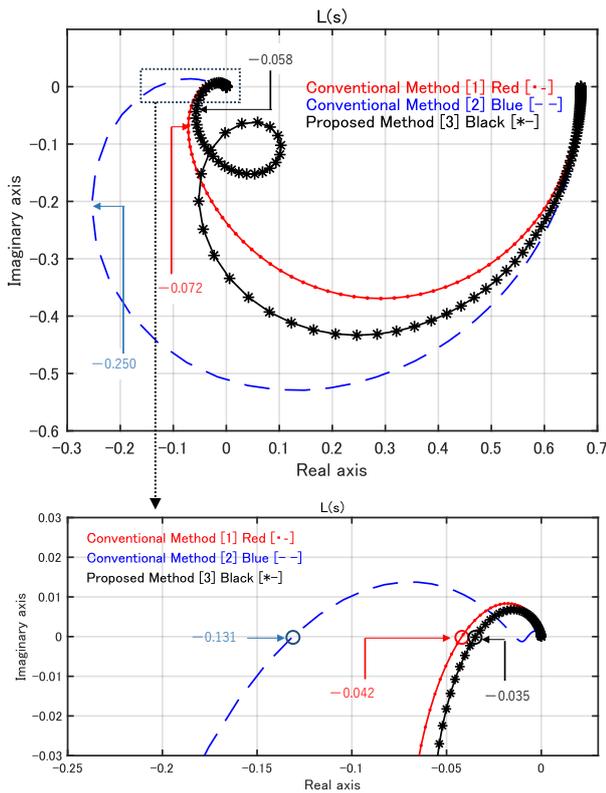


Fig.6. Nyquist Diagram

5 試験結果

本提案を実証する試験車として図7の車両を用いた。本車両は4輪独立制御可能なブレーキシステムとリアには2つのモータによる左右輪間トルク移動が可能なトルクベクタリングデバイスとフロントにはエンジン、ジェネレータ、モータを有するプラグインハイブリッド車両を用いる。



Fig.7. Evaluation Vehicle

試験パターンとしてはヨーレイト制御が安定的に作動するように乾燥舗装路、一定車速 47[km/h]、一定操舵角 110[deg]で定常円旋回試験を実施した。図8に横G、ヨーレイト、ロール角の試験結果時系列データを示す。

また図8の左列は従来手法[1]であり、中列は従来手法

[2]、右列は提案手法[3]である。本試験では十分に安定したデータを取得するため、定常円旋回挙動が安定してから約2周(約26sec)する時間のデータを取得した。

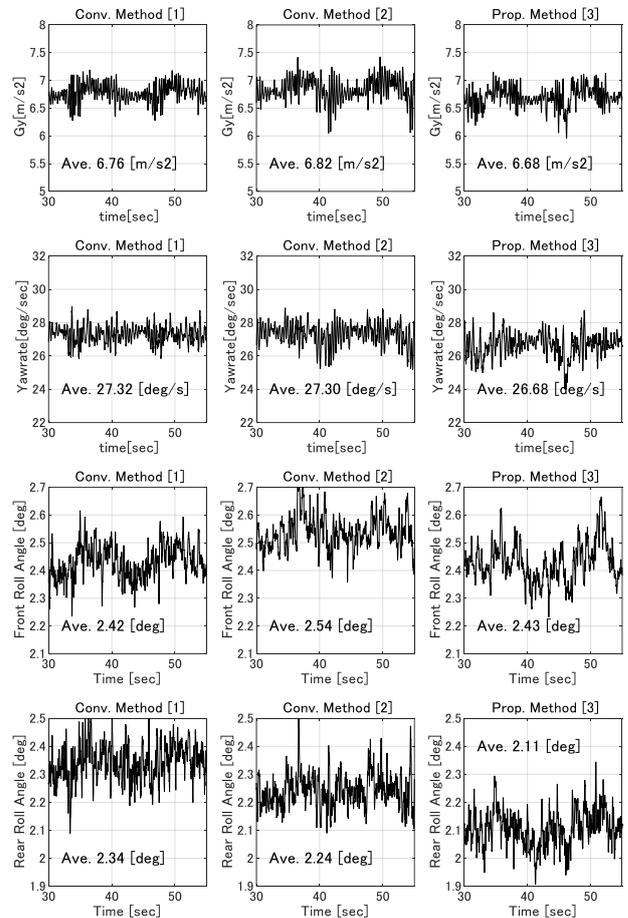


Fig.8. Evaluation Result

平面3自由度運動性能に関しては横Gとヨーレイトが示す通り、制御則[1][2][3]ともに同等性能を示している。さらにリアロール角が示す通り従来手法[1][2]よりも提案手法[3]のロールが低減していることがわかる。

ただし制御則[1][2][3]の平均横加速度はそれぞれ 6.77[m/s²], 6.83[m/s²], 6.68[m/s²]であり少し差が発生している。これは走行した路面や車両速度のバラツキなども含まれるためである。またロール角は横加速度に応じて発生する要素が強いため、横加速度が異なるデータのロール角を単純比較しても正しい比較とは言えない。したがってロール角を横加速度で除して正規化することで本制御が真にロール角低減に寄与していることが明確になる。図10はロール角を横加速度で除してヒストグラムで示したものである。

図9の通り正規化状態で比較すると従来手法[1]=0.346, [2]=0.328に対して提案手法[3]=0.315となるためロール角が大幅に低減していることがわかる。

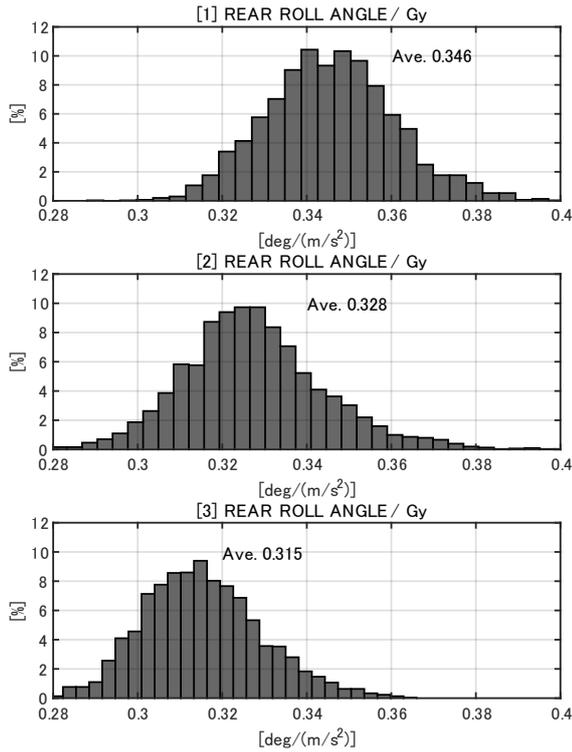


Fig.9. Rear Roll Angle Lateral G

6.まとめ

検証結果は表4の通りである。従来手法である[1][2]に対して提案手法である[3]は制御安定性も平面3自由度運動性能も悪化することなく、ロール挙動安定化に対して大幅な改善を実現し、トルクベクタリング時のロール低減に大きな貢献ができることを証明した。今後はロール方向のみならずOBMSを用いた6DOF制御へと拡張を行う。

Table 4 Test Result

Control Method	Control Stability	Planer Performance	Sprung Performance
[1] Only OBMS	Base	Base	Base
[2] Fixed Ratio	Worsen [-] (-0.042→-0.131)	Same as Base	Improve [+] (5%)
[3] Frequency Separation	Improve [+] (-0.042→-0.035)	Same as Base	Improve Considerably [++] (9%)

参考文献

(1) J. Yoon, et al. : Unified chassis control for rollover prevention and lateral stability, IEEE Transactions on Vehicular Technology. Vol. 58, No. 2, pp. 596-609 (2009)

(2) R. Rajamani et al. : New paradigms for the integration of yaw stability and rollover prevention functions in vehicle stability control, IEEE Transactions on Trans. Sys., Vol. 14, No. 1, pp. 249-261,

(2013)

(3) Kaoru Sawase, et al. : A Study on the Effects of the Active Yaw Moment Control, SAE Technical Paper 950303, (1995)

(4) Hiroyuki Fuse, Hiroshi Fujimoto, Kaoru Sawase, et al. : Cornering Force Maximization with Variable Slip Ratio Control for Independent-All-Wheel-Drive Electric Vehicle, IEEE Journal of Emerging and Selected Topics in Industrial Electronics, Vol. 4, No. 1, pp. 381-388. (2023)

(5) Zhenpo Wang et al. : Automotive ABS/DYC Coordinated Control under Complex Driving Conditions, IEEE Access. Vol. 6, pp 32769 - 32779 (2018)

(6) Tomonori Suzuki, Masahiro Mae, Hiroshi Fujimoto, et al. : Model-based Filter Design for Triple Skyhook Control of In-Wheel Motor Vehicles for Ride Comfort. IEEE Journal of Industry Applications. Vol. 10 Issue 3 pp 310-316 (2021)

(7) Enguo Dong et al. : Research for Vehicle Anti-Rollover Control Based on Differential Braking, International Conference on Computer Network, Electronic and Automation (ICNEA China) (2019)

(8) Xie Shaobo et al. : Stability control of a dual-motor vehicle based on coordinated application of motor and hydraulic actuator , 2011 4th International Conference on Power Electronics Systems and Applications (China), (2011)

(9) 勝山 悦生 狩野 芳郎 山門 誠 安部 正人 : 重心6分力による車両運動統合制御の研究, 自動車技術会論文集 52 巻 4 号 p. 869-875 (2021)

(10) 鶴飼 壮太他 : 各輪ブレーキを用いた重心6分力車両運動統合制御, 自動車技術会論文集/53 巻 5 号 p. 942-947 (2022)

(11) Reza Hajiloo et al. : Integrated Lateral and Roll Stability Control of Multi-Actuated Vehicles Using Prioritization Model Predictive Control. IEEE Transactions on Vehicular Technology Vol. 71, Issue 8, pp 8318 - 8329 (2022)

(12) 宇野高明 : 車両運動性能とシャシーメカニズム [第2版] グランプリ出版 P135-136 (2021)

(13) 安部正人 : 自動車の運動と制御 東京電機大学出版局 P213-222 (2008)