

## 論文審査委員

論文審査委員 主査	機械システム工学専攻	山門 誠 教授
論文審査委員	機械システム工学専攻	河原崎 徳之 教授
論文審査委員	機械システム工学専攻	佐藤 智明 教授
論文審査委員	機械システム工学専攻	クライソン ترونナムチャイ 教授
論文審査委員 (学外)	日本大学	堀内 伸一郎 特任教授

博士論文

駆動系の電動化時代における  
車両 6 自由度運動統合制御の研究

Research into integrated six-degree-of-freedom vehicle motion control  
in the era of electrification of drivelines

神奈川工科大学  
機械システム工学専攻

勝山悦生

## 要旨

自動車の内燃機関が電気モータに置き換わろうとしている。電気モータは正負のトルクを高応答、高精度に制御できるほか、小型設計も容易なため、複数のモータを各輪に配置して駆動力配分制御を行うことも可能である。一方、駆動力配分制御の研究自体は電動化前の時代から盛んに行われており、各輪のタイヤ負荷率を均等化する配分制御によりタイヤ限界域の運動性能を向上させる狙いのものが多く見られる。限界域の性能向上に研究が集中しているのは、左右駆動力配分は原理的にその領域においてヨーモーメントを効果的に発生できることがその理由の一つであるが、その他にも、従来の制御装置の多くに用いられていた多板クラッチやブレーキ等の摩耗耐久性への配慮が必要だったこともある。そのため、作動頻度を低減するべく制御領域を絞らざるを得なかった。しかし、今後、左右輪に独立したモータを搭載する車両が登場すると状況は一変し、そのような制約に縛られず駆動力配分が可能となるため、普段使用する常用域における運動性能の向上に注目が集まることは必至である。

しかしながら、常用域における駆動力配分制御の適用は容易ではない。タイヤ限界域においては、車両のスピン等の破綻を避けることが最優先事項であり、平面運動における操縦安定性のみを考慮した制御設計で問題なかったが、常用域においては、平面運動に加えロールやピッチ等のばね上の微小な動きも大切な設計要素である。平面運動だけを考慮した駆動力配分制御を適用すると、各輪で発生するサスペンション反力が車体を上下させるため、意図せぬロールやピッチ挙動が生じてしまう。さらにはステアやサスペンション等の制御装置も加わると、狙い通りの車両 6 自由度運動の制御設計は困難を極める。これまでにそのような力の連成を考慮した統合制御法は存在せず、今後、電動化が進むにつれて多くの研究者らがこの課題に直面することは避けられない。駆動用モータを含む任意の制御装置の組み合わせにおいて目標運動を実現するために、如何に適切に各制御装置に対して指令を行うか、筆者はそこに焦点をあて、電動化時代に向けた車両 6 自由度運動統合制御を研究テーマとして取り組んだ。

本研究では、従来の制御設計法を根本から見直し、次の手順で制御指令する構造を提案している。まずは、ドライバ入力に対して狙いとする車両運動を設定し、次にそれを実現するための車両重心 6 分力を時々刻々と演算する。そして、その重心 6 分力を発生させるために必要なタイヤ力を求めるという流れである。しかし、それを実現するには三つの大きな課題があった。一つ目は、タイヤ力は各輪の前後力、横力、上下力と考えると 12 分力あり、要求された重心 6 分力を実現する解は一意に定まらないこと。二つ目は、タイヤの前後力、

横力に対しばね上には慣性力やサスペンション反力が働くため、それらを考慮しなければならないこと、三つめは、搭載する制御装置が限られる場合、タイヤ 12 分力のうちの一部しか制御できないことである。それらの課題を克服するために、次に示す方法を考案した。

まずはタイヤ 12 分力のそれぞれについて、車両重心点に働く力及びモーメントとのつり合い式を立て、重心 6 分力を 6 行 12 列の係数行列とタイヤ 12 分力ベクトルの積で表現した。ここでラグランジュの未定乗数法を用いることで、すべての力の連成が考慮された、出力を最小化する解が求められるが、それを解く前に、そのタイヤ 12 分力ベクトルの前後力、横力を各輪荷重の平方根で正規化する処理を割り込ませることで、狙いの車両 6 自由度運動を実現しつつ、さらに各輪のタイヤ負荷率の均等化が可能となることを示した。そして、タイヤ 12 分力のうちの一部が制御できない場合については、前記係数行列の不要な列を削除した上で求解する方法を取った。このとき、係数行列の列数が、行数と同じか下回る場合については、逆行列あるいは最小二乗法を用いることで、適切な解が求められることを示した。

以上、本研究において、力が複雑に連成する駆動力アクチュエータを含むどのような制御装置の組み合わせの車両においても、目標 6 自由度運動を設定するだけで、それを実現する、あるいは目標との誤差を最小化する解を、反復演算することなく代数的に求められるモデルベース統合制御法の構築に至った。この提案制御法を“Generalized Distribution Policy”, 略して“GDP”と呼ぶ。GDP は、複数のアクチュエータに対し適切に統合制御できるだけでなく、制御装置の少ない低自由度制御車両に対しても 6 自由度運動を指令できることが最大の特徴であり、例えば、駆動モータのみを搭載する車両に対し、平面運動だけでなくロールやピッチ運動にも制御指令するという革新的な使い方が可能となる。制御装置の数や種類によらず適用できる本制御は、開発効率の飛躍的向上にも貢献でき、今後の電動化時代に向けての基盤技術となり得る。



# 目次

要旨 .....	2
記号 .....	7
略語 .....	13
定義 .....	14
<b>第1章 序論 .....</b>	<b>16</b>
1.1 背景 .....	16
1.2 駆動力を用いた車両運動制御のレビューと考察 .....	17
1.2.1 車両運動性能向上 .....	17
1.2.2 タイヤすべり損失低減 .....	23
1.2.3 インホイールモータによるばね上運動制御 .....	24
1.2.4 複数制御装置による統合制御 .....	28
1.2.5 連成運動制御 .....	29
1.3 まとめ .....	31
1.4 本研究の狙い .....	32
1.5 本論文の構成 .....	35
<b>第2章 車両運動制御の役割 .....</b>	<b>37</b>
2.1 はじめに .....	37
2.2 操舵入力に対する過渡応答特性の向上 .....	37
2.3 外乱による振動抑制 .....	40
2.4 ドライバ入力に対するばね上姿勢変化抑制 .....	43
2.5 まとめ .....	43
<b>第3章 タイヤすべり損失を最小化する平面運動制御法 .....</b>	<b>45</b>
3.1 はじめに .....	45
3.2 タイヤのすべりによる散逸パワー .....	46
3.3 目標車両特性 .....	49
3.4 損失最小化のための横力，前後力配分 .....	50
3.5 各輪前後力最適配分時の車両運動への影響 .....	57

---

3.6	まとめ	59
<b>第4章</b>	<b>タイヤ前後力，横力を考慮したばね上運動制御法</b>	<b>60</b>
4.1	はじめに	60
4.2	上下力アクチュエータによるばね上運動及び接地荷重制御	61
4.3	前後力，横力によるサスペンション反力を介したばね上運動制御	63
4.4	目標ばね上運動特性	66
4.5	ばね上3自由度の統合制御	68
4.6	まとめ	70
<b>第5章</b>	<b>平面運動とばね上運動の統合制御法</b>	<b>71</b>
5.1	はじめに	71
5.2	重心6分力を実現する最適なタイヤ12分力の解法	72
5.3	制御フロー	72
5.4	車両運動制御実装	73
5.4.1	平面運動	73
5.4.2	ばね上運動	74
5.5	まとめ	76
<b>第6章</b>	<b>制御装置に制約がある場合の解法</b>	<b>78</b>
6.1	はじめに	78
6.2	制御装置の制約を拘束条件として与えたラグランジュの未定乗数法	78
6.3	係数行列の型に対する解法の場合分け	80
6.4	サスペンション上下力制御が不可の場合	81
6.5	各輪独立駆動力配分制御が不可の場合	83
6.6	ステア制御が不可の場合	85
6.7	まとめ	87
<b>第7章</b>	<b>車両6自由度運動統合制御“GDP”の効果検証</b>	<b>88</b>
7.1	はじめに	88
7.2	各輪前後力，横力，上下力制御車（12 DoF）	90
7.3	各輪前後力，横力制御車（8 DoF）	96
7.4	各輪前後力制御車（4 DoF）	99
7.5	前輪及び後左右輪前後力制御車（3 DoF）	102
7.6	各輪前後力制御車（4 DoF）[実車]	107
7.7	前後輪前後力制御車（2 DoF）[実車]	110

7.8 まとめ .....	114
<b>第8章 結論 .....</b>	<b>116</b>
引用文献 .....	120
筆者発表論文 .....	128
受賞, 認定歴 .....	131
謝辞 .....	133
付録 .....	135
あとがき .....	140

－記号－

$a_x$	: 前後加速度 [m/s <sup>2</sup> ]
$a_{xm}$	: 目標前後加速度 [m/s <sup>2</sup> ]
$a_y$	: 横加速度 [m/s <sup>2</sup> ]
$b_m$	: 前輪重量配分比 [-]
$C$	: 各輪 12 分力から車両重心 6 分力までの係数行列
$C_{68}$	: 各輪前後力, 横力から車両重心 6 分力までの係数行列
$C_f$	: 前輪正規化等価コーナリングステイフネス [1/rad]
$C_r$	: 後輪正規化等価コーナリングステイフネス [1/rad]
$c_s$	: クォーターカーモデルのショックアブソーバ減衰係数 [Ns/m]
$c_{sh}$	: スカيفックダンパ減衰係数 [Ns/m]
$C_x$	: $C$ の部分行列(1~4 列), タイヤ前後力から車両重心 6 分力までの係数行列
$C_{x2}$	: 前後輪タイヤ前後力から車両重心 6 分力までの係数行列
$C_{xt}$	: 荷重で正規化したドライビングステイフネス [-]
$C_{xy}$	: 各輪前後力, 横力から車両平面 3 分力までの係数行列
$C_y$	: $C$ の部分行列(5~8 列), タイヤ横力から車両重心 6 分力までの係数行列
$C_{yt}$	: 荷重で正規化したコーナリングステイフネス [1/rad]
$C_z$	: $C$ の部分行列(9~12 列), タイヤ上下力から車両重心 6 分力までの係数行列
$C_{z3}$	: 各輪 12 分力から車両ばね上 3 分力までの係数行列
$C_{zx3}$	: 各輪前後力から車両ばね上 3 分力までの係数行列
$C_{zx4}$	: 各輪前後力から車両ばね上 4 分力までの係数行列
$C_{zy3}$	: 各輪横力から車両ばね上 3 分力までの係数行列
$C_{zy4}$	: 各輪横力から車両ばね上 4 分力までの係数行列
$C_{zz3}$	: 各輪上下力から車両ばね上 3 分力までの係数行列
$C_{zz4}$	: 各輪上下力から車両ばね上 4 分力までの係数行列
$d_f$	: 前輪駆動力配分比 [-]
$E_4$	: 4 次単位行列
$F_c$	: サスペンション制御上下力 [N]
$F_x$	: 車両重心前後力 [N]
$F_{xf}$	: 前輪駆動力 [N]

---

$F_{xi}$	: 各輪タイヤ前後力 ( $i = 1,2,3,4$ ) [N]
$F_{xr}$	: 後輪駆動力 [N]
$F_{xt}$	: タイヤ駆動力 [N]
$F_y$	: 車両重心横力 [N]
$F_{yf}$	: 前輪横力 [N]
$F_{yi}$	: 各輪タイヤ横力 ( $i = 1,2,3,4$ ) [N]
$F_{ylh}$	: 左輪横力 [N]
$F_{yr}$	: 後輪横力 [N]
$F_{yrh}$	: 右輪横力 [N]
$F_{yt}$	: タイヤ横力 [N]
$F_z$	: 車両重心上下力 [N]
$F_{zi}$	: 各輪ばね上ばね下間に働く上下力 ( $i = 1,2,3,4$ ) [N]
$g$	: 重力加速度 [ $\text{m/s}^2$ ]
$G_{ay}$	: 定常横加速度ゲイン [ $\text{m/s}^2/\text{rad}$ ]
$G_b$	: 定常横すべり角ゲイン [-]
$G_{fy}$	: 定常横力ゲイン [ $\text{N/rad}$ ]
$G_q$	: 定常ピッチゲイン
$G_r$	: 定常ヨーレートゲイン [ $\text{rad/s/rad}$ ]
$G_s$	: ばね上運動制御器伝達関数行列
$G_{sp}$	: ロール運動制御伝達関数
$G_{sq}$	: ピッチ運動制御伝達関数
$G_{sz}$	: ヒープ運動制御伝達関数
$h$	: 重心高 [m]
$h_{rcf}$	: 前輪ロールセンタ高 [m]
$h_{rcr}$	: 後輪ロールセンタ高 [m]
$I_z$	: ヨー慣性モーメント [ $\text{Nm}/(\text{rad/s}^2)$ ]
$I_{zn}$	: 正規化ヨー慣性モーメント [ $1/\text{rad}$ ]
$2K_f$	: 前輪軸等価コーナリングステイフネス [ $\text{N/rad}$ ]
$2K_r$	: 後輪軸等価コーナリングステイフネス [ $\text{N/rad}$ ]
$k_s$	: クォーターカーモデルのサスペンションばね定数 [ $\text{N/m}$ ]
$k_t$	: クォーターカーモデルのタイヤ縦ばね定数 [ $\text{N/m}$ ]
$K_{xi}$	: 各輪ドライビングステイフネス ( $i = 1,2,3,4$ ) [ $\text{N/l}$ ]

$K_{xt}$	: ドライビングスティフネス [N/1]
$K_{yi}$	: 各輪コーナリングスティフネス ( $i = 1,2,3,4$ ) [N/rad]
$K_{yt}$	: コーナリングスティフネス [N/rad]
$l$	: ホイールベース [m]
$L$	: ラグランジュ関数
$l_f$	: 車両重心点から前輪車軸までの距離 [m]
$l_r$	: 車両重心点から後輪車軸までの距離 [m]
$m$	: 車両質量 [kg]
$m_1$	: クォーターカーモデルのばね下質量 [kg]
$m_2$	: クォーターカーモデルのばね上質量 [kg]
$m_r$	: 後車軸質量 [kg]
$M_w$	: ワープモーメント [Nm]
$M_x$	: ロールモーメント [Nm]
$M_y$	: ピッチモーメント [Nm]
$M_z$	: ヨーモーメント [Nm]
$M_{zdyv}$	: 駆動力配分により生じるヨーモーメント [Nm]
$M_{zfx}$	: 旋回加減速により生じるヨーモーメント [Nm]
$N$	: 各輪前後力, 横力, 上下力の正規化行列
$N_{x2}$	: 前後輪駆動力, 各輪横力, 各輪上下力の正規化行列
$N_{xy}$	: 各輪ドライビングスティフネス, コーナリングスティフネス平方根行列
$N_z$	: 各輪上下力重み行列
$P$	: ばね上運動伝達関数行列
$P_{in}$	: 駆動源の仕事率 [W]
$P_k$	: 車両運動に利用される仕事率 [W]
$P_p$	: ロール運動伝達関数
$P_q$	: ピッチ運動伝達関数
$P_x$	: タイヤ前後すべりによる散逸仕事率 [W]
$P_y$	: タイヤ横すべりによる散逸仕事率 [W]
$P_z$	: ヒープ運動伝達関数
$Q$	: 制御出力制約行列

---

$r$	: ヨーレート [rad/s]
$\mathbf{R}$	: 制御目標制約行列
$r_g$	: ステアリングギア比 [-]
$r_m$	: 目標ヨーレート [rad/s]
$r_t$	: タイヤ動荷重半径 [m]
$s$	: ラプラス演算子
$s_x$	: タイヤ前後スリップ率 [-]
$t$	: トレッド（前後等しいと近似する場合） [m]
$T$	: 駆動トルク [Nm]
$T_{ay1}$	: 分子 1 次係数（横加速度／舵角）
$T_{ay2}$	: 分子 2 次係数（横加速度／舵角）
$T_b$	: 分子 1 次係数（横すべり角／舵角）
$t_f$	: 前輪トレッド [m]
$t_r$	: 後輪トレッド [m]
$T_r$	: 分子 1 次係数（ヨーレート／舵角）
$\mathbf{u}_8$	: 各輪前後力，横力（計 8 分力）ベクトル
$\mathbf{u}_{10}$	: 前後輪駆動力，各輪横力，各輪上下力（計 10 分力）ベクトル
$\mathbf{u}_{12}$	: 各輪前後力，横力，上下力（計 12 分力）ベクトル
$\mathbf{u}_x$	: 各輪前後力ベクトル
$\mathbf{u}_y$	: 各輪横力ベクトル
$\mathbf{u}_z$	: 各輪上下力ベクトル
$V$	: 車体速度 [m/s]
$V_{sx}$	: タイヤ前後すべり速度 [m/s]
$V_{sy}$	: タイヤ横すべり速度 [m/s]
$V_x$	: 車体前後速度 [m/s]
$w$	: 輪荷重 [N]
$w_d$	: ドライバ操作によるばね上への慣性力入力 [N]
$\mathbf{W}_e$	: 重心 6 分力制御誤差重み行列
$w_f$	: 前輪総荷重 [N]
$w_i$	: 各輪荷重 ( $i = 1, 2, 3, 4$ ) [N]
$\Delta w_{lat}$	: 旋回により左輪から右輪へ移動する荷重 [N]

$\Delta w_{lon}$	: 加速により前輪から後輪へ移動する荷重 [N]
$w_r$	: 後輪総荷重 [N]
$W_u$	: 制御出力重み行列
$y_3$	: 平面3分力(前後, 横, ヨー)ベクトル
$y_6$	: 重心6分力ベクトル
$y_{z3}$	: ばね上3分力(上下, ロール, ピッチ)ベクトル
$y_{z4}$	: ばね上4分力(上下, ロール, ピッチ, ワープ)ベクトル
$z_0$	: 路面上下変位 [m]
$z_1$	: ばね下上下変位 [m]
$z_2$	: ばね上上下変位 [m]
$\alpha$	: トリプルスカイフック制御ゲイン [-]
$\alpha_f$	: 前輪横すべり角 [rad]
$\alpha_r$	: 後輪横すべり角 [rad]
$\beta$	: 重心横すべり角 [rad]
$\beta_m$	: 目標重心横すべり角 [rad]
$\delta_f$	: 前輪舵角 [rad]
$\delta_i$	: 各輪転舵角 ( $i = 1, 2, 3, 4$ ) [rad]
$\delta_r$	: 後輪舵角 [rad]
$\phi_f$	: フロントサスペンションアンチロール角 [rad]
$\phi_r$	: リアサスペンションアンチロール角 [rad]
$\kappa_m$	: 目標旋回曲率 [1/m]
$\lambda$	: ラグランジュ乗数
$\mu$	: 路面摩擦係数 [-]
$\theta_f$	: フロントサスペンションアンチリフト角 [rad]
$\theta_r$	: リアサスペンションアンチスクォート角 [rad]



$\rho_f$	: 前輪ロール剛性配分比 [-]
$\omega$	: 車輪回転角速度 [rad/s]
$\omega_n$	: 車両平面運動固有振動数 [rad/s]
$\omega_{qn}$	: 車両ピッチ運動固有振動数 [rad/s]
$\zeta$	: 車両平面横運動減衰比 [-]
$\zeta_q$	: 車両ピッチ運動減衰比 [-]

－略語－

ABS	: Anti-lock brake system (制動時車輪ロック防止装置)
DYC	: Direct yaw control (左右駆動力配分によるヨーモーメント制御)
ECU	: Electric control unit (電子制御装置)
ESC	: Electronic Stability Control (車両挙動安定化制御)
EV	: Electric vehicle (電気自動車)
FL	: Front left wheel (前左輪)
FR	: Front right wheel (前右輪)
GDP	: Generalized distribution policy (一般化配分則)
GVC	: G-vectoring control (Gベクタリング制御)
ICE	: Internal combustion engine (内燃機関)
IWM	: In-wheel motor (インホイールモータ)
JASO	: Japanese automotive standards organization (日本自動車技術会規格)
LPF	: Low-pass filter (低域通過フィルタ)
OEM	: Original equipment manufacturing (他社ブランドの製品製造)
PSD	: Power spectral density (パワースペクトル密度)
RL	: Rear left wheel (後左輪)
RR	: Rear right wheel (後右輪)
SI	: Le Systeme International d'Unites (国際単位系)
TCS	: Traction control system (加速時車輪空転防止装置)

## － 定義 －

### 座標系

本稿では車両の座標として、JASO 規格に準じる直交座標系を用いる。Fig. D-1 に示すように、車両の前後方向、横方向、鉛直方向をそれぞれ  $x$  軸、 $y$  軸、 $z$  軸と定義し、符号はそれぞれ前方向、左方向、上方向を正とする。またそれらの軸の回転運動をそれぞれロール、ピッチ、ヨーと定義し、右ねじ方向を正とする。鉛直方向の運動はヒープ運動とも呼ばれる。

各軸の力は  $x$ ,  $y$ ,  $z$  の順にそれぞれ前後力、横力、上下力と呼び、 $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$  と定義する。各軸周りのモーメントは同順に、ロールモーメント、ピッチモーメント、ヨーモーメントと呼び、 $M_x$ ,  $M_y$ ,  $M_z$  と定義する。単位は断りのない限り SI 単位系とする。

また、各車輪を番号で識別する際、Fig. D-2 に示すように、1：前左輪、2：前右輪、3：後左輪、4：後右輪とする。

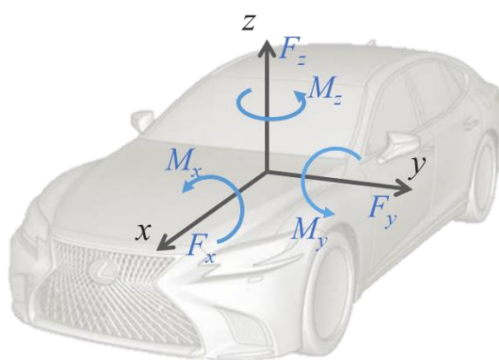


Fig. D-1 Vehicle coordinate system

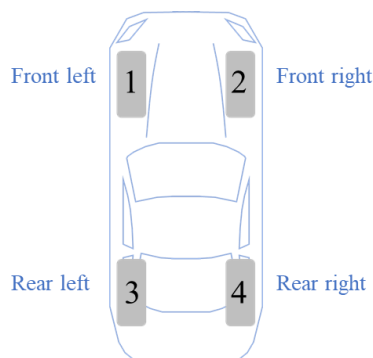


Fig. D-2 Assigned numbers to each wheel position

### 車両運動用語

自動車の車体はサスペンションばねを介して支えられている。Fig. D-3 に示すように、そのサスペンションばねの上の車体部分をばね上 (Sprung mass)、その下のタイヤホイールなどの部分をばね下 (Unsprung mass) と呼ぶ。

また、運動については、Fig. D-4(a)に示すように、 $z$  方向の運動を考慮しない  $xy$  平面上の前後、横、ヨーの 3 自由度運動を平面運動 (Planar motion) と呼び、同図(b)に示すロール、ピッチ、ヒープの 3 自由度運動をばね上運動 (Sprung motion) と呼ぶ。特に、ばね上の上下運動をヒープ運動 (Heave motion) と呼ぶ。

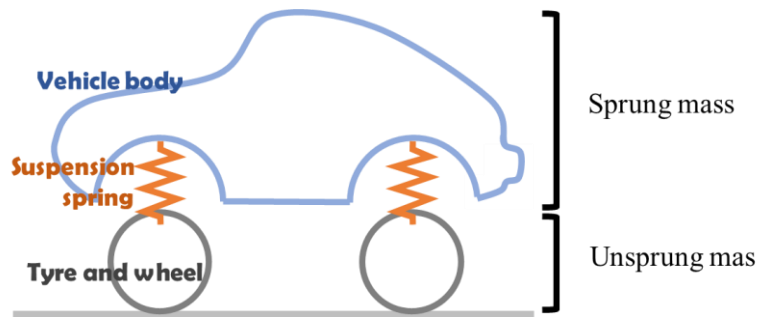


Fig. D-3 Definition of “sprung mass” and “unsprung mass”

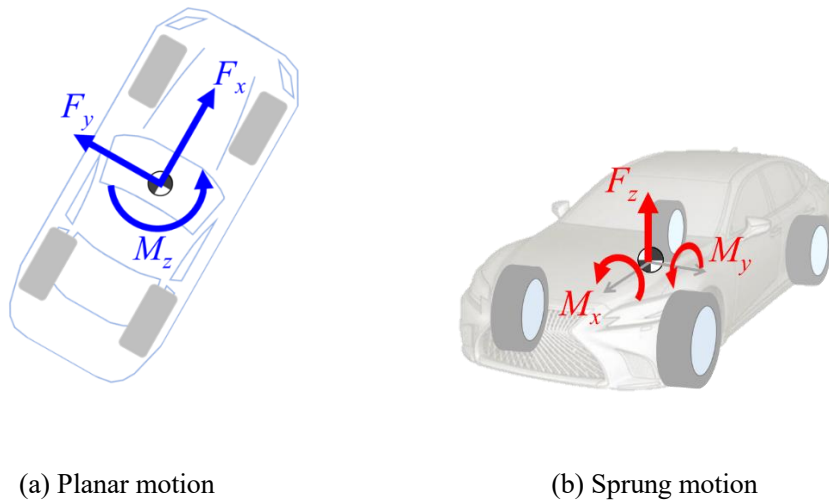


Fig. D-4 Definition of vehicle motion

# 第1章

## 序論

### 1.1 背景

欧州連合(EU)は 2021 年、ハイブリッド車を含むガソリン車など内燃機関車の新車販売について、2035 年に事実上禁止する方針を打ち出した[1]. 現時点で反発の声もあるものの、電気自動車の研究開発はさらに加速していくと思われる. 自動車の歴史を振り返ると、実は最初に発明され主流となったのは電気自動車だった. 19 世紀末にはロンドンやニューヨークなどの大都市でタクシーとして使われるようになっていた. しかし、20 世紀初めにフォードモーター社が発売したガソリン車「T 型フォード」が、出力、航続距離で電気自動車を上回っただけでなく、価格も数分の一となり、市民にも何とか手の届く乗り物となったことから、一気に形勢逆転となった. それから 1 世紀近くが経ち、電気自動車が再び脚光を浴びてきたのは、二次電池のエネルギー密度の目覚ましい進歩が大きく寄与している. 自動車産業界に目を向けると、1997 年にトヨタ自動車はエンジンと電気モータを併用したハイブリッド車の量産化を開始し[2], 日産自動車は 2010 年に一般的な乗用車として純粋な電気自動車を量産化した[3]. 自動車開発の歴史はエンジン開発の歴史とも言われてきたが、現代においては TESLA 等の電気自動車専門の OEM も数多く現れ[4], 自動車産業の構造が大きく変わろうとしている.

一方、駆動系の電動化は車両運動性能にも影響を及ぼす. これまでの車両運動制御の歴史を振り返ると、アンチロックブレーキシステム (ABS), トラクションコントロールシステム (TCS) に始まり、その後、ステア制御やサスペンション制御、そして 4 輪駆動車の前後駆動力配分の研究開発が行われてきた. 90 年代に入ると、左右駆動力配分により車両に発生するヨーモーメントで車両運動を制御する研究が盛んになってきたが、複雑な機構の制御装置を必要とすることから、その技術の実用化はごく一部の車種に留まった. そこで、電動化がキーポイントとなる. 電気モータは内燃機関 (ICE: Internal combustion engine) に対し機構がシンプルでかつ小型設計も容易という特徴を持つ. そのため、モータを各輪に分散配置することも可能であり、それによって駆動力配分制御が容易に実現できる. また、電気モータは高応答、高精度なトルク制御が可能であるため、車両運動の制御性が向上するとともにシンプルな制御理論を適用できるようになるというメリットも生まれる. 電動化によって、ブレーキやトラクション性能、並びに車両運動性能が大きく躍進することに期待が

寄せられている。

これまでの車両運動制御設計法に目を移すと、例えば、ステア制御装置やサスペンション制御装置等に対し、それぞれの制御装置専用の制御ロジック開発が行われてきた。そして、それらが組み合わせられるときは、互いへの影響を確認し、制御ロジックを修正、再適合する反復作業を行うという手法がとられる場合が多かった。今後、電気駆動化時代が到来し、駆動力も車両運動制御装置の一つに加わると、制御設計の複雑さは増すばかりであり、従来の開発手法のままでは行き詰まってしまうことは自明である。

本研究では、特に駆動系が電動化し、それらが車両運動制御デバイスとして仲間入りするこれからの時代における、手戻りのない統合制御法について論じる。はじめに、これまでの駆動力を用いた車両運動制御に関する世の中の研究動向を十分に調査し、次節にまとめ、その上で、今後我々が向かうべき新しい制御構造の提案を行う。

## 1.2 駆動力を用いた車両運動制御のレビューと考察

### 1.2.1 車両運動性能向上

#### 1.2.1.1 Conventional Direct Yaw Control (DYC)

4輪自動車の駆動形式としては、前輪駆動、後輪駆動と4輪駆動が存在する。4輪駆動車は前後駆動力配分を制御できる車両もあり、トラクション性能の向上だけでなく、タイヤ限界付近の旋回性能の向上を狙いとした研究も行われてきた。また、90年代初頭より、左右輪の駆動力を配分制御する研究が多く見られるようになってきた。左右輪の駆動力差を生ずることで、直接的に車両にヨーモーメントを発生させることが可能となり、操縦安定性などの向上が期待できる。そのような左右輪の駆動力差により行われるヨーモーメント制御はダイレクトヨーモーメント制御 (DYC) またはトルクベクタリング制御と呼ばれている (以降、DYC と呼ぶ)。DYC の効果を示すため、芝端らは1992年、左右駆動力配分によるヨーモーメントが及ぼす車両重心点横すべり角変化に着目した  $\beta$ -Method と呼ばれる車両運動特性解析手法を提唱し、特にタイヤ限界域における操縦安定性の向上に関する研究を行った[5]。その後、ディファレンシャルギア内に設けた左右駆動力配分機構を提案、実用化した[6]。さらには、後輪左右駆動力配分に加え前後輪の駆動力配分も同時に制御可能なシステムを開発し (Fig. 1), 量産化に漕ぎつけた[7][8]。しかしながら、これらが採用されたのは一部の高級セダンとスポーツカーに留まった。駆動力配分機構の複雑さがその要因であることは明らかであった。

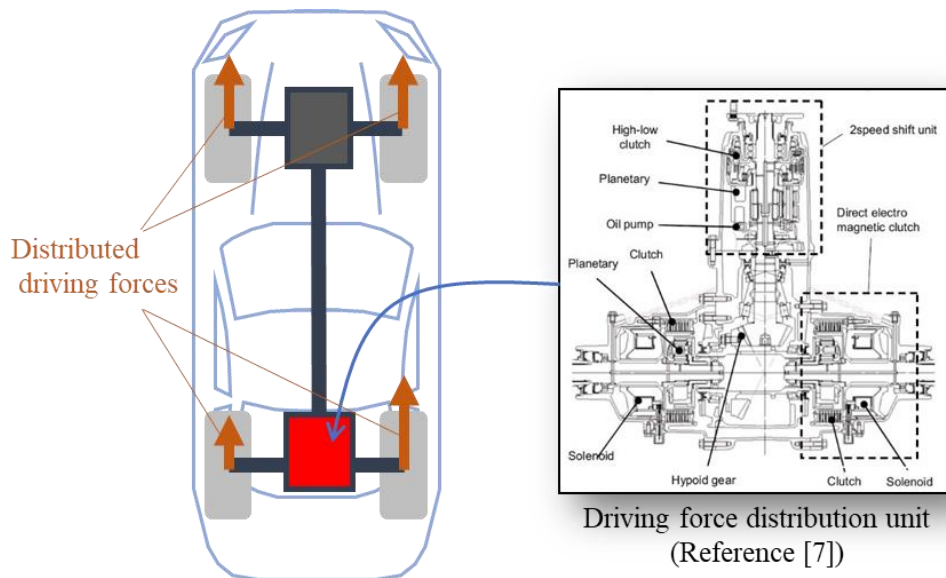


Fig. 1 Conventional driving force distribution control system

その後も4輪駆動力を独立に制御できれば更なる運動性能の向上が期待できることが示されてきたが、複雑な駆動力配分システムを前後輪に搭載することは現実的ではなかった。実用化のために、左右駆動力配分装置を前輪または後輪のいずれか一方にのみ搭載し、費用対効果を比較する研究も見られた[9]。その他にも、別の簡素な装置で近い効果が得られないか検討された例もいくつか見られた。例えば、ディファレンシャルギアの差動制限力を制御するいわゆるセミアクティブ制御装置が提案された。この装置は比較的簡易な機構で実現可能であるが、発生できるヨーモーメントの符号が左右輪の速度差で制限されてしまうため、その効果はスプリット $\mu$ 路におけるトラクション性能やタイヤ摩擦円が限界に近い領域の旋回性能の向上などに限られた[10]。また、左右輪のブレーキを独立制御することでDYC効果を発揮させる研究も行われてきた[11]。これは、追加アクチュエータが必要ないことがメリットである一方、ヨーモーメントを制御するたびに減速を伴うこと、ブレーキの耐久性が厳しくなること、また、摩擦材を介して力を発生させるため制動力の制御精度に劣ること等が原理的なデメリットである。

以上のように駆動力配分による運動性能の優位性は認めつつも、複雑なシステムによるコスト、重量の増加、信頼性低下の不安などが足かせとなり、これまで量産車に広く普及することはなかった。各輪駆動力独立制御という技術が日の目を見ることはないかと思われたが、電動化の時代が到来することで、その可能性が見えてきた。

### 1.2.1.2 Direct Yaw Control using Electric Motors

環境保全を狙いとした電気駆動化は、副次的に車両運動にもいくつかの影響を及ぼす。エンジンやブレーキに比べ電気モータは高応答、高精度な制御が可能であり、車両の前後運動の制御性は飛躍的に向上する。また、エンジンとは異なりモータは小型化設計が容易なため、各輪への分散配置も可能であり、期せずして駆動力配分制御が実装できてしまう。コストアップゼロで運動性能の向上が可能となるチャンスの到来に伴い、2000年以降、そこに着目した研究が多くみられるようになってきた。

例えば Esmailzadeh らは、電気駆動化により駆動源が各輪に配置された場合、従来の車両運動制御のための複雑で高価な機構は不要となり、モータによる左右駆動力配分で旋回加速減速時のライントレース性やスプリット  $\mu$  路でのトラクション制御が向上できるほか、電気モータは計算モデル化が容易なため、従来よりもシミュレーションを活用した開発が加速されることも示している[12]。また、高応答、高精度な電気モータにより、運動制御に一般的な制御理論を適用できるようになることで、制御構造もより洗練されたものになってきた。Sakai らは左右輪に備えたモータによる DYC の制御構造として、アウトーループに車両のヨー運動制御を、高速なインナーループに各輪の高精度なスリップ制御を実装することで、各ロジックの役割分担を明確する提案を行い、シンプルな制御則でタイヤ限界域まで安定した車両挙動を実現できることを示した[13][14]。小竹らは同様の機構の車両において、タイヤの非線形特性を考慮し、車両のヨーとスリップ角のフィードフォワード及びフィードバック制御により、路面  $\mu$  によらず安定した旋回が可能となることを示した[15][16]。その後、少し異なるアプローチで、2002年、Chen らは左右輪に配置した二つの DC モータを電氣的に並列に接続することによって、差動を制限するような機械的なディファレンシャルギアと同等の効果があることを示した[17]。これは舵角センサなどを排除でき、よりシンプルなシステム構成となり得る。

その他にも DYC に関する多くの研究が続いている。Croft-White らはタイヤ限界域の不安定挙動の安定化に焦点を絞り、車両重心スリップ角を最小化するシンプルな制御則を構成し、DYC を行うことで、従来型駆動形式の車両に比べ安定性が大幅に優れることを示している[18]。一方、各輪のタイヤ摩擦円を考慮した駆動力配分法[19]や、同様の狙いでタイヤの非線形特性を考慮したものも提案されている[20]。また、DYC によって、定常円旋回時には安定性が確保できても旋回中に加速をすると不安定に陥ることを指摘し、トラクション制御との併用が有効であることを示している研究もある[21]。運動性能を向上させる研究はその後多数行われており、インホイールモータを用いた駆動力配分によるヨー運動制御の提案[22][23]や、フルビークルモデルを用いて駆動力配分制御の効果を詳細に検証した研究も見られた[24]。また、運動制御ロジックの複雑化を嫌い、後輪のスリップ角を用いた1入力1出力制御系のシンプルな DYC の提案も行われている[25]。

以上のように、従来文献をレビューすると、DYC の研究は、その多くがタイヤ限界域の操縦性や安定性の向上を目的に使用されてきていることがわかる。それは、原理的に左右駆



動力配分機構は、タイヤ横力が飽和する限界付近においてもヨーモーメントを発生させることが可能であり、旋回時の安定性及び加減速度を最大化することが可能という特徴を持っていることが一因である。その特徴を最も活かすことができるモータースポーツの世界での適用例も見られる。Fetrati らは後輪荷重比の大きい後輪駆動のスポーツカーに DYC を適用し、操舵時のヨーの応答性を向上させる制御に加え、後輪の余力を活かして旋回限界速度を向上させる制御を適用している[26]。また、レーシングカーにおける4輪駆動力の配分制御により、サーキットのラップタイムを最小化する制御則の研究例も見られる[27]。

### 1.2.1.3 Problems in Daily Use Range

現実的に、一般的な乗用車では、緊急回避時以外にタイヤ限界域を使う頻度は極めて低い。万が一の安全性の確保は非常に重要な観点ではあるが、DYC は日常的に使用する常用域での操縦安定性の向上にも寄与できるはずである。しかし、そこに焦点を当てた DYC の研究は、一部に見られるものの、その数は非常に少ない[28][29]。今後、駆動系の電動化の時代が到来すると、モータの搭載配置の利点から、左右輪に独立したモータを搭載した車両が登場する可能性は十分にある。車両運動性能を向上できるアクチュエータになり得るそれらのモータを使わない手はない。しかしながら、注意すべき点もある。電動化によって DYC の実装が容易になる可能性はあるが、運動制御設計は非常に難しいものとなると予想する。その理由は、微小なばね上運動の重要性と、駆動によるサスペンション反力が及ぼす力の連成の影響にある。

まず、ドライバの操舵入力に対する微小なばね上の運動について、いくつかの研究例が報告されている。山本らは走行中にサイン状の操舵角入力を行った時に、わずかに発生するピッチ角の遅れ時間が運転のしやすさに影響することを示した[30]。Fig. 2 に示すように、 $1.3^\circ$  程度のロール角に対し、わずか  $0.06^\circ$  のピッチ角が生じるタイミングをわずかに遅らせるだけで、運転のしやすさに関する評価が大きく変わることを示している。また、ロールやピッチ運動などは車両運動を記述するために定義した直交座標系であり、人はそれらの複数の運動を正確に峻別しているわけではなく、操舵時にはヨー、横、ロール、ピッチ等、複数の運動のコンビネーションで車両運動特性を認識していると考えられる[31]-[33]。常用域におけるドライバ入力時のばね上運動は、このような微小な運動のコンビネーションを、サスペンションによって適切に設計することが要求される。

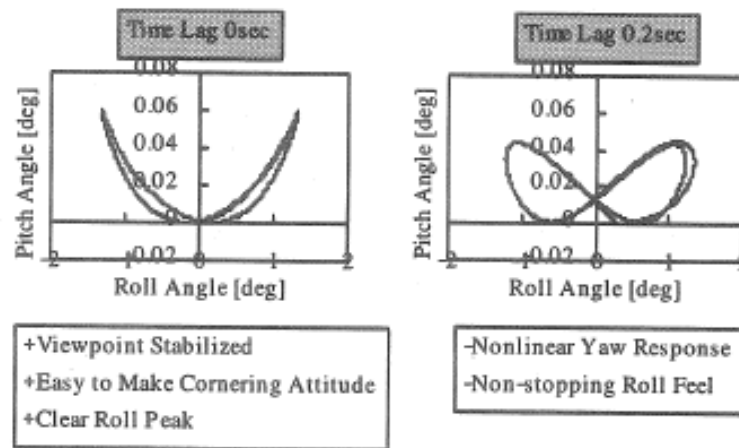


Fig. 2 Importance of relationship between pitch and roll motion in response to driver input  
Reference [30]

次に、駆動時に発生するサスペンション反力による力の連成について述べる。自動車が制駆動や旋回を行うと、ピッチ角やロール角が生じる。その角度が大きすぎると乗員の視線や体勢が乱れてしまうため、できるだけ小さく抑えたい。サスペンションのばね定数を高く設定すれば小さく抑えられる一方、路面外乱に対する乗り心地が悪化する。そこで、サスペンションジオメトリの設計によって、その両立を図っている。Fig. 3 に加速時のピッチ運動の例を図示する。同図(a)に示すように、後輪に駆動力が発生すると、その力に重心高を掛けたピッチモーメントが車体を後傾させる方向に働く。それに対し、同図(b)に示すように、サスペンションが上下にストロークする際、ばね下はばね上に対しある点を中心に揺動するようにジオメトリ設計されている。車両を側面から見た際に、その回転中心と車軸中心を結ぶ線と地平面がなす角を $\theta_r$ と定義すると、駆動力 $F_{xr}$ が働いた際に $F_{xr} \tan \theta_r$ の力がばね上ばね下間の鉛直方向に作用する。同図のように、ばね下マスの回転中心が車軸中心よりも前方且つ上方に位置していれば、その力は加減速時に生じるピッチモーメントを打ち消す方向に働く。このような効果を狙って、サスペンションジオメトリが設計されている。前輪の制駆動力についても、また、前後輪の横力によるロール運動についても同様の考え方で設計されている。

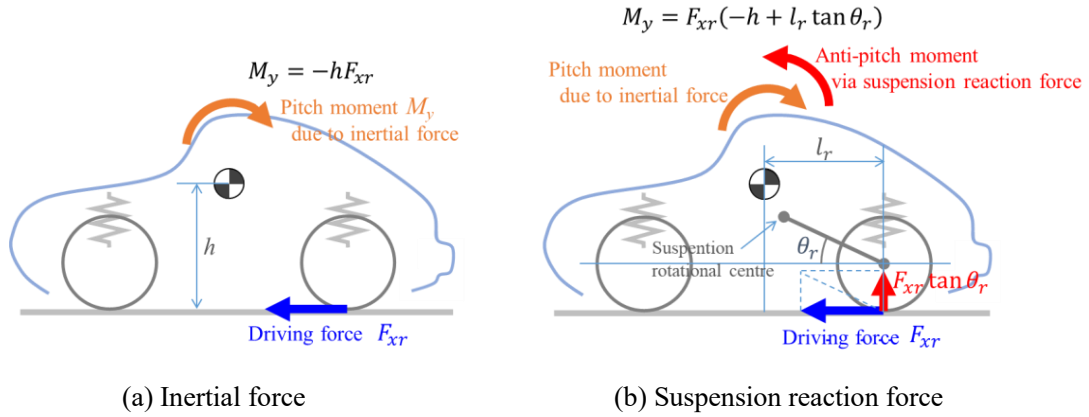


Fig. 3 Suspension mechanism which suppresses pitch motion by the driving reaction force

この特性が、駆動力配分制御の複雑さをもたらすことになる。平面運動に着目して左右駆動力配分によるヨーモーメントを与えると、Fig.4(a)に示すように、サスペンション反力によってばね上にはロールモーメントが生じてしまう。また、ある一輪に制動力を与えてヨーモーメント制御をしようとする、同図(b)に示すように、慣性力やサスペンション反力によって、重心点には横力を除く5成分力が働いてしまう。

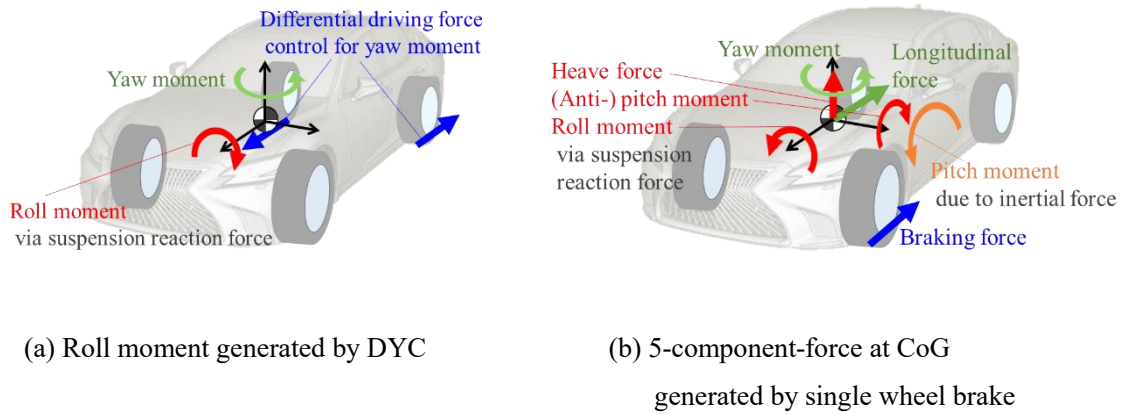


Fig. 4 Influence of suspension reaction force on the sprung mass

前にも述べた通り、ドライバの操作入力に対するばね上の微小な動きは非常に大切である。しかしながら、平面運動を制御するために駆動力配分を行うと、ばね上挙動に大きな影響を与えてしまう。常用域において、駆動力を用いた運動制御を行う際は、これらの課題を解決する必要がある。

### 1.2.2 タイヤすべり損失低減

電動化時代に 4 輪独立駆動が可能になるとすると、各輪のタイヤ摩擦円負荷率を低減する駆動力配分制御の研究に注目が集まるのは必然である。Abe らは 4 輪独立駆動車を用いて、駆動力配分制御による運動性能の向上だけでなく、各輪荷重に対する前後力と横力の合力の割合で定義されるタイヤ負荷率の 4 輪の二乗和を最小化する方法を提案している [34][35]。Nishihara らは Minimax 法を用いた駆動力配分則でタイヤ力の最適化を狙った制御法を提案している [36]。その他にもタイヤのすべり低減を狙った駆動力配分制御の研究は盛んに行われている [37]-[46]。その中でも Kobayashi らは、タイヤすべり損失と摩擦円負荷率、そして車両運動特性の関係について、次のように述べている。タイヤが線形近似できる範囲において、タイヤすべり損失パワーの 4 輪和を最小化することは、各輪のスリップ率、スリップ角を均等化すること等価であり、言い換えると各輪のタイヤ前後力、横力を摩擦円比例で配分することと等しい。また、その駆動力配分は、旋回中の加減速によって、本来生じるステア特性変化を相殺することが可能である。ここで、代表的な引用図を Fig. 5 に示す。タイヤすべり損失の低減と旋回安定性の向上が同時に実現できることが示されている。

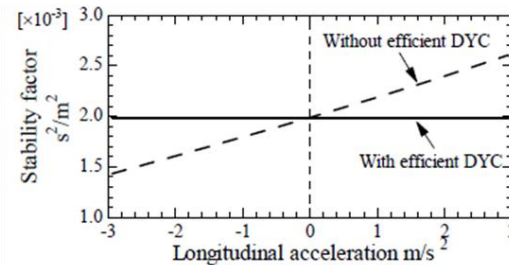
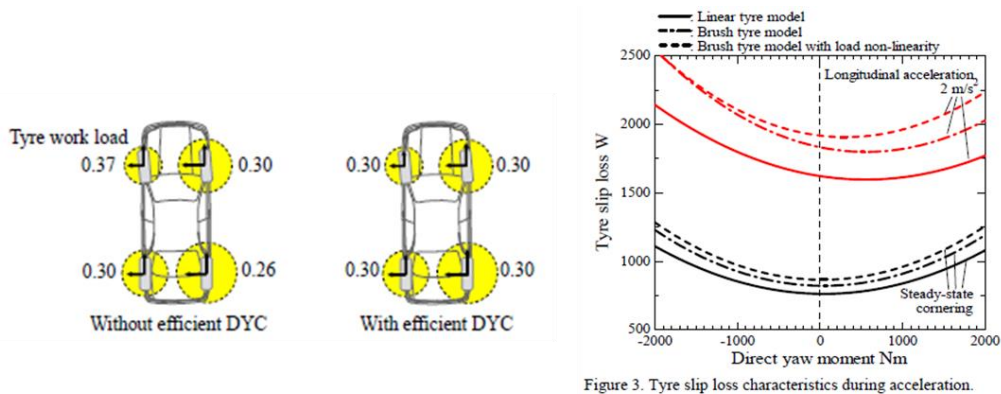


Figure 7. Stability factor during acceleration and deceleration (2m/s<sup>2</sup> left turn at 80 km/h).

Fig. 5 Effect of tyre slip loss and stability factor by the driving force distribution between left and right wheel Reference [45]

以上のように、すべり損失と運動性能の関係が整理、定式化されているが、実際の車両運動を考えると、そのまま適用できるわけではない。前述の研究の多くは、4輪の駆動力を自由に制御できる車両において、加減速を伴う準定常円旋回時の最適配分を対象としている。それはすなわち、車両運動への要求は前後力と横力の二つだけであるのに対し、4輪の駆動力を制御できるため、四つの自由度を持っている状態であり、残りの2自由度をすべり損失最小化のために利用したことで実現できている。実際の世界では、例えば、舵角は一定を保っているわけではなく多くの時間において変動している。この間はドライバが車両の進行方向を制御しようとしているため、車両には前後力、横力に加え、ヨーモーメントも要求値として加わる。また、駆動用モータ数についても四つ未満の場合も多く存在する。そのような実際の車両運動及び駆動制御装置に対し、どのようにこの考えを織り込むのが課題である。

### 1.2.3 インホイールモータによるばね上運動制御

#### 1.2.3.1 Drivelines using Electric Motors

小型設計が容易な電気モータを用いれば、様々な駆動形式の車両が設計可能になる。Fig. 6 に示す代表的な駆動形式はそれぞれ次のような特徴を持っている。(a)は最もシンプルなシングルモータ、(b)から(d)はそれぞれ二つのモータを搭載し、左右駆動力配分によるDYCが可能な構成である。(b)に示す左右輪独立モータは、シンプルな構造がメリットだが、モータには出力上限があることから、高速域や加速している状況では左右輪に駆動力配分する余力が少ないことがデメリットである。それに対し、(c)に示すように、モータを駆動用と差動用に分けることで、構造はやや複雑にはなるものの、高速や高負荷時においても左右の駆動力差を与えることが可能となる[47][48]。(d)に示すインホイールモータは、(b)と似たような特徴を有するほかに、車体側の設計自由度面のメリットやばね下質量増のデメリットがあり、詳細は後述する。また、この他にも、遊星歯車を用いて差動トルクを増幅させる機構も提案されている[49][50]。

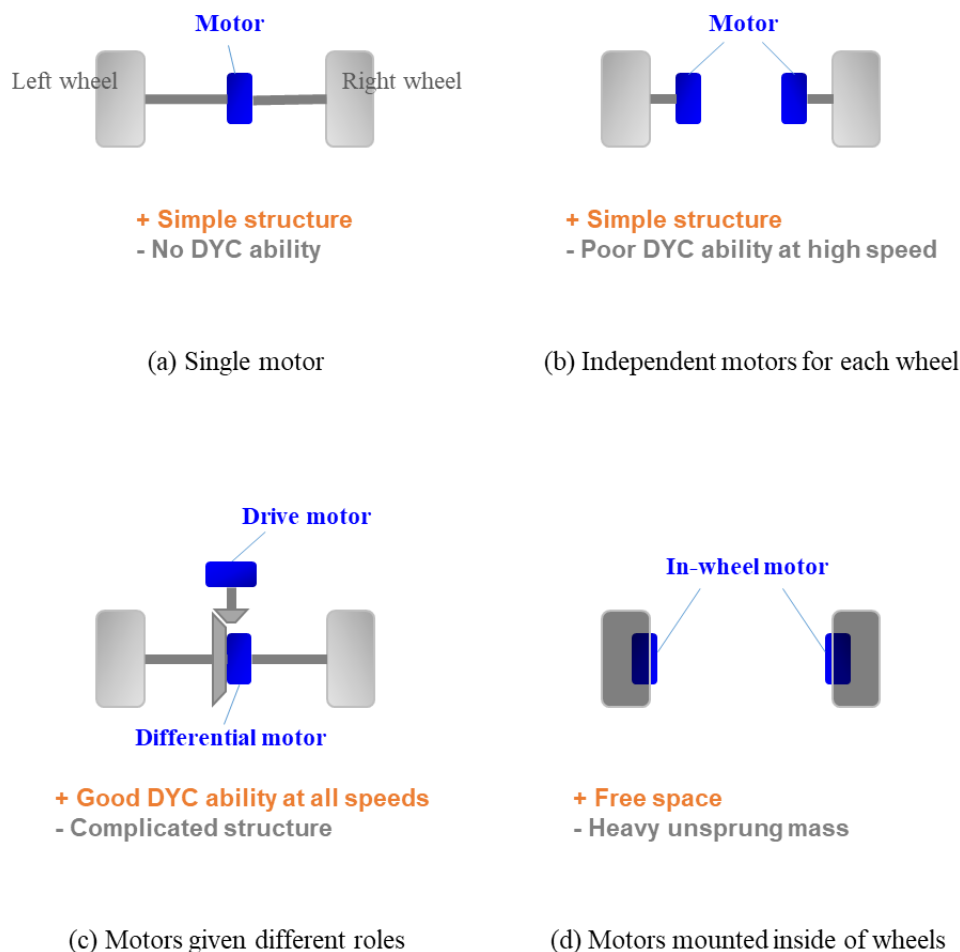


Fig. 6 Features of drivelines at an axle using one or two motors

### 1.2.3.2 Features of In-Wheel Motors

電動化車両の中でも特徴的な駆動形式は、インホイールモータ（IWM: In-wheel motor）である。駆動用モータをホイール内側スペースに搭載することで、車室内スペースの設計自由度が向上することやユニットをモジュール化できることなどのメリットがある。一方、ばね下質量が増加し、路面外乱に対する接地性や乗り心地の悪化を招くというデメリットがあるほか、いくつかの設計課題もある。駆動用モータをホイール内に収めるには、その周辺のシャシー部品配置の再設計が必要になる。モータをホイール内中心に搭載すると、サスペンションポイントの配置を見直す必要性が生じる。Rojas らはサスペンションポイントを、最適化する計算ツールを構築し、オリジナルのサスペンション性能を極力悪化させない解を導き出す方法を示している[51]。しかしながら、サスペンション性能の悪化は完全には回避できておらず、さらにブレーキや冷却、衝突など、他の性能についての検討もされていない。

IWM ユニットの設計に関しては、その他にも報告がみられるが[52]，シャシー設計の観点で現実的な設計案として、村田は Fig. 7 に示す構造を提案している[53][54]．減速機を介してホイール内のデッドスペースに収めることで，サスペンション性能やブレーキ性能などを妥協せず搭載が成立することを示している．

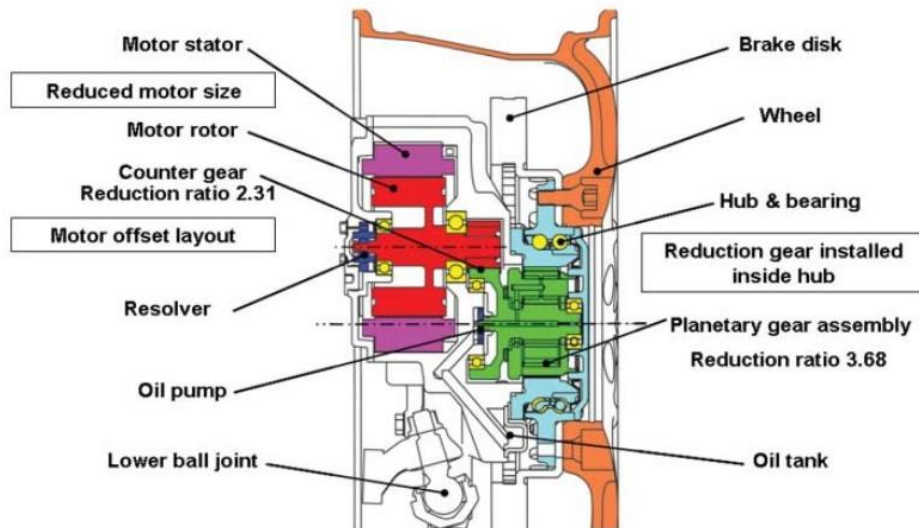


Fig. 7 Structural cross section of an in-wheel motor unit Reference [54]

さらに IWM には駆動反力に関する大きな特徴がある．駆動により生じるサスペンション反力でばね上に上下力が働くことについて前述したが，IWM に関しては特にその影響が大きい．Fig. 8 に示すように，ドライブシャフトで駆動する場合，サスペンションへの前後力の入力とは軸位置に働くため，ホイール中心とサスペンション回転中心を結んだ線の角度  $\theta_{ds}$  の tangent 成分が上下力として働く．しかし，IWM の場合は，制動力入力と同じくタイヤ接地点から入力されるため，タイヤ接地点と回転中心を結んだ線の角度  $\theta_{wm}$  の tangent 成分が上下力となる．そのため，駆動力配分制御によるばね上運動への影響は非常に大きく，何らかの手を打たなければ，特に常用域で IWM を用いて DYC を行うことはできない．

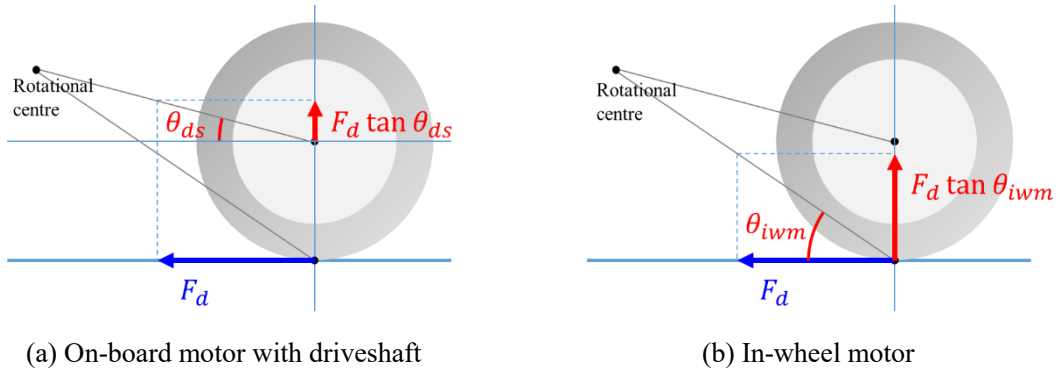


Fig. 8 Comparison of suspension reaction force at rear wheel (driveshaft versus in-wheel motor)

### 1.2.3.3 Sprung Motion Control

IWM で DYC を行うには，ばね上運動への影響を相殺する必要があるが，安易にサスペンション制御装置を搭載することは避きたい．そこで筆者は，以前に 4 輪の駆動力制御によってばね上運動も含めて制御する方法を提案した．駆動モータであるアクチュエータが四つあるということは，車両の 4 自由度運動を制御できることを意味している．そこで，各輪の駆動力が車両重心点に及ぼす力のつり合い式を立て，車両の前後，ヨー，ロール，ピッチ運動を，四つの IWM で制御する方法を提案し，それを 3D モーメント制御と命名した [55]-[57](Fig. 9)．それら四つの運動は独立に制御できるため，ばね上に影響を及ぼさない DYC を行いながら，ロールやピッチ運動を自由に制御することも可能である．また，フィードバック制御による指令を行うことで，路面外乱に対する乗り心地制御を IWM で実現できることも示した [58][59]．それまでに前例のない画期的な制御手法であったため，それらの論文はその後，IWM 制御の研究者に多く引用された．



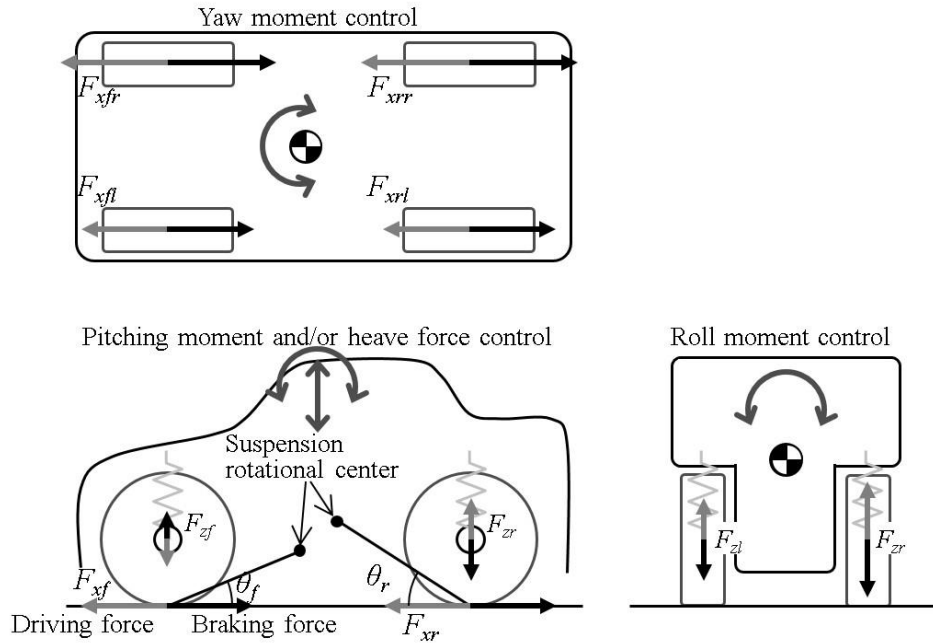


Fig. 9 3D moment control using driving forces of IWMs Reference [55]

しかしながら、筆者が提案した IWM による 3D モーメント制御は、4 輪に駆動用モータを搭載している車両にのみ適用できる制御法であった。本項のはじめに述べた通り、電動車両には様々な駆動形式が考えられる。前輪及び後輪車軸に Fig. 6 に示す駆動システムのいずれかが適用されると、4 輪独立あるいは 2 輪独立駆動だけでなく、前輪は一つのモータで駆動し、後左右輪を独立モータで駆動する 3 自由度駆動車なども考えられる。その他、電動化への移行期である現代においては、従来の ICE と電気モータが併用される駆動形式の車両も存在する。そのような車両に対し、この制御法を適用することはできない。また、アクティブステアやアクティブサスペンション等の駆動力以外の車両運動制御装置が追加搭載された場合にも対応できておらず、何らかの方法で統合制御する必要がある。また、サスペンション反力を用いた制御であるため、積極的にばね上運動を制御すると、各輪のタイヤ負荷が増加し、摩擦円余裕が低下してしまう点も課題の一つである。

#### 1.2.4 複数制御装置による統合制御

前項までに、駆動力配分制御による運動性能の向上や消費エネルギーの低減を狙った研究事例についてレビューしてきたが、タイヤの前後力だけでなくステアによる横力も加えた統合制御に関する研究も次第に着目され始めた。それらの研究事例の多くは、タイヤ限界付近における運動性能や緊急回避性能の向上を狙いとしており [60][61], スライディングモ

ードやファジィ制御などの制御理論を適用した研究例も見られる[62]-[65]．その後もタイヤの前後力，横力の最適配分に関する研究は数多く行われてきているが[66]-[75]，やはりそれらのほとんどが，タイヤ限界域付近での安定性や限界加速度の向上などを狙いとした研究に偏っている．これは，DYCを用いた研究と同様の傾向である．また，それらの研究に共通することは，平面運動だけに着目している点である．

その後に，少数ではあるがばね上運動も含めた制御が一部行われ始めた．平面運動にロール運動を加えた運動制御に関する研究の他[76]，ロール運動を制御するアクティブスタビライザーや，さらに高自由度なアクティブサスペンションを搭載し，統合制御する試みもみられ始めた[77]-[82]．しかしながら，Fig. 10に示す一例のように，駆動力やタイヤ横力が発生するサスペンション反力がばね上に及ぼす力の連成はモデリングされておらず，フィードバック制御で補償する構造を取っている．前述のとおり，常用域における車両運動は，微小なばね上の動きが大切である．車両の6自由度運動を狙い通りに制御するには，単純なフィードバックに頼るのではなく，力の連成を正確にモデリングした制御ロジックの構築が必要である．

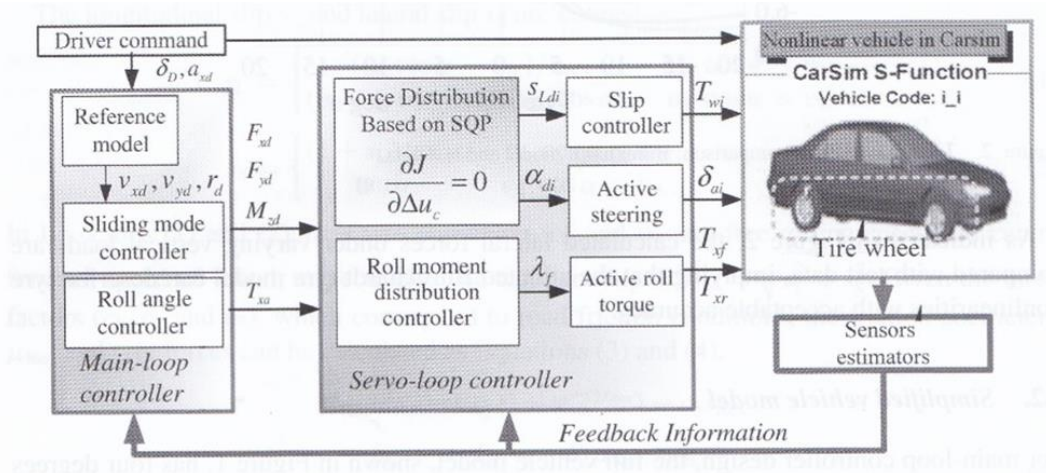


Fig. 10 Integrated vehicle control for planar and roll motion

Reference [77]

### 1.2.5 連成運動制御

前項までに紹介したように，これまでは，制御したい運動があればその方向に力を発生する制御装置を追加搭載するという方法が，当然のようにとられてきた．より多くの運動を制御するには追加コスト，追加重量は避けられなかった．しかしここで，異なる思想の制御法が提案されはじめた．例えば，車両に駆動力を与えると，前後力だけでなくピッチモーメン

トも生じる，いわゆる連成運動がある．それを積極的に用いる方法である．ピッチ運動を駆動力で制御すると前後運動も変動してしまうが，その変動を妥協できる範囲でピッチ制御を行えば，追加アクチュエータは不要である．

Yamakado らは，その連成運動制御に着目し，操舵に対する車両運動性能を向上させるために制動力または駆動力を制御する研究を長年にわたり行っている．2008 年，彼らはドライバの操舵時に発生する横加速度を微分した横ジャークを用いた G-vectoring control (GVC) と呼ばれる制御則を提案した (Fig. 11)．旋回路への進入時及び脱出時に，そのときの横ジャークに比例した減速度及び加速度を与え，それによって生じる前後荷重移動やピッチ角変化によって，アジリティやスタビリティを向上させることができることを示している [83][84]．そのわずかな前後運動とピッチ運動の変化によって，ドライバはヨーやロール運動が変化したように認知するようである．その GVC は，のちに片輪ブレーキへ制御指示を行い，平面とばね上運動のコンビネーションを制御する研究にも発展し，量産車両への適用も果たしている [85]-[92]．

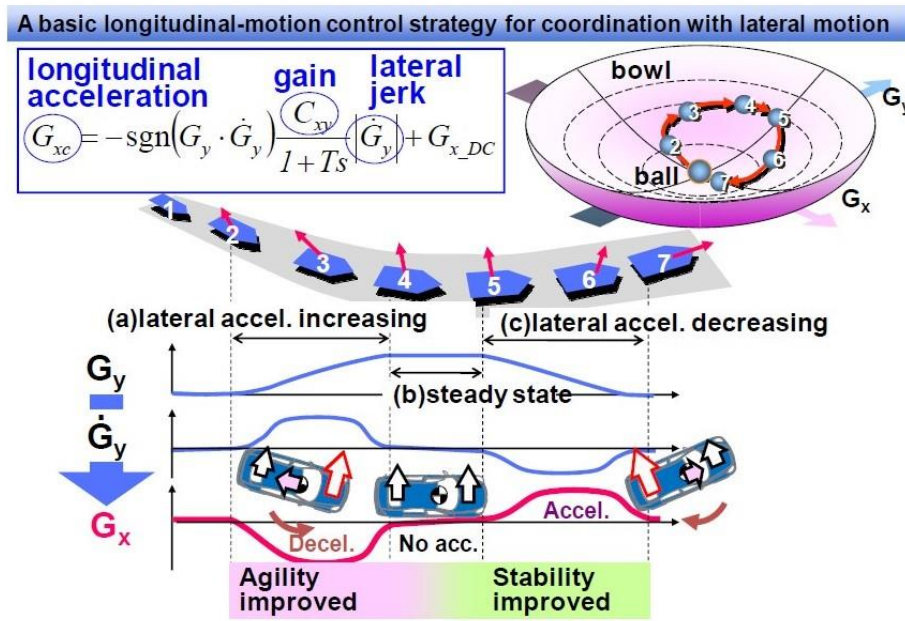


Fig. 11 G-vectoring control concept and the control law

前述のとおり，特に駆動力や制動力は，慣性力やサスペンション反力を介して多くの運動に力が連成するため，連成運動制御による効果が得られやすいアクチュエータであると言える．しかし，その一方で，連成が複雑になるほど制御設計が難しくなる．操舵や加減速に

対する狙いのばね上運動を実現するために、駆動力や制動力はどのように発生させるべきなのか、また、アクチュエータ数が一つの場合、二つの場合、三つの場合等、制御装置の構成が異なる車両に対して、それぞれの制御ロジックを新規に設計しないといけないのか等の課題が残されている。適切な運動の実現と制御開発のスマート化を狙い、連成運動制御も対象にした車両 6 自由度運動の統合制御法を確立する必要がある。

### 1.3 まとめ

地球環境保全を目的に駆動系の電動化が進みつつあるが、奇しくもそれが車両運動性能の向上をもたらすこととなった。電気モータはエンジンやブレーキ装置に比べ、応答性やトルク制御精度に優れる上、正負の駆動力を発生できる。また、小型設計も容易なため分散配置も可能である。その特徴を活かし、左右輪の駆動力を配分することによる DYC に関する研究が数多く行われている。車両運動性能の向上や運転支援、各輪タイヤ負荷率の均等化、回生効率の向上等、様々な狙いの研究例がみられる。

DYC による車両運動性能の研究に着目すると、それらの多くがタイヤ限界域の性能向上を目的としている傾向が見られる。しかしながら、一般的な自動車は緊急回避時を除き、タイヤ限界域を使う頻度は極めて低い。普段使用する常用域において駆動力配分制御による効果を見出せると、より付加価値が高まるはずである。しかし、常用域への駆動力制御の適用はそう容易ではない。タイヤ限界域であれば、基本的にはヨー運動の安定性、あるいは摩擦円を有効に使うことを重視するだけでよかったが、常用域においては、平面運動のみを狙い通りに制御しても気持ちの良い走りは実現できるとは限らない。ドライバの操舵や加減速入力に対し、ヨーや横加速度の応答だけでなく、ロールやピッチ運動も含めた 6 自由度のコンビネーションを適切に設計する必要がある。

その実現には乗り越えなくてはならない課題がある。特に駆動力をアクチュエータとする場合、力の連成の影響が大きいため、ある一つの車輪に駆動力あるいは制動力を与えると車両重心点には前後力、ピッチモーメント、ヨーモーメント、ロールモーメント、ヒール力の 5 分力が働いてしまう。例えば、ヨー運動を制御するために駆動力配分制御をしたとしても、意図しないばね上運動の変化をもたらしてしまうことになる。微小なばね上運動の違いが操縦安定性に影響するという研究結果が複数報告されているが、現状、これらの力の連成の影響を適切にモデリングした 6 自由度モデルベース制御は見られない。それゆえ、常用域の車両運動制御設計は、多くの場合、車両全体の動きを評価しながら、あるいは実車走行評価しながら制御定数等をチューニングする方法がとられている。また、複数の制御デバイスが搭載される場合は、狙いの運動を実現するために、制御デバイスごとに個別に設計された複数の制御ロジックの制御定数をチューニングする作業が強いられている (Fig. 12)。各制御デバイスの力が互いに影響し合うため、特に開発の現場では、それらの定数の適値を見つけるために試行錯誤的に評価、チューニングが行われており、膨大な反復作業を要して

いる。その作業に対し無限に時間を費やすことができれば、目標運動の実現が可能かもしれないが、実際には開発に投資できる時間や工数、費用などは限られており、その実現は難しい。現状の制御開発手法は非効率と言わざるを得ない。

電動化時代の本格到来を迎えようとしている今、この状況を打開しなければ、制御の開発効率の悪化だけでなく、理想的な運動制御を実現することも難しくなる。従来行われてきた「制御装置を起点とした開発手順」とは決別し、制御設計の発想の転換を図る必要がある。まずは狙いの車両 6 自由度運動を定め、それを実現するにはどんな力を発生させる必要があるのか、またその力を発生させるにはどのような制御デバイスが必要であるのかという正しい手順で制御設計する手法を構築する必要がある。

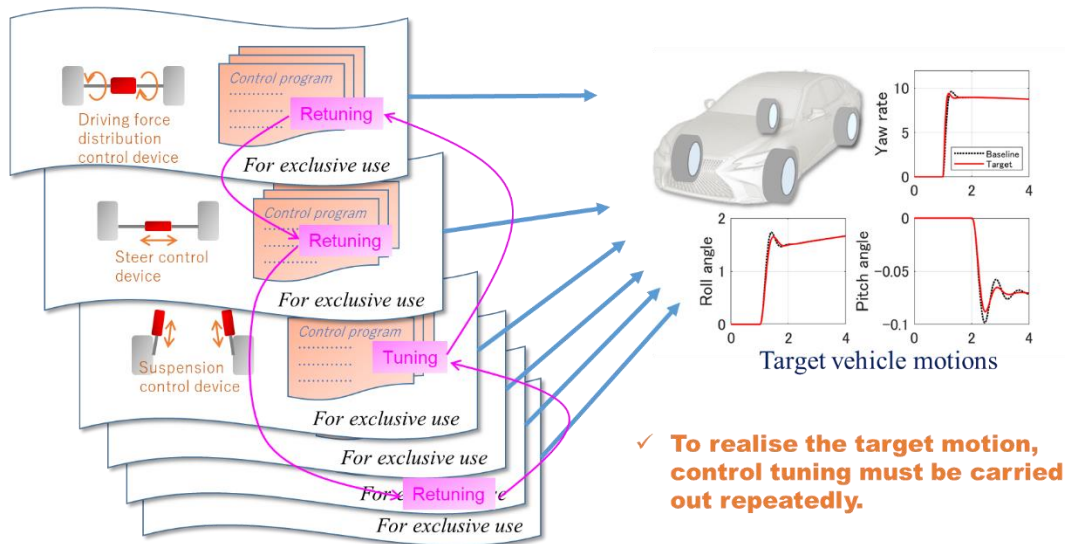


Fig. 12 Conventional development method of a controller using multiple devices

#### 1.4 本研究の狙い

「ある制御デバイスで何ができるか」という従来一般に行われてきた制御設計法から脱却し、「目標とする運動を実現するにはどんな制御デバイスがどのように力を発生すべきか」という、本来あるべき手順で指令する車両運動制御構造を構築する。

提案制御のフローを Fig. 13 に示す。まず、ドライバの操舵や加減速入力情報より、狙いの車両の 6 自由度運動を定め、それを実現するための重心 6 分力を時々刻々求める。次にその 6 分力を実現するための適切な各輪タイヤの前後力、横力、上下力の計 12 分力を、タイヤ接地面すべり損失を考慮しながら求め、最後に各制御装置へ出力する。これを基本構造

とする。しかしながら、理想的なタイヤ 12 分力を求めるだけでは、現実世界において有用ではない。各輪の前後力、横力、上下力を自由に制御するには 12 個の制御アクチュエータが必要だが、そのような車両はコストや重量、信頼性などの面から量産車では存在せず、12 分力のうちのいくつかが制御できるという車両が一般的である。そのような一般的な車両に対しては、同図の Step2 において、必要な拘束条件を加えて、その制御対象車両が搭載する制御装置のみを用いた最適な制御指令を求める。この場合、制御アクチュエータの種類や数によっては、必ずしも目標運動を実現できるとは限らないことに注意が必要である。また、本制御は、緊急回避のようなタイヤ限界域ではなく、日常的に使われる常用域での効果を狙いとするため、タイヤ特性を線形として扱い、タイヤ限界域は既存の Electronic Stability Control (ESC) に委ねるものとする。

本研究で提案する上記制御は、車両の重心 6 分力及びタイヤ 12 分力をインターフェースに、任意の制御デバイスの組み合わせの車両に対し、適切に制御指令配分するという構造を取ることから、“Generalized Distribution Policy”，略して“GDP”と命名した。GDP が狙う特徴を改めて以下にまとめる。そして、次節で本論文の構成を示す。

### 車両 6 自由度運動統合制御“GDP”の特徴

- ・タイヤ限界域ではなく日常的に使われる常用域が制御対象
- ・微小なばね上運動も制御可能な車両 6 自由度モデルベース制御
- ・過渡運動も含めたタイヤすべり損失最小化
- ・駆動力制御装置だけでなくステアやサスペンション制御装置も含めた統合指令
- ・制御アクチュエータ数の限られた現実的車両に対する 6 自由度モデル規範制御
- ・量産車への実装を見据えた低負荷演算
- ・反復作業の必要がないワンウェイ制御指令構造による開発の効率化



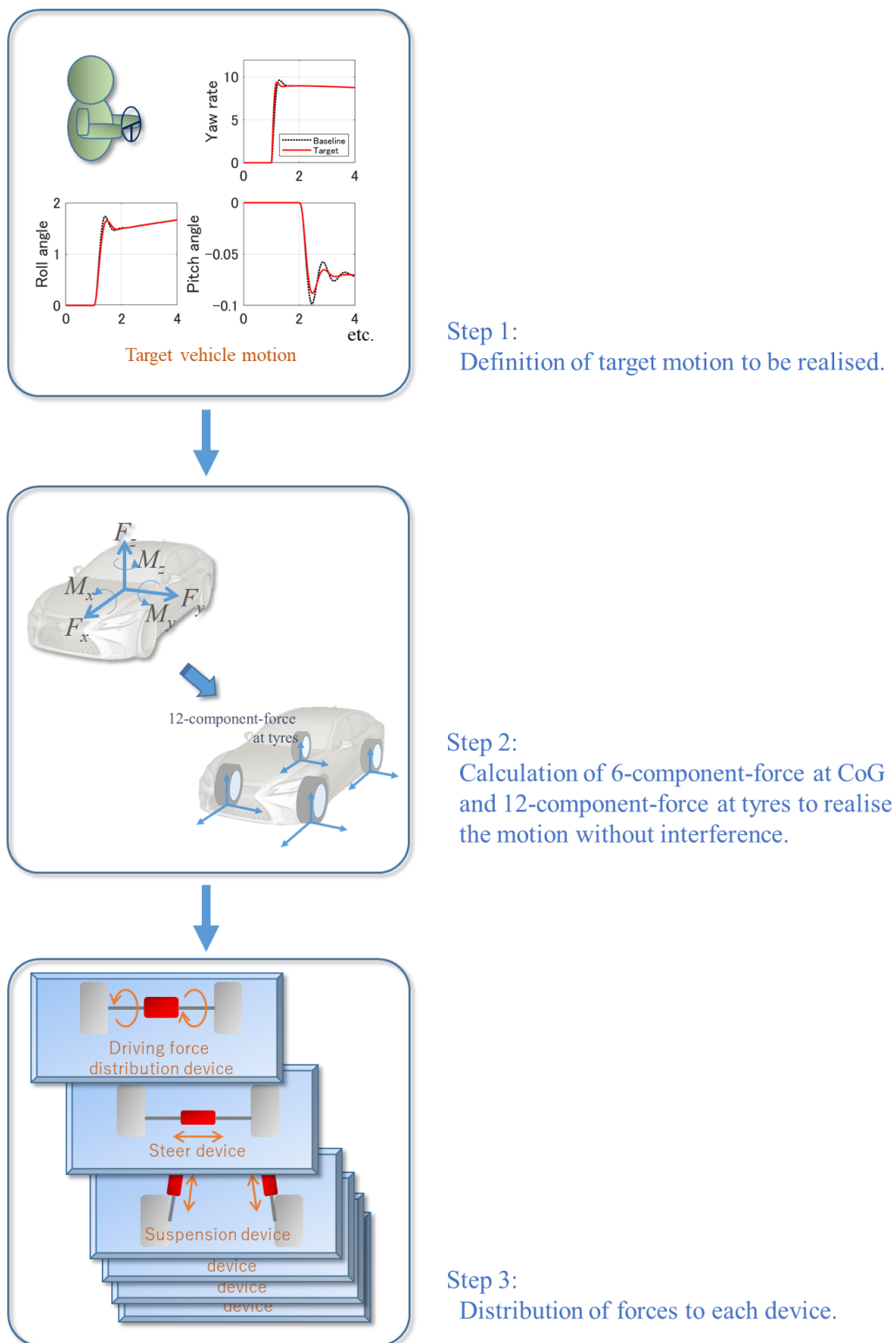


Fig. 13 Control flow of a novel vehicle control architecture "GDP"

### 1.5 本論文の構成

本論文は 8 章構成とし、第 1 章が序論、第 8 章が結論であり、第 2 章から第 7 章が車両 6 自由度運動統合制御に関する研究内容である。

第 2 章「車両運動制御の役割」では、運転しやすい車両応答特性、外乱に対する振動抑制による快適性等の観点で、シャシー設計で実現できることと、制御によってそれらの性能が向上する、あるいは複数性能が両立できることを説明する。

第 3 章以降で、各輪駆動力が車両運動の制御デバイスに仲間入りする時代の車両運動統合制御法について論じる。

第 3 章「タイヤすべり損失を最小化する平面運動制御法」では、まず、車両が運動する際、タイヤの前後力や横力を発生することによって生じるタイヤ接地面でのすべり散逸パワーを定式化する。その後に、ドライバ操作に対する目標とする車両平面運動の状態量を定義し、それを車両の前後力、横力、ヨーモーメントの 3 分力で表現する方法について述べる。その 3 分力を実現するため、タイヤすべり損失の観点で最も効率的な各輪の前後力、横力配分を反復演算なく代数的に求める方法について論じる。

第 4 章「タイヤ前後力、横力を考慮したばね上運動制御法」では、各輪タイヤ発生力がばね上運動に及ぼす影響について整理する。アクティブサスペンション等が発生するサスペンション上下力だけでなく、タイヤ前後力や横力によってばね上に生じる慣性力や、サスペンション反力を介して生じるアンチピッチ、アンチロールモーメント等も考慮した力の関係について整理する。

第 5 章「平面運動とばね上運動の統合制御法」では、平面運動に関して述べた第 3 章の内容とばね上運動に関して述べた第 4 章の内容を統合する。ドライバ入力による狙いの車両 6 自由度運動を重心 6 分力で表現し、タイヤすべり損失を最小化しながらそれを実現する最も効率の良いタイヤ 12 分力解をモデルベースで求める手法について論じる。

第 6 章「制御装置に制約がある場合の解法」では、タイヤ 12 分力を自由に制御できない現実的な車両における適切な求解法について述べる。サスペンション制御装置やステア制御装置を備えていない車両など、制御できるタイヤ力が限られている場合には、制御できないアクチュエータに制約を与えたうえで解を求める必要がある。目標運動との誤差を極力抑えながらタイヤすべり損失を最小化する方法について述べる。

第 7 章「車両 6 自由度運動統合制御“GDP”の効果検証」では、第 6 章までに提案した統合制御法“GDP”の効果を検証する。まずはタイヤ 12 分力を制御できる車両に本提案制御を適用した計算結果を示す。操舵や加減速入力時のタイヤ 12 分力制御指令値、及びそれが車両のアクチュエータに与えられたときの車両運動、そして、各輪タイヤ負荷率の一致度合い等を確認する。続いて、制御アクチュエータ数を 12 から 8, 4, 3 と減らした車両に対し、同じ制御目標を与えた際に、その目標運動達成度合いとタイヤ負荷率がどのように変化するか検証する。その後、4 輪にインホイールモータを搭載した実験車両を用いて、平面運動



とばね上運動を狙い通りに制御可能か実車検証し、加えて、前後輪の駆動力を自由に制御できる 2 自由度制御実験車両に対し、乗り心地を向上させる制御指令を与えた際の検証も行う。

以上の構成で、駆動系の電動化時代において、駆動力を車両運動制御アクチュエータに仲間入りさせた車両 6 自由度運動統合制御について論じる。

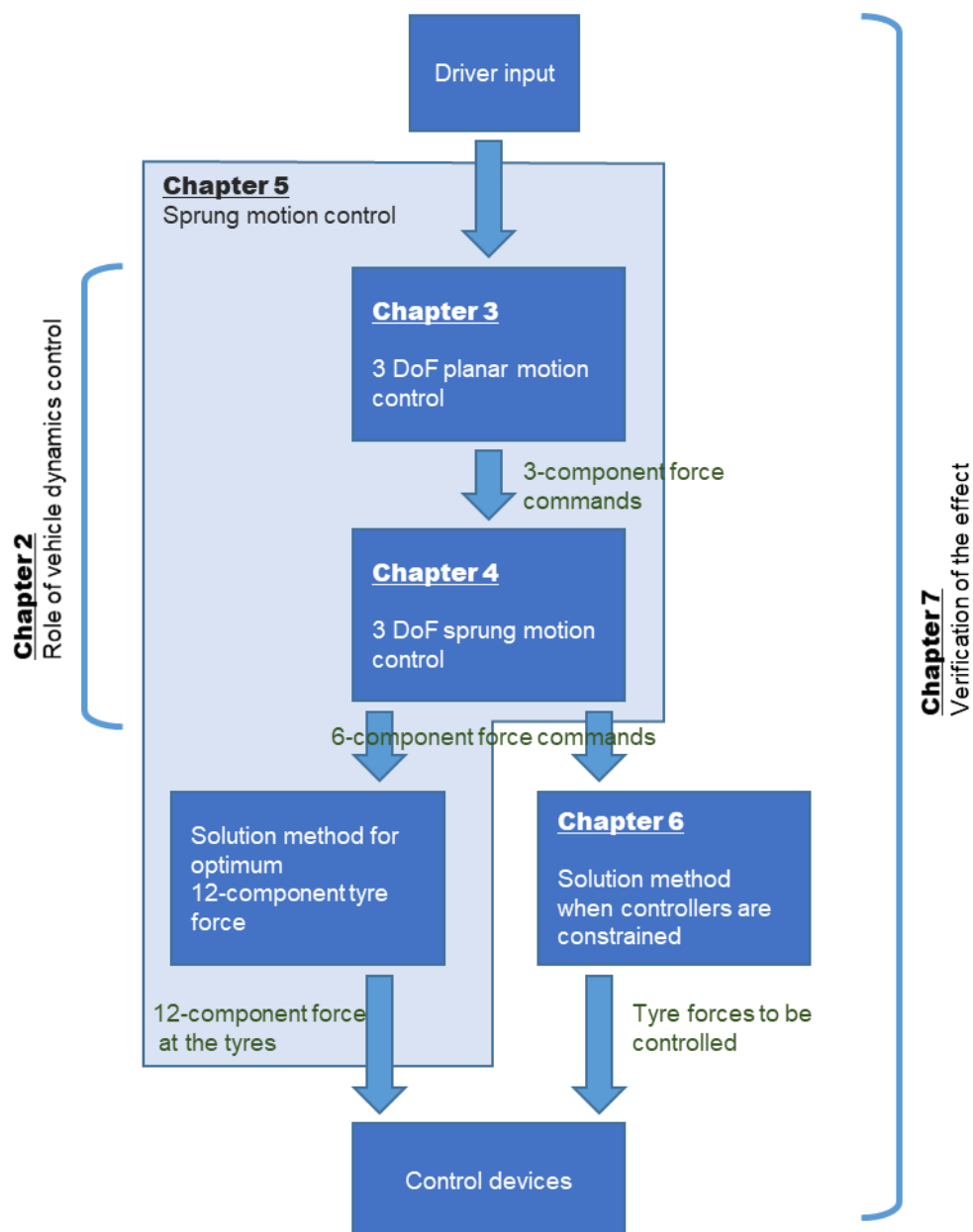


Fig. 14 Chapter structure of this paper

## 第2章

### 車両運動制御の役割

#### 2.1 はじめに

車両運動性能はサスペンション、タイヤ、ステアリング等の要素から設計される。しかしながら、操舵応答、乗り心地、消費エネルギーなどの性能はトレードオフ関係にある場合が多く、スポーツカーやラグジュアリーカー、エコカーのように、ある性能に特化した車両の存在がそれを示している。運動制御装置が研究開発されてきたのは、乗り心地を犠牲にせずに操舵応答性を向上させるなど、複数性能を高いレベルで両立させることが大きな目的の一つである。本章では、各走行シーンにおいて制御を適用することによるうれしさについて論じる。

#### 2.2 操舵入力に対する過渡応答特性の向上

ドライバはペダルやステアリングによって加減速や操舵入力を行い、速度や位置、軌道を制御しながら車両を走行させている。ドライバが車両を思い通りに運動させるには、ある程度、その車両の動きに習熟する必要がある。ドライバは運転しながら操舵や加減速入力に対する動きの大きさや遅れを学習し（モデリング）、頭の中でその逆モデルを生成して、入力するステア角やアクセル、ブレーキペダル踏力を決めている（フィードフォワード制御）。車両の動きが予想からずれた分に関しては、視覚や体感情報を用いて（センシング）修正操作（フィードバック制御）を行い、その修正量が小さくなるように、日々の運転を通してモデルの精度向上を行っている。そのモデリングスキルが高いほど、思い通りに車両を操作できることになるが、そのスキルには個人差もある。一般的なドライバには正確なモデリングは難しい場合も多く、修正操舵や加減速が必要になったり、不快なロールやピッチ運動を励起してしまったりする場合がある。その車両特性を単純なものにすれば、学習もしやすく、逆モデルも構築しやすくなるはずである。

操舵過渡応答制御の例として、ステア制御装置などを用いて操舵に対するヨーの応答性を向上させると運転しやすくなることが知られている[93]。これは操舵入力に対するヨー応答の Bode 線図におけるゲインと位相をフラットに近づける方向であり、車両応答特性を単純化することで得られた結果と考えられる。応答性を制御する方法としては、ステア角制御

の他に、左右輪制駆動力配分制御などがある。

ここで、Fig. 15 に示す線形2輪モデルを定義し、操舵入力に対するヨーレート、横加速度の応答特性の計算を行う（※線形2輪モデルからヨーレート、横加速度を導出する過程は巻末の付録Aに示す）。基準車両特性に対し、前後輪のタイヤコーナリングスティフネスを共に30%及び60%増加させたものを比較する。車速120km/hで50msの時定数の1次遅れフィルタを掛けたステップ操舵入力を行ったときの、それらの応答波形をFig. 16に示す。尚、定常ヨーゲインが一致するようにそれぞれの入力舵角ゲインを調整している。その結果より、コーナリングスティフネスを高くするとオーバーシュートが低減し、横加速度の応答性も向上することが確認できる。続いて、周波数応答波形をFig. 17のBode線図に示す。その結果から、コーナリングスティフネスの向上とともにゲイン特性がより平坦になることがわかる。これによってドライバの操舵に対する車両追従性が向上するため、操縦性が向上する。コーナリングスティフネスの向上は、例えば、タイヤ幅を大きくすることで実現可能であるが、それは転がり抵抗の増加やばね下質量の増加を引き起こし、消費エネルギーや乗り心地の悪化等につながる。そこで、種々のトレードオフがある車両のハード的な設計諸元を変更するのではなく、制御装置を用いることで、それらの性能を両立させることが可能である。また、制御は優れたハード諸元を模擬するだけでなく、車両状態量などに応じて自由に目標特性を設定することが可能であるため、制御特有の特性も実現可能である。

制御装置に関しては、操舵応答を制御する代表的なものとして、アクティブステア装置がある。前輪、あるいは後輪の舵角を追加操舵制御するものであり、タイヤ横力を制御できることから、所望の操舵応答特性を実現することが可能である。その他にも、左右輪の駆動力配分によってタイヤ前後力差をつけてヨーモーメントを発生させる、いわゆるDYCを用いても同様の特性を狙うことが可能である。しかしながら、タイヤの前後力や横力を発生させると、サスペンションを介して力が連成し、ばね上運動にも影響が及ぶため、制御設計の際はそのあたりにも注意する必要がある。

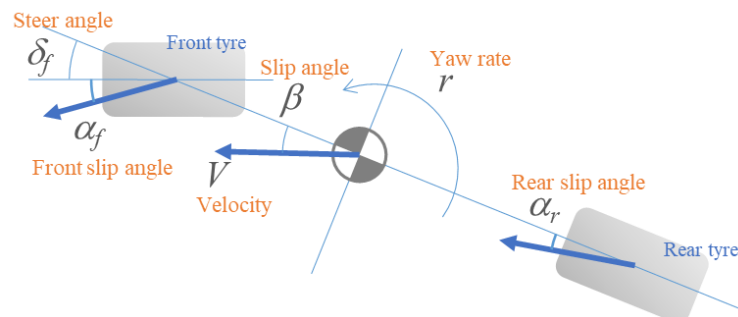


Fig. 15 Linear bicycle model for planar motion analysis

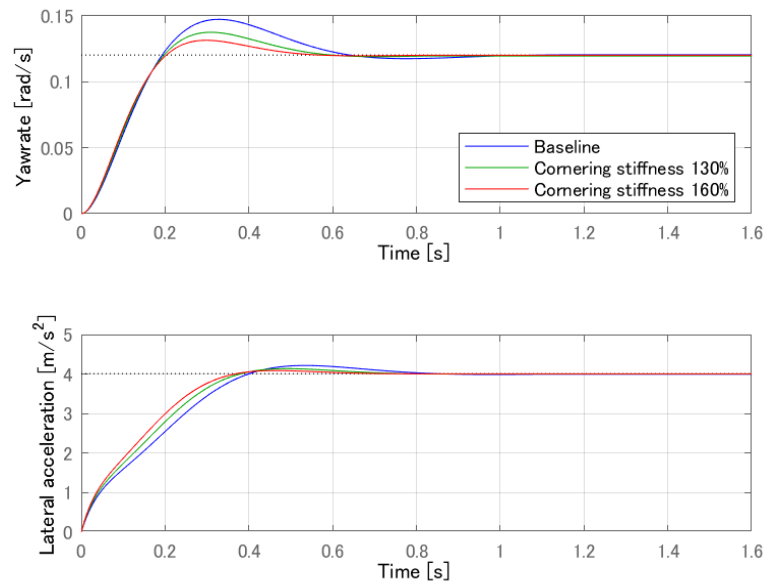


Fig. 16 Vehicle responses by stepped steer input for different tyre characteristics

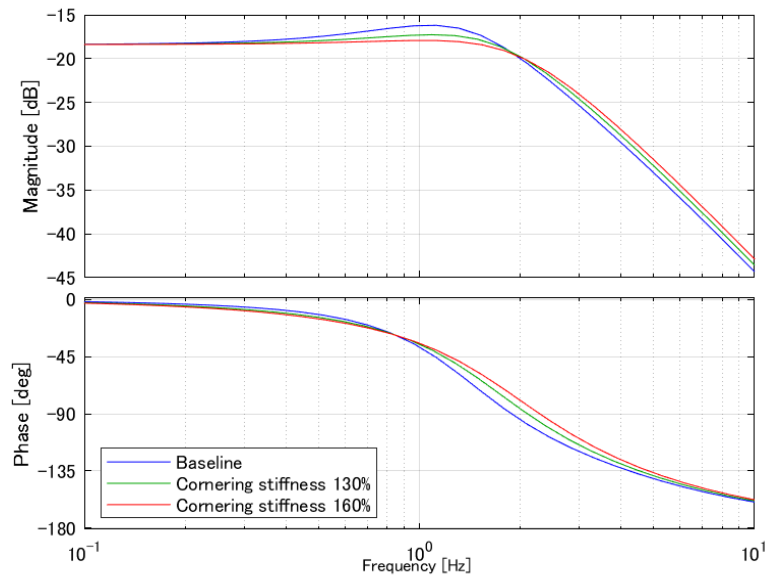


Fig. 17 Bode diagram of yaw rate against steer input for different tyre characteristics

### 2.3 外乱による振動抑制

車両は不整地路面から入力を受け、各輪がばね上マスに対し上下方向に力を及ぼすため、車体は上下、ロール、ピッチ方向に動かされる。車両の姿勢変化の抑制や耐久性向上を目的に、車体からキャビンを吊るす“サスペンション”が、馬車の時代にはすでに発明され、現代にも受け継がれている。サスペンションのばね定数を低く設計すると、路面からばね上マスへの入力を低減できる一方、ドライバの加減速や操舵入力に対しては車体のピッチやロールの姿勢変化が大きくなってしまう。それらの要件をバランス良く満足する設計が求められる。実際のサスペンション設計は、まず固有振動数と減衰比を指標とし、ばね定数と減衰係数のおおよその選定が行われる。その基礎検討には Fig. 18 に示すようなシンプルな2慣性系モデルが使用されることが多い。ばね上マスの共振周波数はサスペンションのばね定数をばね上質量で除したものの平方根で決まり、一般に 1~2Hz 程度を狙って設計される。そして、減衰器の減衰係数はその共振振幅を低減することを第一に設計される。しかしながら、減衰係数を上げると全域で制振されるわけではなく、トレードオフもある。減衰係数を基準値の 0.6 倍から 1.4 倍まで変化させたときの、路面外乱入力に対するばね上加速度の周波数応答を Fig. 19 に示す。減衰係数を上げれば確かにばね上共振周波数の振動は低減されるが、それより高い周波数帯の振動が悪化することがわかる。特にブルブル、ヒョコヒョコなどとも表現される 4~8Hz の振動は、乗員が不快に感じる周波数域と言われている [94]。基本的にはこれらのバランスを考慮し減衰係数が設計されている。

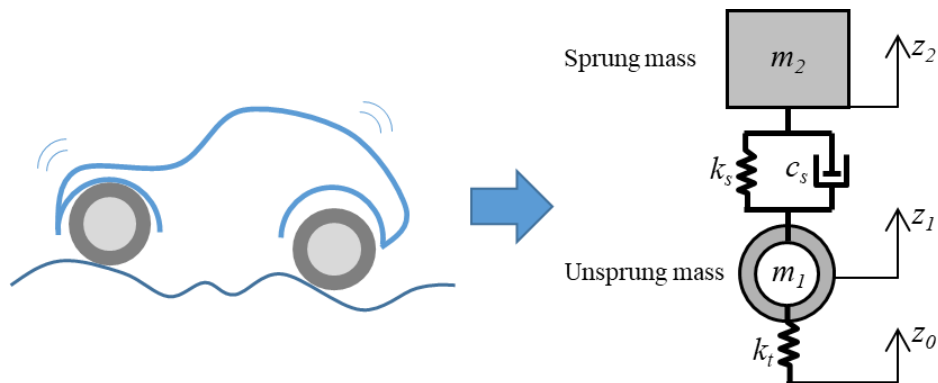


Fig. 18 Quarter car model for analysis of ride comfort

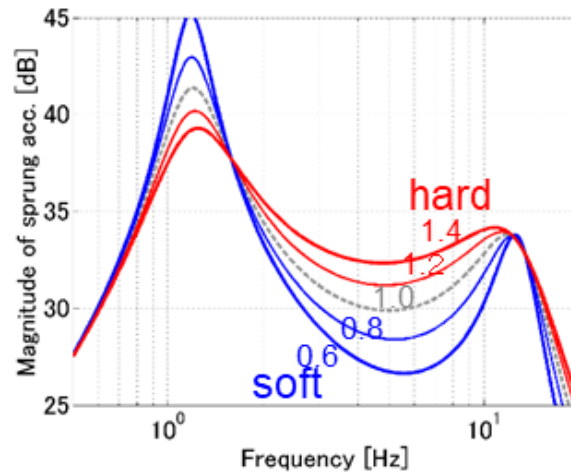


Fig. 19 Heave acceleration of sprung mass against road displacement for different damping coefficient of the shock absorber

パッシブなサスペンションはこのようなトレードオフ関係を有するが、制御を用いることで改善できる。各輪に上下力を制御する装置を搭載し、何らかの制御則に従って制御を行う。制御装置としては正負の力を発生できるアクティブサスペンションの他、減衰器の減衰係数を制御する形式のものがある。後者はセミアクティブサスペンションと呼ばれ、比較的簡易な構造で実現できるため、制御サスペンションの多くがこの形式を採用している[95]。制御則については、スカイフックダンパ制御や  $H_{\infty}$  制御の他、プレビューセンサを用いたもの等が存在するが、制御ロジックのシンプルさ、ロバスト性、使用センサのコスト等の面で優れるスカイフックダンパ制御が最も普及している。その名の通り、空からばね上をダンパで吊るした際の力をサスペンションアクチュエータによって与える制御則であり、Fig. 20 のように図示できる。一般に、車体に搭載した加速度センサ値から求められるばね上絶対速度を用いて制御される。このモデルを用いて路面変位入力に対するばね上加速度を計算した結果を Fig. 21 に示す。青線がスカイフックダンパ制御を適用した結果である。サスペンションのダンパの減衰係数を上げたときとは異なり、スカイフックダンパによりばね上共振振幅は低減されているにもかかわらず、Fig. 19 で見られた数 Hz 帯の振動の悪化はほぼ見られない。制御を適用することによって、パッシブなサスペンションの設計では実現できなかった性能の両立が可能となる。

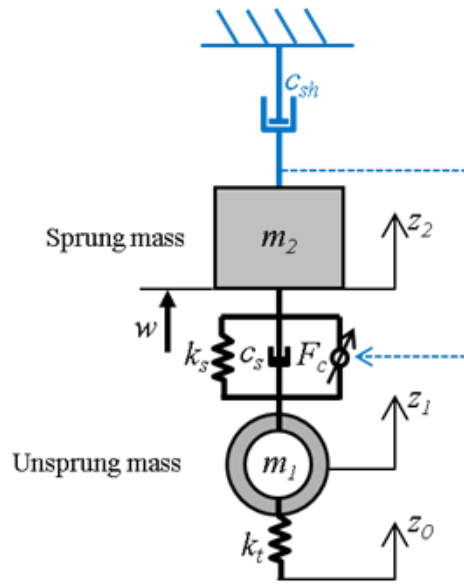


Fig. 20 Conceptual diagram of the skyhook damper control on a quarter car model

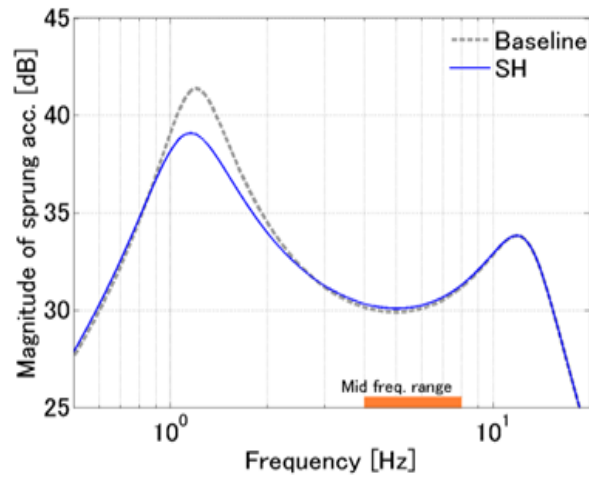


Fig. 21 Effect of skyhook damper control on the sprung acceleration

路面外乱は前方路面形状を検知する高性能なセンサと推定ロジックを搭載しない限り、事前に予測することは不可能であるため、乗り心地制御は基本的にフィードバックにより行われる。一方、ドライバ入力に対するばね上運動として、外乱入力に対するものとは異なる運動特性を実現したい場合は、加速度センサなどでセンシングしたばね上運動から、ドライバ入力によるばね上運動分を差し引いたうえで制御する構成をとる必要がある。

## 2.4 ドライバ入力に対するばね上姿勢変化抑制

車両はタイヤ接地面に前後力、横力を発生させて運動する。それらの力により車両重心点には前後、横方向の力とヨーモーメントに加えて、ピッチモーメント、ロールモーメント等が働くため、それに伴いばね上姿勢が変化する。その姿勢変化を抑制するには低重心化する以外には、サスペンションのばね定数や減衰係数を高める方法があるが、路面外乱に対する乗り心地とはトレードオフの関係にある。それに対し、序論でも述べた通り、ドライバの加減速入力によるタイヤ前後力や、操舵入力によるタイヤ横力が発生すると、それにより生じるピッチやロールの姿勢変化を、サスペンション反力によってある程度相殺するよう、サスペンションジオメトリが設計されている。そのサスペンション反力がばね上に与える力は、例えば、Fig. 22(a)に示す後輪駆動車の場合、加速時にばね上に入力されるピッチモーメントの大きさを低減するものであり、これによりドライバの運転操作に対する姿勢変化が抑制される（同図(b)）。しかし、これはピッチの動特性を変化させるものではない。ドライバ入力時のばね上姿勢は、ドライバにとって大切な情報であると言われており[96]、単純に動きを小さくするだけでなく、その動特性やロールとピッチのタイミングなどにも設計要求が及ぶことがある。そのような場合においては、ばね上運動の制御が可能なアクチュエータを用いる必要がある。

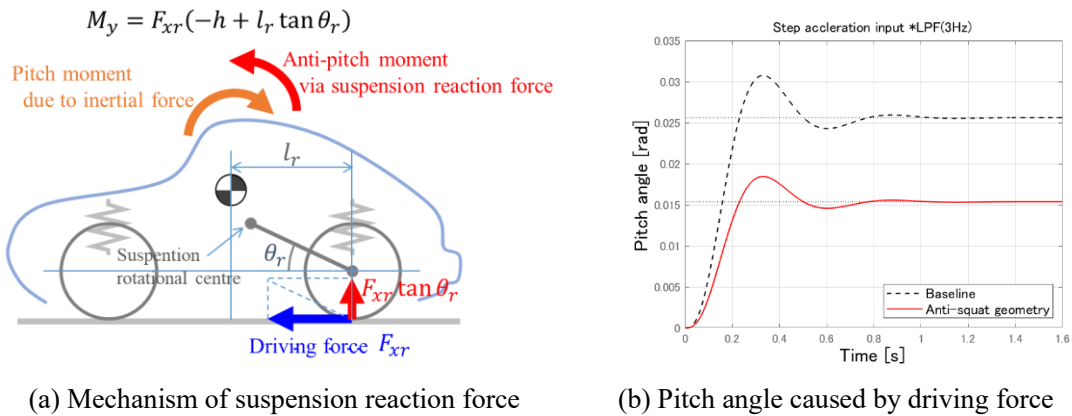


Fig. 22 Effect of suspension reaction force on pitch motion caused by driving force

## 2.5 まとめ

各走行シーンにおいて車両運動として望ましい特性があり、それらは基本的にサスペン



ションやタイヤなどのシャシー要素で設計されているが、制御装置を用いることで、より自由な運動特性の実現やトレードオフ関係にある性能の両立が可能となる。制御による性能向上が望まれる運動は、操舵応答や加減速応答、路面外乱に対する乗り心地等、すべてが対象であり、車両 6 自由度運動を適切に設計する必要があることを意味している。複数の制御装置を搭載する場合はもちろんのこと、車両運動は特にサスペンションを介して力が複雑に連成するため、単一の制御装置を搭載する場合も 6 自由度運動を考慮した制御設計が必要である。

## 第3章

### タイヤすべり損失を最小化する平面運動制御法

#### 3.1 はじめに

本章から第5章にかけて、車両6自由度運動統合制御“GDP”の構造及び具体的な演算法について述べる。GDP ははじめに目標運動を設定し、それを実現するための重心点における力を求め、そして、力の連成を考慮した上でそれを実現する適切なタイヤ発生力を演算するという手順を踏む制御構造である。Fig. 23 に示すように、平面運動、ばね上運動、そしてそれらを統合した6自由度制御法という流れで各章にて説明する。本章では、ドライバ入力から目標平面運動を定義し、それを平面3分力で表現する方法、その後その3分力を実現するための適切な各輪タイヤ力を求める。各輪タイヤ力の配分については、タイヤのすべりにより生じる散逸パワーを評価関数とし、最小化を狙う。

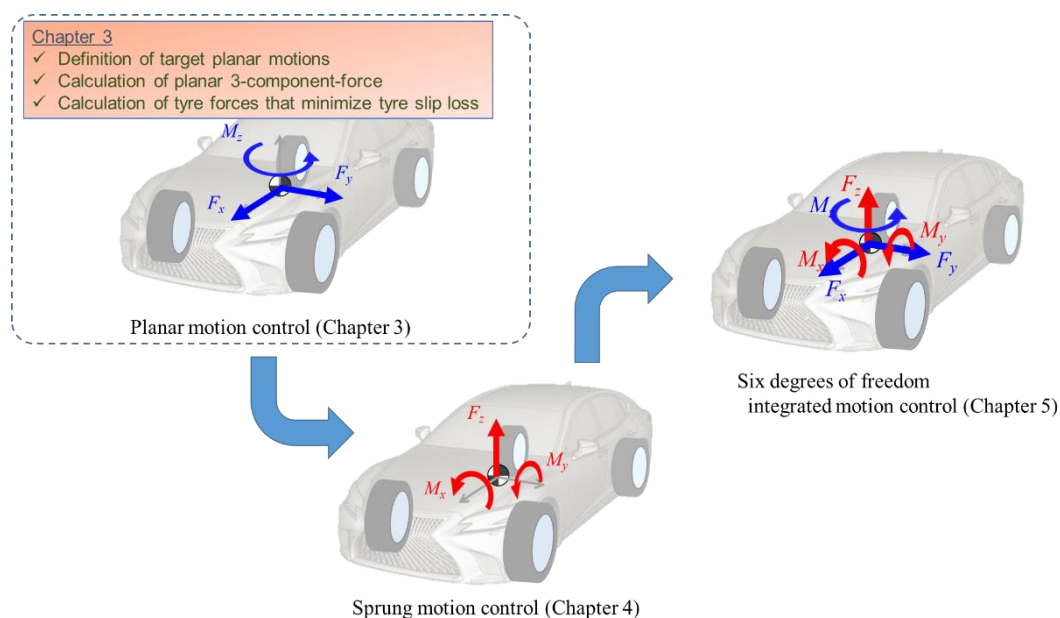


Fig. 23 Chapter structure and issues in chapter 3

### 3.2 タイヤのすべりによる散逸パワー

車両が平面運動を行う際、タイヤが前後力、横力を発生することで接地面においてすべりが生じ、エネルギーが熱として放出される。エネルギー損失という観点では、このほかにも電気系損失や駆動系の機械損失、空気損失等が存在するが、車両が加減速や旋回運動を行う際には、接地面におけるすべり速度は車体速度の数パーセントにも及び、すべりによるエネルギー損失は比較的大きな割合を占める。また、運動性能の観点からも、タイヤのすべりを最小化させることは摩擦円余裕の確保につながる重要な要素であるため、本節ではタイヤのすべりによる散逸パワーに着目し、まずはその定式化を行う。

タイヤの接地面において、前端側は粘着域、後端側はすべり域と呼ばれ、そのすべり域においてエネルギーが散逸されると解釈できる。その散逸パワーの演算方法については、ブラシモデルなどを用いて厳密にそのすべり域における仕事率を計算する方法もあるが、タイヤをよりマクロな視点から見て、そのタイヤに発生している前後力、横力とタイヤのスリップ率やスリップ角から求められるすべり速度の積によって求めた答えと等価であることが証明されている[97]。したがって本稿では、すべりによる散逸パワーは、計算が容易な後者のマクロ視点による求め方を用いる。

まずはタイヤの前後運動によって生じるすべり散逸パワーについて述べる。Fig. 24 に示すように、車体速を  $V_x$ 、タイヤ有効半径を  $r_t$ 、車輪回転角速度を  $\omega$ 、前後力を  $F_{xt}$  と定義する。

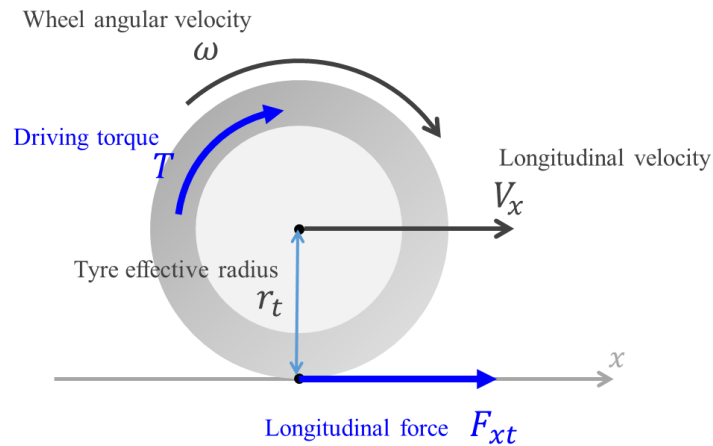


Fig. 24 Tyre longitudinal motion model and definition of parameters

タイヤ接地面におけるすべり速度  $V_{sx}$  は、式(3.1)に示すように、車体速とタイヤ外周の速度の差で表される。

$$V_{sx} = V_x - r_t \omega \quad (3.1)$$

スリップ率  $s_x$  は式(3.2)で表されるように、すべり速度と車体速の比で定義される。

$$\begin{aligned} s_x &= \frac{V_{sx}}{V_x} \\ &= \frac{V_x - r_t \omega}{V_x} \end{aligned} \quad (3.2)$$

駆動トルクを  $T$  とすると、駆動源の仕事率  $P_{in}$  は式(3.3)で表される。ここではタイヤの定常回転状態を仮定し、駆動トルクはタイヤ接地面駆動力とタイヤ有効半径との積に等しいものとする。

$$\begin{aligned} P_{in} &= T \omega \\ &= F_{xt} r_t \omega \end{aligned} \quad (3.3)$$

式(3.1)と式(3.3)から  $\omega$  を消去すると、式(3.3)の仕事率  $P_{in}$  は以下のように変形できる。

$$\begin{aligned} P_{in} &= F_{xt} (V_x - V_{sx}) \\ &= F_{xt} V_x - F_{xt} V_{sx} \end{aligned} \quad (3.4)$$

式(3.4)の右辺第一項が運動に利用されるパワーで、第二項が接地面のすべりにより散逸するパワーである。それらを式(3.5)、(3.6)に示すように、それぞれ  $P_k$ ,  $P_x$  と定義する。

$$P_k = F_{xt} V_x \quad (3.5)$$

$$P_x = -F_{xt} V_{sx} \quad (3.6)$$

ここで、タイヤのドライビングスティフネスを  $K_{xt}$ 、それを輪荷重  $w$  で正規化したものを  $C_{xt}$  と定義すると、タイヤ前後力  $F_{xt}$  は式(3.7)で表される。

$$\begin{aligned} F_{xt} &= -K_{xt} s_x \\ &= -C_{xt} w s_x \end{aligned} \quad (3.7)$$

式(3.2)、(3.6)、(3.7)より、 $s_x$ ,  $V_{sx}$  を消去すると、すべり散逸パワー  $P_x$  は式(3.8)で表される。

$$P_x = \frac{V_x F_{xt}^2}{C_{xt} w} \quad (3.8)$$

次に、横力についても同様の手順で求める。Fig. 25 に示すように、横すべり速度を  $V_{sy}$  とすると、スリップ角  $\alpha$  は式(3.9)で表される。但し、本研究の対象範囲では  $\alpha$  は十分小さいものとし、逆正接関数は省略する。

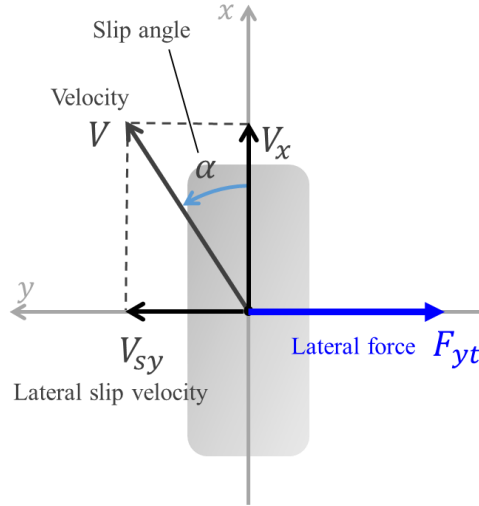


Fig. 25 Tyre lateral motion model and definition of parameters

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{V_{sy}}{V_x} \approx \frac{V_{sy}}{V_x} \quad (3.9)$$

コーナリングステイフネスを  $K_{yt}$ 、それを輪荷重  $w$  で正規化したものを  $C_{yt}$  とすると、横方向のすべりによる散逸パワー  $P_y$  は、前後運動の場合と同様に求めると、式(3.10)で表される。

$$P_y = \frac{V_x F_{yt}^2}{C_{yt} w} \quad (3.10)$$

よって、前後力、横力による散逸パワー  $P$  は式(3.11)に示すように、式(3.8)と式(3.10)の和で表される。

$$\begin{aligned} P &= P_x + P_y \\ &= \left( \frac{F_{xt}^2}{C_{xt}} + \frac{F_{yt}^2}{C_{yt}} \right) \frac{V_x}{w} \end{aligned} \quad (3.11)$$

車両に取付けられたタイヤに前後力や横力が発生すると、それに重心高を掛けた分のモーメントが発生し、それにつり合うように各輪間で荷重移動が生じる。タイヤのすべり散逸

パワーは輪荷重に反比例する関係にあるため、前後力、横力の各輪への配分を適切に行うことによって、タイヤすべり散逸パワーの4輪和を低減させることができる。次節以降で、車両が平面運動する際に目標運動を実現しつつ、タイヤすべり散逸パワーを最小化する前後力、横力配分法について論じる。

### 3.3 目標車両特性

4輪自動車において、各輪の前後力、横力を自由に制御できると仮定した場合、ドライバの運動要求に対して、前節の散逸パワーを最小化する各輪前後力、横力を求めると、各輪の荷重配分比でそれらの力を配分する解が求まることが知られている[43]-[46]。それは、限界加速度や外乱安定性の向上にもつながる。本節以降では、その効果を狙い、ドライバ要求である車両の前後、横、ヨー運動の平面3分力要求を満たしつつ、各輪散逸パワーの和を最小化する方法を示す。

まずは前後力  $F_x$ 、横力  $F_y$ 、ヨーモーメント  $M_z$  の3分力を要求する。その要求指令値ベクトルを  $\mathbf{y}_3$  とし、式(3.12)で定義する。

$$\mathbf{y}_3 = [F_x \quad F_y \quad M_z]^T \quad (3.12)$$

$F_x$  はドライバ要求前後加速度から求め、 $F_y$ 、 $M_z$  は操舵入力に対し目標とする車両モデルを介して求める。ドライバ入力に対する目標車両運動特性は自由に設定してもよいが、あまりに非現実的な動きを設定してしまうと、現実的な自動車の制御デバイスによる実現の可能性が低下してしまう。例えば、真横に平行移動するように指令しても、そのような制御アクチュエータがない限り実現できない。そのため本節では、妥当な運動目標の設定について考察する。

車両が旋回運動を行うには向心力が必要である。4輪にタイヤを装着している車両を対象とし、基本的に進行方向を向いて走ることを前提とする限り、その向心力はタイヤの横力で発生すべきである。そして、タイヤが横力を発生するには、前輪または後輪が転舵する必要がある。多くの自動車は前輪操舵だが、ここであらためて2輪モデルを定義し、目標車両特性として前輪操舵と後輪操舵のどちらが妥当かを見極めるために、それらの特徴を比較する。

前後輪それぞれの操舵入力に対する車両の横力応答を式(3.13)で表す。 $\delta_f$  は前輪舵角、 $\delta_r$  は後輪舵角、 $G_{fy}$  は定常横力ゲイン、 $C_f$ 、 $C_r$  は前後輪正規化コーナリングパワー、 $l_f$ 、 $l_r$  は前後車軸から重心点までの距離、 $\omega_n$  は固有振動数、 $\zeta$  は減衰比、 $s$  はラプラス演算子である。

$$F_y(s) = G_{fy} \frac{\left(\frac{l_r}{C_r g} s^2 + \frac{l_r}{V} s + 1\right) \delta_f + \left(\frac{l_f}{C_f g} s^2 + \frac{l_f}{V} s - 1\right) \delta_r}{\frac{1}{\omega_n^2} s^2 + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1} \quad (3.13)$$

上式の分子多項式からわかるように、後輪操舵の場合、横力応答の伝達関数が奇数個の不安定零点を持つため、初期アンダーシュート特性となる。一般的に、不安定零点を持つ運動系に物理的利点はなく、4輪車両が旋回をする場合、前輪を操舵することが妥当であるということが、このような運動力学的観点からも明確に説明できる。以上を踏まえ、旋回は前輪操舵2輪モデルの車両応答を基準に目標運動を生成することとする。

その前提に則り、前輪操舵入力による目標ヨーレート  $r_m$  と目標重心横すべり角  $\beta_m$  の応答を線形2輪モデルから求めると、次式で表される。

$$r_m(s) = G_r \frac{T_r s + 1}{\frac{1}{\omega_n^2} s^2 + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1} \delta_f \quad (3.14)$$

$$\beta_m(s) = G_b \frac{T_b s + 1}{\frac{1}{\omega_n^2} s^2 + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1} \delta_f \quad (3.15)$$

ここで、 $G_r$  は定常ヨーレートゲイン、 $G_b$  は定常 $\beta$ ゲイン、 $T_r$  はヨーレート分子1次係数、 $T_b$  は横すべり角分子1次係数である。上式が操舵入力に対する平面運動の目標特性となる基本式である。その目標特性を変更するには、式中のパラメータ値を増減させればよい。上式は物理的に意味のあるパラメータで構成されているため、目標設定は容易である。例えば、応答性を向上させたい場合は  $\omega_n$  の値を増加させたり、定常的なスリップ角を小さくしたければ  $G_b$  を小さくしたりすることで実現できる。前輪操舵の車両を基準にすると前述したが、ここで設定した状態量の実現自体が目標であり、後輪は操舵しないという制約があるわけではない。

以上で設定された目標特性を実現するための要求3分力は、式(3.16)-(3.18)により求めることができる。ここで、 $a_{xm}$  は前後加速度の目標値である。

$$F_x = m a_{xm} \quad (3.16)$$

$$F_y = m V (r_m + \beta_m s) \quad (3.17)$$

$$M_z = I_z r_m s \quad (3.18)$$

以上で目標車両運動の設定からそれを実現する平面3分力の導出に至った。上記の3分力を平面運動の目標値とし、次節では、それを実現しつつ、最も損失を最小化したタイヤ力の求め方について述べる。

### 3.4 損失最小化のための横力、前後力配分

ここでは前節で求めた平面運動指令3分力を実現するための各輪の前後力、横力を求め

る．各輪の前後力，横力ベクトル  $\mathbf{u}_8$  を式(3.19)で，係数行列  $\mathbf{C}_{xy}$  を式(3.20)で定義すると，式(3.12)で定義した平面3分力ベクトル  $\mathbf{y}_3$  と  $\mathbf{u}_8$  の関係は式(3.21)で表される．ここで，Fig. 26 に示すように，重心から前後輪車軸までの距離をそれぞれ  $l_f$ ,  $l_r$ ，前後輪トレッドをそれぞれ  $t_f$ ,  $t_r$  と定義し，舵角は十分小さいものとして扱う．また，添え字の連番の1から4は車輪位置を表し，順に前左，前右，後左，後右とする．

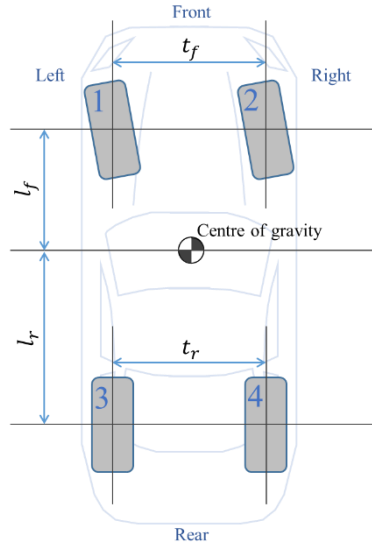


Fig. 26 Definition of vehicle parameters

$$\mathbf{u}_8 = [F_{x1} \ F_{x2} \ F_{x3} \ F_{x4} \ F_{y1} \ F_{y2} \ F_{y3} \ F_{y4}]^T \quad (3.19)$$

$$\mathbf{C}_{xy} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ -\frac{t_f}{2} & \frac{t_f}{2} & -\frac{t_r}{2} & \frac{t_r}{2} & l_f & l_f & -l_r & -l_r \end{bmatrix} \quad (3.20)$$

$$\mathbf{y}_3 = \mathbf{C}_{xy} \mathbf{u}_8 \quad (3.21)$$

$\mathbf{y}_3$  を指令し  $\mathbf{u}_8$  を求めたいが， $\mathbf{y}_3$  よりも  $\mathbf{u}_8$  の要素数が多いため，解が一意に定まらない．何らかの要求を与える自由度が残っていると解釈できる．このような場合，ラグランジュの未定乗数法を用いることで解を求めることが可能である．ここで，式(3.22)のようにラグランジュ関数  $L$  を定義し，式(3.23)，(3.24)のようにそれぞれ  $\mathbf{u}_8$ ， $\lambda$  で偏微分し極値をゼロとすると， $\mathbf{u}_8$  の要素の二乗和が最小化される解が式(3.25)で求まる．



$$L(\mathbf{u}_8, \lambda) = \frac{1}{2} \mathbf{u}_8^T \mathbf{u}_8 - \lambda^T (\mathbf{C}_{xy} \mathbf{u}_8 - \mathbf{y}_3) \quad (3.22)$$

$$\frac{\partial L(\mathbf{u}_8, \lambda)}{\partial \mathbf{u}_8} = \mathbf{u}_8 - \mathbf{C}_{xy}^T \lambda = 0 \quad (3.23)$$

$$\frac{\partial L(\mathbf{u}_8, \lambda)}{\partial \lambda} = -\mathbf{C}_{xy} \mathbf{u}_8 + \mathbf{y}_3 = 0 \quad (3.24)$$

$$\mathbf{u}_8 = \mathbf{C}_{xy}^T (\mathbf{C}_{xy} \mathbf{C}_{xy}^T)^{-1} \mathbf{y}_3 \quad (3.25)$$

ここで、 $\mathbf{y}_3$  ベクトルの前後力  $F_x$ 、横力  $F_y$  にある値を指令したときの  $\mathbf{u}_8$  を式(3.25)で求めた結果、Fig. 27 に示すように、各輪の前後力、横力が均等になる解が求められた。自動車は、前後力や横力が働くと各輪間で荷重移動が生じるため、このような解では、接地荷重の小さい輪ほどタイヤのすべりによる損失が大きくなってしまうため、好ましくない。

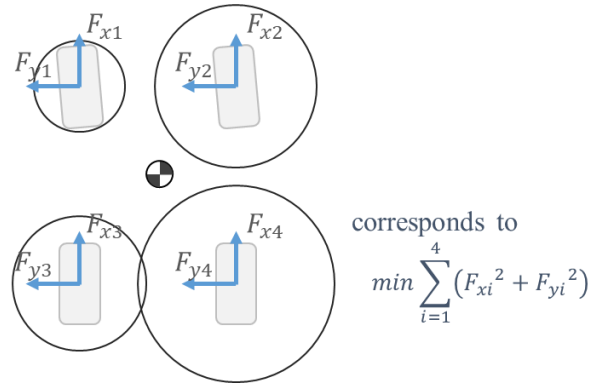


Fig. 27 Longitudinal and lateral forces at each tyre when  $F_x$  and  $F_y$  commands are applied  
(Solved by Lagrange's method of undetermined multipliers)

そこで、 $\mathbf{u}_8$  の要素の二乗和を最小化するのではなく、式(3.11)に示すすべり散逸パワーが最小化されるように改良するため、次のように  $\mathbf{u}_8$  を変換して求める方法を提案する。

$\mathbf{u}_8$  の要素の各輪前後力、横力が散逸パワーの平方根になれば目的が達成するため、前後力については各輪のドライビングステイフネス  $K_{xi}$  の平方根で、横力については同様にコーナリングステイフネス  $K_{yi}$  の平方根で正規化する方法をとる。ここで、それらの要素を対角成分に持つ対角行列  $\mathbf{N}_{xy}$  を式(3.26)に定義する。

$$\mathbf{N}_{xy} = \text{diag}(\sqrt{K_{x1}} \quad \sqrt{K_{x2}} \quad \sqrt{K_{x3}} \quad \sqrt{K_{x4}} \quad \sqrt{K_{y1}} \quad \sqrt{K_{y2}} \quad \sqrt{K_{y3}} \quad \sqrt{K_{y4}}) \quad (3.26)$$

$$\text{where, } K_{xi} = C_{xt} w_i \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (3.27)$$

$$K_{yi} = C_{yt} w_i \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (3.28)$$

そして、その逆行列  $N_{xy}^{-1}$  を  $u_8$  の左から掛けたものを  $u_n$  と定義する。ここで、式(3.21)は成立しなければならないので、係数行列  $C_{xy}$  の右から  $N_{xy}$  を掛けたものを  $C_n$  と定義すると、式(3.21)は式(3.29)に変形できる。

$$\begin{aligned} y_3 &= C_{xy} N_{xy} N_{xy}^{-1} u_8 \\ &\stackrel{\text{def}}{=} C_n u_n \end{aligned} \quad (3.29)$$

$$\text{where, } C_n = C_{xy} N_{xy} \quad (3.30)$$

$$u_n = N_{xy}^{-1} u_8 \quad (3.31)$$

ここで、ラグランジュ関数  $L$  を次式で定義する。

$$L(u_n, \lambda) = \frac{1}{2} u_n^T u_n - \lambda^T (C_n u_n - y_3) \quad (3.32)$$

これを先ほどと同様に  $u_n$  と  $\lambda$  で偏微分し極値をとると、式(3.21)を満たしつつ散逸パワーを最小化する解が式(3.34)で求められる。

$$u_n = C_n^T (C_n C_n^T)^{-1} y_3 \quad (3.33)$$

$$u_8 = N_{xy}^2 C_{xy}^T (C_{xy} N_{xy}^2 C_{xy}^T)^{-1} y_3 \quad (3.34)$$

ここで再度、 $y_3$  に先ほどと同様の指令を与え、式(3.34)で求めた解を Fig. 28 に示す。その結果、各輪のタイヤ力は輪荷重に比例した配分解となることが確認できた。

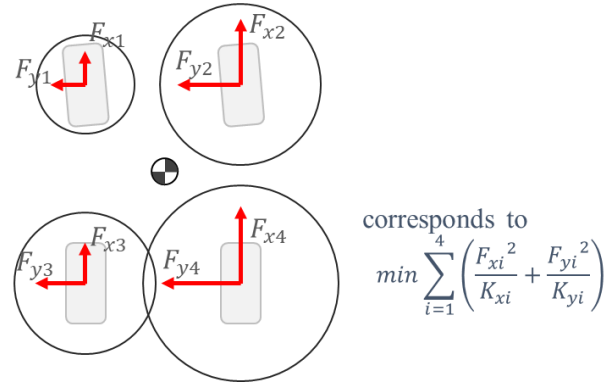


Fig. 28 Longitudinal and lateral forces at each tyre when  $F_x$  and  $F_y$  commands are applied  
(Solved by Lagrange's method of undetermined multipliers using normalized tyre forces)

次に、得られた解を車両の制御アクチュエータに指令する方法について述べる。解は式(3.19)に示す各輪タイヤの前後力、横力として求まる。タイヤ前後力は、駆動モータトルクからサスペンションやタイヤのダイナミクスを介して発生するため、その逆モデルを用いてモータトルク指令値を生成することで、所望のタイヤ前後力を発生させることが可能である[98]-[100]。しかし、常用域における車両運動を制御対象とする限り、急峻な車輪速変動は生じず、また、モータの応答性は十分高いため逆モデルを省略することも可能と考える。

タイヤ横力に関しては、ステア角に変換する必要がある。目標ヨーレートや目標車体スリップ角及び車体の前後加速度、横加速度から推定される各輪荷重を用い、式(3.35)で求められる。但し、車速  $V_x = 0$  での舵角の連続性を保つために、ヨーレート  $r_m$  を曲率  $\kappa_m$  に変換している。内外輪の指令横力が輪荷重に比例する限り、式(3.35)で求められる内外輪ステア角は等しい値となり、左右輪連結された一般的なステア制御装置で実現可能である。但し、極小さい旋回半径の旋回運動時は内外輪の前後速度差の影響が無視できなくなるため、その場合は各輪位置のスリップ角を用いて演算することで、指令横力を実現する内外輪ステア角が求められる。このように左右輪で異なるステア角の指令については、左右輪独立ステア装置の搭載、あるいはアッカーマンジオメトリの設計で実現できる。

$$\begin{cases} \delta_i = \frac{F_{yi}}{C_{yt}w_i} + \beta_m + l_f \kappa_m & (i = 1, 2) \\ \delta_i = \frac{F_{yi}}{C_{yt}w_i} + \beta_m - l_r \kappa_m & (i = 3, 4) \end{cases} \quad (3.35)$$

以上で提案した制御法が、狙い通りの各輪前後力、横力を出力するのか検証を行った。車速 80km/h で走行中に操舵角  $20^\circ$  のステップ入力を行い、その 1 秒後に  $2\text{m/s}^2$  のステップ加速入力を行った。但し、各入力値には時定数が 60ms の 1 次遅れフィルタを掛けた。目標

車両運動は式(3.14), (3.15)を用いて設定し, 車両諸元は Table 3.1 の値を用いた. 尚, 車体速度は一定という条件で演算した.

ドライバ入力となる操舵角と前後加速度指令を Fig. 29(a), (b)に, 目標とするヨーレートと横加速度を同図(c), (d)に示す. そして, 式(3.34)を用いて求めた, 目標運動を実現するための各輪前後力, 横力を同図(e), (f)に示す. また, 各輪荷重に対する各輪の前後力と横力の合力の割合で定義される各輪タイヤ負荷率を同図(g)に示す. その結果より, 操舵直後は前後力と横力の双方でヨーモーメントを発生させていること, その後の定常旋回時は前後力の出力がゼロになり, 横力のみが出力されるという解が得られていることが確認できた. 定常旋回中は各輪のタイヤ負荷率が一致していることから, 横力が摩擦円比例で配分されていること, つまりタイヤすべり損失が最小化されていることがわかる. さらにその後の旋回加速時においても各輪タイヤ負荷率が一致しており, このとき, 各輪前後力も摩擦円比例で配分される解が求まっている. 以上より, 本章で提案した制御法によって, 目標運動を実現するための, タイヤすべり損失が最小化される解が求められることを確認した.

Table 3.1 Vehicle parameters

Parameter	Symbol	Value [unit]
Vehicle mass	$m$	2000 [kg]
Mass balance at front	$b_m$	0.53 [-]
Acceleration of gravity	$g$	9.8 [m/s <sup>2</sup> ]
Wheelbase	$l$	2.70 [m]
Track at front	$t_f$	1.50 [m]
Track at rear	$t_r$	1.50 [m]
Centre of gravity height	$h$	0.53 [m]
Roll stiffness balance at front	$\rho_f$	0.55 [-]
Driving stiffness normalized by weight	$C_{xt}$	33.34 [-]
Cornering stiffness normalized by weight	$C_{yt}$	28.58 [-]
Steering gear ratio	$r_g$	15.9 [-]

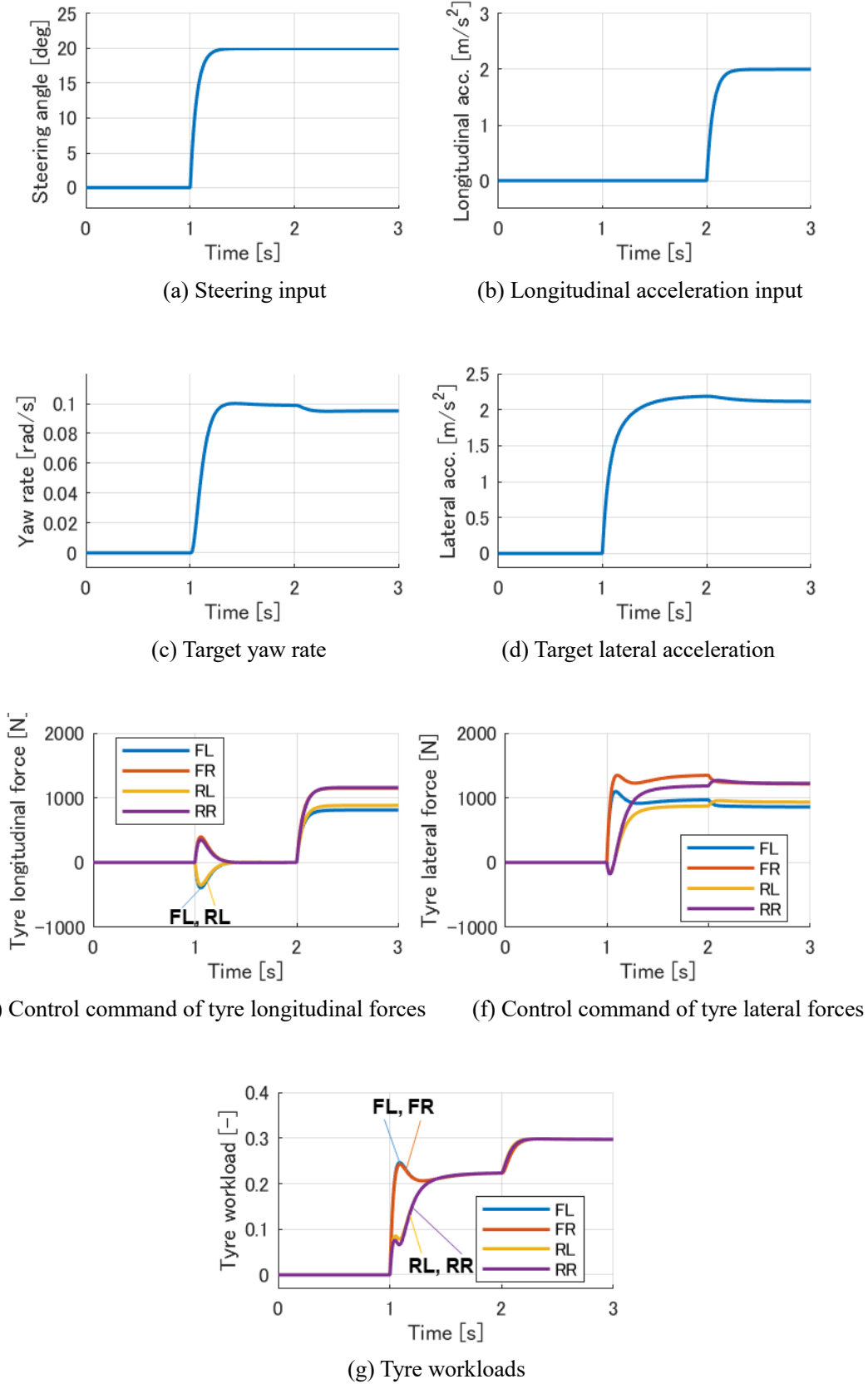


Fig. 29 Calculation results of proposed XY-force distribution control

ここで比較のため、各輪等駆動力配分の一般的な前輪操舵車両で同じ入力をした場合の各輪前後、横力とタイヤ負荷率を演算した。その結果を Fig. 30 に示す。先ほどの例に比べ、操舵直後に前輪タイヤ負荷率が大きくなっていることが確認できるほか、旋回加速時には各輪のタイヤ負荷率がばらつき、特に前内輪の摩擦円余裕が低下していることがわかる。このように駆動力配分のできない一般的な車両は一部のタイヤに負荷が偏る場面があり、タイヤのポテンシャルを有効に利用できていないことがわかる。

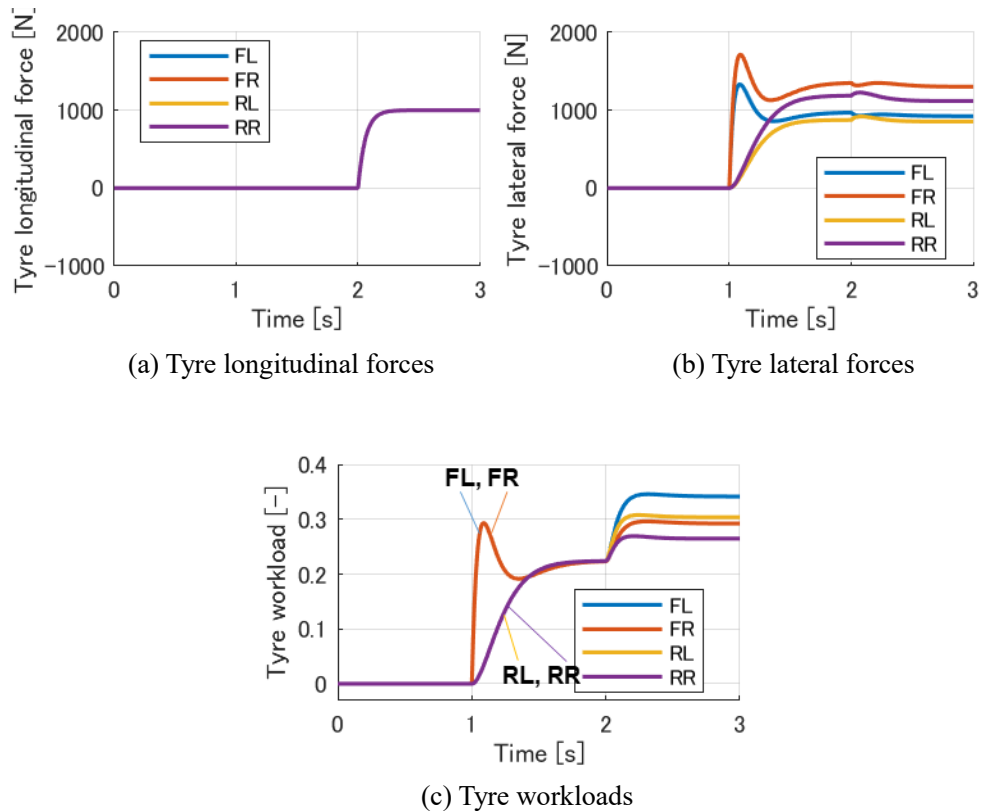


Fig. 30 Tyre forces and workloads of conventional vehicle

### 3.5 各輪前後力最適配分時の車両運動への影響

前節の効果検証シミュレーションでは、ステップ操舵後にステップ加速する、いわゆる旋回加速走行を行った。その結果、定常及び準定常旋回状態では各輪の前後力、横力は摩擦円比例で配分され、各輪タイヤ負荷率が均等化されていることが確認できた。そのときの車両運動については、運動指令として与えた平面 3 分力を実現していたはずである。ここでは目標車両状態量であるヨーレートと車体スリップ角は、ドライバの操舵角と車体速度にの

み依存し、前後加速度に依存しないものを与えていたため、旋回加速時においてもステア特性は変化しない運動が実現されていた。旋回加速時に各輪のタイヤ負荷率が均等化され、それと同時にステア特性の変化が抑制されていたことに関し、本節ではその必然性について考察する。

旋回中の加減速により前後輪間で荷重移動 $\Delta w_{lon}$ が生じると、それに伴い横力が変化し、その瞬間にはヨーモーメント $M_{zfx}$ が発生する。タイヤが線形と仮定できる領域では、それらは下式のように表現できる[101]。

$$M_{zfx} = l_f \frac{(-\Delta w_{lon})}{w_f} \frac{l_r}{l} F_y - l_r \frac{\Delta w_{lon}}{w_r} \frac{l_f}{l} F_y \quad (3.36)$$

ここで、式(3.37)～式(3.41)を式(3.36)に代入すると、式(3.42)となる。

$$\Delta w_{lon} = \frac{h}{l} F_x \quad (3.37)$$

$$w_f = \frac{l_r}{l} mg \quad (3.38)$$

$$w_r = \frac{l_f}{l} mg \quad (3.39)$$

$$F_x = ma_x \quad (3.40)$$

$$F_y = ma_y \quad (3.41)$$

$$M_{zfx} = -mgh \frac{a_x}{g} \frac{a_y}{g} \quad (3.42)$$

一方、輪荷重比で配分された駆動力によって生じるヨーモーメント $M_{zdyx}$ は式(3.43)で表される。ここで、前後輪のトレッド $t$ は等しいと仮定する。

$$M_{zdyx} = -\frac{t}{2} \frac{(-\Delta w_{lat})}{\frac{w}{2}} \frac{1}{2} F_x + \frac{t}{2} \frac{\Delta w_{lat}}{\frac{w}{2}} \frac{1}{2} F_x \quad (3.43)$$

$$= mgh \frac{a_x}{g} \frac{a_y}{g}$$

$$\text{where, } \Delta w_{lat} = \frac{h}{t} F_y \quad (3.44)$$

ここからわかるように、 $M_{zfx}$ と $M_{zdyx}$ の和は完全にゼロになり相殺されることになる。駆動力配分制御を行わない車両においては、旋回中の加減速によって $M_{zfx}$ のみが生じるため、準定常旋回状態では前後のタイヤスリップ角のバランスが崩れ、ステア特性が変化してし

まうのに対し、各輪荷重比で駆動力配分を行う車両においては、 $M_{zdy}$  によってヨーモーメント変化が相殺できるため、ステア特性変化を回避できる。つまり、タイヤすべり損失を最小化する駆動力配分制御は、車両のステア特性の安定化に寄与する必然性があることが確認できた。

#### 3.6 まとめ

本章では、ドライバが要求する平面運動を車両重心点における前後力、横力、ヨーモーメントで表現し、それを実現する最も効率の良い各輪タイヤの発生力配分を演算する手法を示した。これにより、任意のドライバ要求運動を実現する際に、タイヤすべりによる損失エネルギーを最小化しつつ、タイヤ摩擦円余裕を最大限残す最適配分を求めることが可能となった。タイヤ摩擦円に余裕が生まれることから、路面や横風などによる外乱に対する安定性の向上も期待できる。

以上、本章では、ドライバ入力に対し、設定した目標車両平面運動を実現する最も適切なタイヤ力を求める段階までを論じた。次章では、本章で求めた平面 3 分力をもとにしたばね上運動の制御法について論じる。



## 第4章

### タイヤ前後力，横力を考慮したばね上運動制御法

#### 4.1 はじめに

前章では，ドライバ要求に対する平面運動について，運動性能と消費エネルギーの両面から最適と考えられる配分制御法について論じた．次に考慮すべきは，ばね上の運動である．平面運動を実現するためにタイヤ接地面に働く前後力，横力によって，ばね上マスにはロール，ピッチ，ヒープ運動が生じる．ばね上マス上に乗車しながら操縦しているドライバにとって，操舵や加減速時のばね上の動きは，運転のしやすさや快適性に大きな影響を及ぼす．多くの車両では，サスペンションのばねやショックアブソーバ，ジオメトリ設計などによってその運動が設計されており，一部の車両では，サスペンション制御装置を用いた姿勢制御が適用されている．しかしながら，今後の電動化時代の，特に各輪の駆動力配分が制御できる車両においては，ばね上運動の設計が非常に困難になると予想する．

序論でも触れた通り，制駆動力によるサスペンション反力がばね上運動に影響を及ぼす．操舵入力時に駆動力配分制御が行われると，各輪に生じるサスペンション反力の上下方向成分の力によって，ばね上マスには意図せぬロール，ピッチ運動が生じる．これでは，平面運動は理想とする動きが実現できてもばね上の挙動が乱されるため，ドライバにとって必ずしも運転しやすい車両とはならない．本章では，Fig. 31 に示すように，タイヤの前後力や横力に起因するばね上への影響も考慮したばね上運動の制御法について論じる．まずタイヤに働く前後力，横力，上下力とばね上3分力の関係について述べ，その後，ばね上目標運動の設計方法，そしてばね上3自由度の統合制御法について論じる．

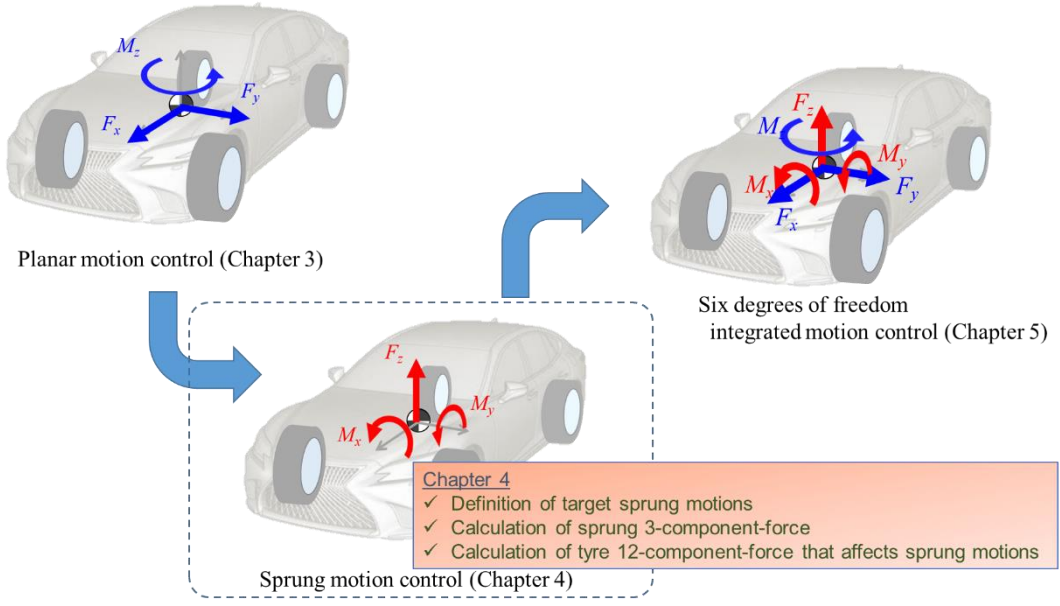


Fig. 31 Chapter structure and issues in chapter 4

## 4.2 上下力アクチュエータによるばね上運動及び接地荷重制御

ドライバの操作入力や路面外乱に対してサスペンションの上下力を制御することで，車両の姿勢を安定化でき，操縦性，快適性が向上する．各輪のばね上ばね下間に与える上下力  $F_{zi}$  と，ばね上マスの重心点に与えられる上下力  $F_z$ ，ロールモーメント  $M_x$ ，ピッチモーメント  $M_y$  との関係は式(4.1)で表される．

$$\mathbf{y}_{z3} = \mathbf{C}_{zz3} \mathbf{u}_z \quad (4.1)$$

$$\text{where, } \mathbf{y}_{z3} = [F_z \quad M_x \quad M_y]^T \quad (4.2)$$

$$\mathbf{u}_z = [F_{z1} \quad F_{z2} \quad F_{z3} \quad F_{z4}]^T \quad (4.3)$$

$$\mathbf{C}_{zz3} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ \frac{t_f}{2} & -\frac{t_f}{2} & \frac{t_r}{2} & -\frac{t_r}{2} \\ -l_f & -l_f & l_r & l_r \end{bmatrix} \quad (4.4)$$

式(4.4)の係数行列  $\mathbf{C}_{zz3}$  は正方行列ではなく横長であり，制御可能な自由度が一つ余っている．その理由は，平面運動を除いたばね上剛体運動の自由度は三つだが，一般的な乗用車には車輪が四つ備えられているためである．それを使い切るとしたら，例えば，車体を振じ

るようなワープモーメントの指令を加えることが考えられる。ワープモーメントとは, Fig. 32 に示すように, 車体を捩じる方向のモーメントである。

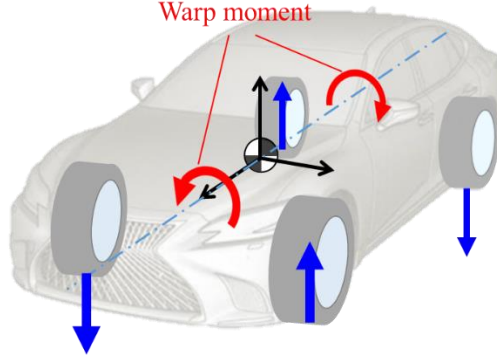


Fig. 32 Warp moment input by suspension vertical forces

ワープモーメント  $M_w$  を式(4.5)で定義すると, 式(4.1)は式(4.6)に拡張できる。

$$M_w = \frac{t_f}{2}(F_{z1} - F_{z2}) - \frac{t_r}{2}(F_{z3} - F_{z4}) \quad (4.5)$$

$$\mathbf{y}_{z4} = \mathbf{C}_{zz4} \mathbf{u}_z \quad (4.6)$$

$$\text{where, } \mathbf{y}_{z4} = [F_z \quad M_x \quad M_y \quad M_w]^T \quad (4.7)$$

$$\mathbf{C}_{zz4} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ \frac{t_f}{2} & -\frac{t_f}{2} & \frac{t_r}{2} & -\frac{t_r}{2} \\ -l_f & -l_f & l_r & l_r \\ \frac{t_f}{2} & -\frac{t_f}{2} & -\frac{t_r}{2} & \frac{t_r}{2} \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

ワープモーメントは, 車体は捩じれない剛体と仮定すれば, 車両の6自由度運動には影響を及ぼさない力だが, ある対角輪の接地荷重和ともう一方の対角輪の接地荷重和の配分を変えることができる。サスペンション上下力アクチュエータによって Fig. 32 に示す方向のワープモーメントがばね上に働いた場合, ばね上運動は影響を受けない一方, 各輪接地荷重は Fig. 33 に示すように, 左前, 右後が増加し, 右前, 左後が減少する。

ワープモーメントを与えるということは, パッシブサスペンションの前後のロール剛性配分を変化させることと等価であり, タイヤの荷重依存性と相まって, ステア特性の設計に使われている。

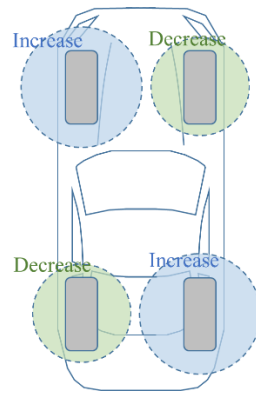


Fig. 33 Diagonal load-shift caused by warp moment

#### 4.3 前後力，横力によるサスペンション反力を介したばね上運動制御

加減速や旋回時，タイヤ接地面に働く前後力，横力によって，重心点に慣性力が働き，ピッチやロールモーメントが生じる．これにより，ばね上が傾くことで乗車姿勢の乱れにもつながる．序論でも述べたとおり，ドライバ入力と乗り心地を両立させるため，サスペンションのばね定数を上げるのではなく，駆動によるサスペンション反力の上下方向成分を用いて姿勢変化を抑制するよう，サスペンションジオメトリの設計がなされている．Fig. 34 に示すように，車両を側面及び背面から見たときの，前後輪のばね下マスの瞬間回転中心とそれぞれの作用点を結ぶ線が地面となす角度を  $\theta_f$ ,  $\theta_r$ ,  $\phi_f$ ,  $\phi_r$  と定義すると，前後力，横力の tangent 成分がそれぞれの車輪位置において上下力として働き，ばね上ばね下間の引力または斥力として働く．これにより，例えば車両が前方に加速する際，慣性力によってばね上には後傾のピッチ運動が生じるが，サスペンション反力の上下方向成分によってそのピッチ角変化を抑制する方向に働く．減速時や旋回時も同様に，それらの力によってばね上姿勢の変化が抑制される．尚，これらの力はばね上ばね下間のサスペンションに働く内力であるため，車両の姿勢には影響するが，各輪間の荷重移動量には直接影響しないことに注意が必要である．

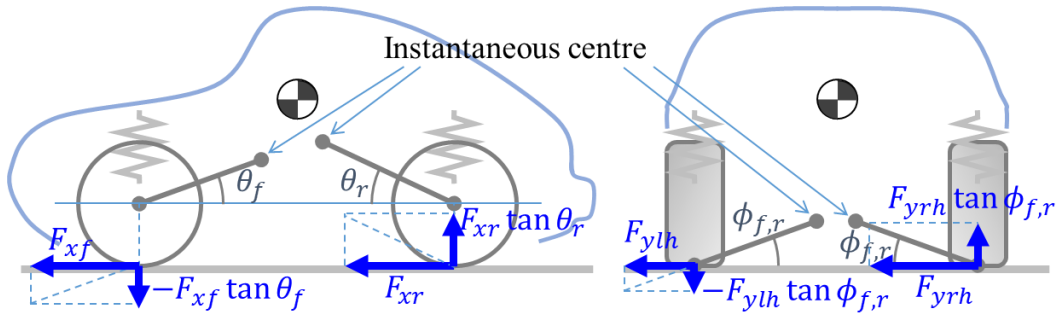


Fig. 34 Mechanism of vertical forces generated by tyre longitudinal and lateral forces

ばね上運動も含めて狙い通りの運動制御を行うためには，これらのサスペンション反力を考慮した制御指令値演算を行う必要がある．駆動力配分制御によってばね上運動に影響が及んでしまうため，駆動力アクチュエータは制御しづらい制御装置のようにも見えるが，そのメカニズムを正しく立式し制御すれば，平面運動のみならず，駆動力配分ではばね上運動の制御が実現可能なはずである．

まずは力のつり合い関係を整理する．慣性力やサスペンション反力を考慮し，各輪に働く前後力，横力と，車両重心点に働く上下力  $F_z$ ，ロールモーメント  $M_\phi$ ，ピッチモーメント  $M_y$ ，ワープモーメント  $M_w$  の関係を式で表す．タイヤの前後力がばね上に及ぼす力の関係と，タイヤの横力がばね上に及ぼす力の関係をそれぞれ整理すると，式(4.9)，(4.13)で表される．それらの式の係数行列には車両寸法その他，サスペンションジオメトリに関するパラメータが含まれており，力の連成が考慮されている．これらの立式が，各輪の前後力，横力によってばね上運動を制御するための大切な要素となる．これらと前節のばね上運動制御式との組み合わせについては後の節にて述べる．

以上，各輪の前後力や横力によってばね上運動を制御する手法について述べた．これにより，自由度の制約はあるが，駆動力配分装置を備えていれば，アクティブサスペンションとして機能させることが可能であることを示した．

タイヤ前後力とばね上力の関係：

$$\mathbf{y}_{z4} = \mathbf{C}_{zx4} \mathbf{u}_x \quad (4.9)$$

$$\text{where, } \mathbf{y}_{z4} = [F_z \quad M_x \quad M_y \quad M_w]^T \quad (4.10)$$

$$\mathbf{u}_x = [F_{x1} \quad F_{x2} \quad F_{x3} \quad F_{x4}]^T \quad (4.11)$$

$$\mathbf{C}_{zx4} = \begin{bmatrix} -\tan \theta_f & -\tan \theta_f & \tan \theta_r & \tan \theta_r \\ -\frac{t_f}{2} \tan \theta_f & \frac{t_f}{2} \tan \theta_f & \frac{t_r}{2} \tan \theta_r & -\frac{t_r}{2} \tan \theta_r \\ l_f \tan \theta_f - h & l_f \tan \theta_f - h & l_r \tan \theta_r - h & l_r \tan \theta_r - h \\ -\frac{t_f}{2} \tan \theta_f & \frac{t_f}{2} \tan \theta_f & -\frac{t_r}{2} \tan \theta_r & \frac{t_r}{2} \tan \theta_r \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

タイヤ横力とばね上力の関係：

$$\mathbf{y}_{z4} = \mathbf{C}_{zy4} \mathbf{u}_y \quad (4.13)$$

$$\text{where, } \mathbf{u}_y = [F_{y1} \quad F_{y2} \quad F_{y3} \quad F_{y4}]^T \quad (4.14)$$

$$\mathbf{C}_{zy4} = \begin{bmatrix} -\tan \phi_f & \tan \phi_f & -\tan \phi_r & \tan \phi_r \\ h - \frac{t_f}{2} \tan \phi_f & h - \frac{t_f}{2} \tan \phi_f & h - \frac{t_r}{2} \tan \phi_r & h - \frac{t_r}{2} \tan \phi_r \\ l_f \tan \phi_f & -l_f \tan \phi_f & -l_r \tan \phi_r & l_r \tan \phi_r \\ -\frac{t_f}{2} \tan \phi_f & -\frac{t_f}{2} \tan \phi_f & \frac{t_r}{2} \tan \phi_r & \frac{t_r}{2} \tan \phi_r \end{bmatrix} \quad (4.15)$$

ここで，本稿におけるワープモーメントの取り扱いについて注記する．前述のとおり，ワープモーメントは対角輪間の荷重配分を変化させるが，車両6分力には影響しない．また，タイヤが接地荷重に対する非線形性を有していれば，特に荷重移動が大きい領域でワープモーメント指令がヨーモーメントなどに影響を及ぼすことはあるが，本稿では，自動車が日常的に使われる領域を制御対象としており，タイヤを線形とみなして論述している．そのため，ワープモーメントの指令は行わないものとする．以降，式(4.12)，(4.15)に示す係数行列は，式(4.16)，(4.17)に示すように，4行目のワープの行を削除した  $C_{zx3}$ ， $C_{zy3}$  を用いる．

$$C_{zx3} = \begin{bmatrix} -\tan \theta_f & -\tan \theta_f & \tan \theta_r & \tan \theta_r \\ -\frac{t_f}{2} \tan \theta_f & \frac{t_f}{2} \tan \theta_f & \frac{t_r}{2} \tan \theta_r & -\frac{t_r}{2} \tan \theta_r \\ l_f \tan \theta_f - h & l_f \tan \theta_f - h & l_r \tan \theta_r - h & l_r \tan \theta_r - h \end{bmatrix} \quad (4.16)$$

$$C_{zy3} = \begin{bmatrix} -\tan \phi_f & \tan \phi_f & -\tan \phi_r & \tan \phi_r \\ h - \frac{t_f}{2} \tan \phi_f & h - \frac{t_f}{2} \tan \phi_f & h - \frac{t_r}{2} \tan \phi_r & h - \frac{t_r}{2} \tan \phi_r \\ l_f \tan \phi_f & -l_f \tan \phi_f & -l_r \tan \phi_r & l_r \tan \phi_r \end{bmatrix} \quad (4.17)$$

また，サスペンション変位が大きい場合，サスペンションジオメトリによっては角  $\theta_f$ ， $\theta_r$ ， $\phi_f$ ， $\phi_r$  は変化する場合があるが，本稿では，比較的サスペンション変位が小さい常用域を制御対象範囲とするため，それらの角度は変化しないものとして扱う．

#### 4.4 目標ばね上運動特性

自動車は移動することが目的であり，ドライバは平面運動を指示するために加減速や操舵入力を行う．そのため，平面運動の目標特性は古くから多くの研究例が存在するが，ドライバ入力によるばね上運動については明確な目標があるわけではない．しかしながら，例えば操舵時に生じるロールと微小なピッチのタイミングを合わせると運転しやすくなるなど[30]，ばね上の，しかも微小な運動の設計が重要であることが報告されている．本節ではまず，ばね上運動を制御するうえで，基準となる運動特性を実現するヒープ，ピッチ，ロールのばね上3分力の演算方法を示す．そして，その運動制御の指令方法については次章で示す．

目標とするばね上運動の考え方は，前後，横，ヨーの目標平面運動3分力が与えられたとき，一般的な駆動形式，ステア形式，及びサスペンションを持つ車両に生じるばね上運動を基準特性として，そこから必要に応じて大きさやその減衰特性などを修正したものを最終的な目標特性として与えることとする．

まずは，その平面3分力である前後力  $F_x$ ，横力  $F_y$ ，ヨーモーメント  $M_z$  を，タイヤの前後力，横力に置き換えると，前後輪前後力  $F_{xf}$ ,  $F_{xr}$  と前後輪横力  $F_{yf}$ ,  $F_{yr}$  は式(4.18)-(4.21)で表現できる．但し， $d_f$ は前輪駆動力配分比である．一般的な車両を基準としているため，ヨーモーメントはタイヤ横力に割り当てた．

$$F_{xf} = d_f F_x \quad (4.18)$$

$$F_{xr} = (1 - d_f) F_x \quad (4.19)$$

$$F_{yf} = \frac{l_r}{l} F_y + \frac{M_z}{l} \quad (4.20)$$

$$F_{yr} = \frac{l_f}{l} F_y - \frac{M_z}{l} \quad (4.21)$$

次に，それらをさらに4輪に振り分ける．駆動力は左右輪等配分とし，横力は内外輪で摩擦円比例配分とすると，各輪の力は式(4.22)，(4.23)で表される．

$$\begin{bmatrix} F_{x1} \\ F_{x2} \\ F_{x3} \\ F_{x4} \end{bmatrix} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} F_{xf} \\ F_{xf} \\ F_{xr} \\ F_{xr} \end{bmatrix} \quad (4.22)$$

$$\begin{bmatrix} F_{y1} \\ F_{y2} \\ F_{y3} \\ F_{y4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{w_1}{w_1 + w_2} F_{yf} \\ \frac{w_2}{w_1 + w_2} F_{yf} \\ \frac{w_3}{w_3 + w_4} F_{yr} \\ \frac{w_4}{w_3 + w_4} F_{yr} \end{bmatrix} \quad (4.23)$$

上記の力がタイヤに働いたときに，慣性力やサスペンション反力によって生じるばね上ヒープ，ロール，ピッチの3分力は前節の式(4.16)，(4.17)で示した係数行列  $\mathbf{C}_{zx3}$ ， $\mathbf{C}_{\varphi3}$  を掛けて求めることができる．そのフローを Fig. 35 に示す．



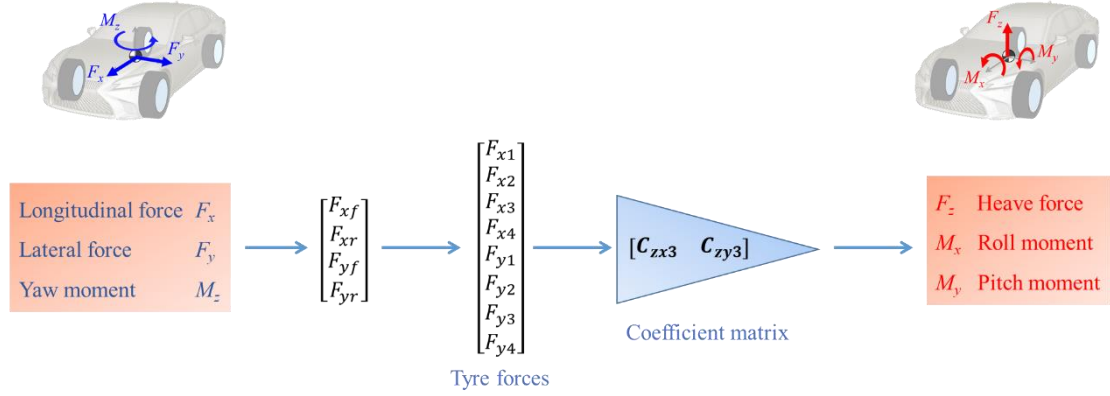


Fig. 35 Flow of calculating sprung force and moments generated by the planar forces and moment

以上の方法で求めたヒープ，ロール，ピッチのばね上3分力を目標基準特性とする．ここで定めたばね上運動特性に対し，例えば，さらにピッチ減衰を向上，あるいはロール角を低減させる等の目標の修正の方法については，次章で述べる．

以上，本節ではばね上運動の目標特性の演算方法を示した．ここでは目標特性を定めているだけであり，正解があるわけではないため，必ずしもここで示した方法である必要はなく，自由に設定しても問題ない．しかしながら，到底達成できないような目標を与えてもアクチュエータの制限などで実現できない可能性が高まるため，制御設計者それを考慮して目標設定をする必要がある．

#### 4.5 ばね上3自由度の統合制御

前節までに，サスペンション上下力アクチュエータとタイヤの前後，横力アクチュエータのそれぞれが，ばね上のヒープ，ロール，ピッチの3分力に及ぼす力の関係について立式した．本節ではそれらを統合し，ばね上3分力をタイヤ12分力で最適に統合制御する手法を示す．

ばね上の要求制御力（ヒープ，ロール，ピッチ）を  $y_{z3}$ ，タイヤ12分力（各輪の前後，横，上下力）を  $u_{12}$  とすると，それらの関係は式(4.24)で表現できる．

$$y_{z3} = C_{z3} u_{12} \quad (4.24)$$

$$\text{where, } y_{z3} = [F_z \quad M_x \quad M_y]^T \quad (4.25)$$

$$u_{12} = [u_x^T \quad u_y^T \quad u_z^T]^T \quad (4.26)$$

$$\mathbf{C}_{z3} = [\mathbf{C}_{zx3} \quad \mathbf{C}_{zy3} \quad \mathbf{C}_{zz3}] \quad (4.27)$$

ここで， $\mathbf{C}_{z3}$  は  $\mathbf{C}_{zx3}, \mathbf{C}_{zy3}, \mathbf{C}_{zz3}$  の小行列からなる 3 行 12 列の区分行列， $\mathbf{u}_{12}$  は  $\mathbf{u}_x, \mathbf{u}_y, \mathbf{u}_z$  の小行列からなる 12 行 1 列の区分行列である。

この場合，制御要求数がヒープ，ロール，ピッチのわずか三つに対して，アクチュエータ数がタイヤの前後力，横力，上下力の 12 と，圧倒的に多い。そのため，ばね上 3 分力の制御要求を満たすタイヤ 12 分力の解は無限に存在し，一意に定まらない。3.4 節では，一意に定まらない解を求める際に，単純にアクチュエータの出力最小解を選ぶのではなく，タイヤ前後力，横力をそれぞれ各輪のドライビングスティフネス，コーナリングスティフネスで正規化し， $L_2$  ノルムが最小となる解を求めることで，タイヤ接地面のすべり散逸パワーを最小化する解を求めた。ここでも同様の方法をとるが，上下力アクチュエータに関しては各輪荷重比で正規化する必要はないため，一律の重みを用いる。ここで，行列  $\mathbf{N}_z$  を式(4.28)で定義する。但し， $\mathbf{E}_4$  は 4 次の単位行列である。そして，各輪の前後力，横力，上下力を正規化する行列  $\mathbf{N}$  を式(4.29)で統合する。

$$\mathbf{N}_z = w_z^{-\frac{1}{2}} \mathbf{E}_4 \quad (4.28)$$

$$\mathbf{N} = \begin{bmatrix} \mathbf{N}_{xy} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{N}_z \end{bmatrix} \quad (4.29)$$

正規化行列  $\mathbf{N}$  を用いて式(4.24)を式(4.30)のように変形し，3.4 節と同様にラグランジュの未定乗数法を適用すると， $\mathbf{u}_{12}$  は式(4.31)で求められる。

$$\mathbf{y}_{z3} = \mathbf{C}_{z3} \mathbf{N} \mathbf{N}^{-1} \mathbf{u}_{12} \quad (4.30)$$

$$\mathbf{u}_{12} = \mathbf{N}^2 \mathbf{C}_{z3}^T (\mathbf{C}_{z3} \mathbf{N}^2 \mathbf{C}_{z3}^T)^{-1} \mathbf{y}_{z3} \quad (4.31)$$

ここで求められた  $\mathbf{u}_{12}$  がタイヤのすべり損失やサスペンションアクチュエータの出力を最小化する解である。後の章にて，この解を車両モデルに与え，各輪タイヤ負荷率が均等化されることを数値シミュレーションで検証する。

ばね上運動はこれまで，当然のことながらサスペンション制御装置を用いて制御されてきた。その車両に平面運動を制御するための各輪駆動力配分制御が加わると，それがサスペンションを介してばね上に複雑な影響を及ぼすことになるため，サスペンション制御にとっては外乱となってしまう。従来法ではその複雑な外乱の予測ができなかったため，狙い通りのロールやピッチ運動の実現が困難だった。ここで示した制御法はその問題点を解決すべく，すべての力の連成を考慮して統合制御するため，狙い通りのばね上運動を精度よく実現するモデルベース制御が可能となる。また，この手法を用いれば，サスペンションアクチュエータがなくともばね上姿勢を制御することが可能と考えられる。これについては第 6 章で詳しく論じる。

### 4.6 まとめ

ばね上運動は微小な動きの違いが運転のしやすさに関係するため，精度よく設計，制御する必要があるが，タイヤの前後力や横力がサスペンションを介してばね上運動に連成してしまう．

本章では，タイヤ発生力がばね上運動に与える影響をすべて考慮した上で，ロールモーメント，ピッチモーメント，ヒープ力と各輪の前後力，横力，上下力との関係を結びつけ，最適な解を求める手法を提案した．これによって，例えば，あるロールモーメントを指令する際，各輪の駆動力や横力によって生じてしまうロールモーメントを差し引いてサスペンション上下力指令値を演算することができるため，各輪の駆動力や横力配分がどのような状況にあっても狙い通りのばね上運動を実現することが可能となった．制御設計者は今後，サスペンションを介した複雑な力の連成に頭を悩ませる必要なく，目標車両運動を定めるだけでそれを実現する解を得ることができる．特に駆動力配分制御が実装される電動化時代に向けて，本手法は大いに活躍することが期待できる．

また，これまでは，ばね上運動制御はサスペンション制御装置を用いて行うことが常識だったが，本手法を用いれば，ばね上運動制御指令を駆動力配分によって実現することも可能であり，詳細は第6章にて論じる．次章では，第3章と第4章を組み合わせることで，ばね上運動と平面運動を統合した車両6自由度運動統合制御について論じる．

## 第5章

### 平面運動とばね上運動の統合制御法

#### 5.1 はじめに

複数の制御デバイスを車両に搭載する場合、制御アクチュエータごとに制御開発を行い、それらを組み合わせる設計法では、ばね上運動を含む狙いの 6 自由度運動を実現することはできない。前章で述べたように、タイヤの前後力や横力が、慣性力やサスペンション反力を介してばね上に伝わるためである。本章では、Fig. 36 に示すように、第 3 章で述べた目標平面運動を実現する最適なタイヤ力配分法と、第 4 章で述べた力の連成を考慮したばね上運動制御法を統合し、目標とする車両 6 自由度運動を、各輪タイヤの損失を最小化しつつ実現する解を求める。これが、タイヤ 12 分力の指令を最適に行う車両 6 自由度運動統合制御“GDP”の基本則となる。

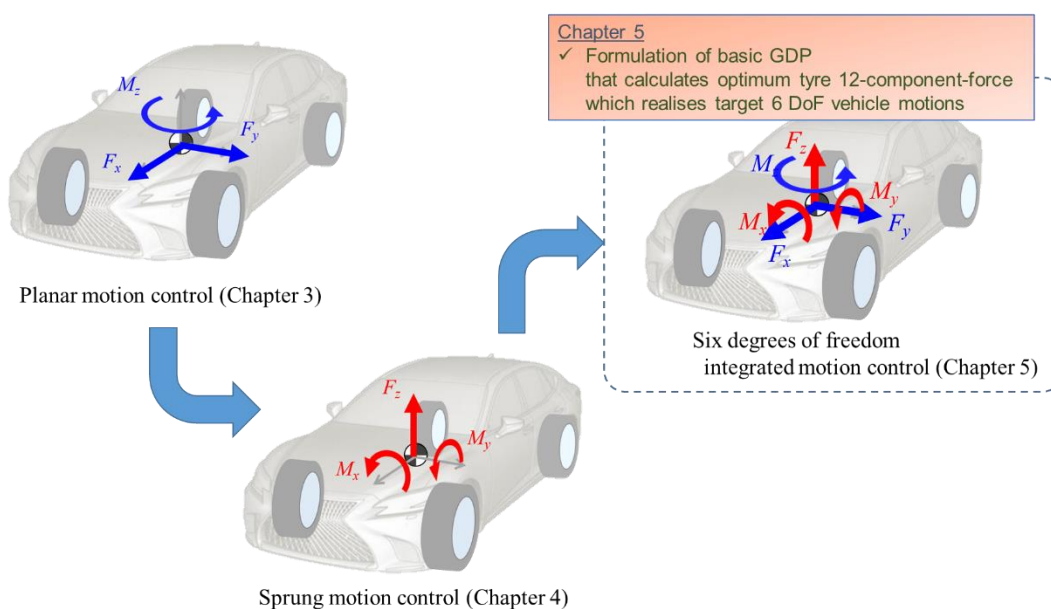


Fig. 36 Chapter structure and issues in chapter 5

## 5.2 重心 6 分力を実現する最適なタイヤ 12 分力の解法

第 3 章でタイヤの前後力、横力を用いた平面運動の制御について、第 4 章でタイヤの前後力、横力、上下力を用いたばね上運動の制御について述べた。本章ではそれらを統合し、タイヤ 12 分力による重心 6 分力制御について論じる。

制御指令値となる重心 6 分力  $\mathbf{y}_6$  を式(5.1)で定義し、係数行列  $\mathbf{C}$  を式(5.2)で定義すると、タイヤ 12 分力と重心 6 分力の関係は式(5.3)で表される。その係数行列  $\mathbf{C}$  の要素は、第 3 章、第 4 章で用いたものである。

$$\mathbf{y}_6 = [F_x \ F_y \ M_z \ F_z \ M_x \ M_y]^T \quad (5.1)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{xy} & \mathbf{0} \\ \mathbf{C}_{zx3} & \mathbf{C}_{zy3} & \mathbf{C}_{zz3} \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

$$\mathbf{y}_6 = \mathbf{C}\mathbf{u}_{12} \quad (5.3)$$

前章までの解法に倣い、車両重心点 6 分力を制御要求値とし、それを実現するタイヤ 12 分力を求める。この場合も解が一意に定まらないため、タイヤのすべり散逸パワーを最小化する解を求める。式(4.29)で定義した正規化行列を用い、ラグランジュの未定乗数法を用いて解くと、タイヤ 12 分力は式(5.4)で求めることができる。これによって、ばね上運動も含めた車両 6 自由度のモデルベース制御が可能となる。これが、本稿で提案する車両 6 自由度運動統合制御 “GDP” の基本則の解である。

$$\mathbf{u}_{12} = \mathbf{N}^2 \mathbf{C}^T (\mathbf{C} \mathbf{N}^2 \mathbf{C}^T)^{-1} \mathbf{y}_6 \quad (5.4)$$

## 5.3 制御フロー

ここで改めて Fig. 37 に示す GDP の制御フローを説明する。まずはドライバーから前後加速度、操舵角または曲率等の入力を受け、XY-plane motion にて目標平面運動を実現するための平面 3 分力を演算する。続いて Z-plane motion にて、その 3 分力が重心点に及ぼす慣性力やサスペンション反力から目標とするばね上 3 分力を演算する。それらの力が指令重心 6 分力となる。次にその指令値と各輪荷重の情報を用いて、Tyre-force solver にて最適なタイヤ 12 分力を演算する。その結果得られた力を Device driver にて各制御アクチュエータに配分指令する。このとき、駆動力や上下力などのアクチュエータには力をそのまま指令できるが、横力は通常、ステアで発生させるため、車両状態量を用いてその横力を発生するステア角の演算をここで行い、車両へ出力する。また、外乱入力に対しては、センシングした車両状態量から何らかの制御器を通して、例えばヨーモーメントやロールモーメント制御指令値として演算し、それらを XY-plane motion あるいは Z-plane motion で生成する重心 6 分力

に加算することで、必要に応じてフィードバック制御を構成することも可能である。

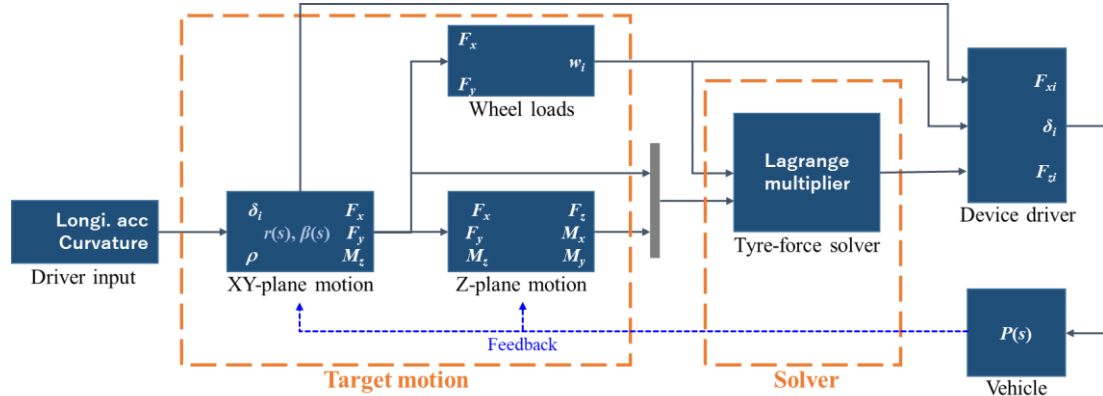


Fig. 37 Control flow of GDP

## 5.4 車両運動制御実装

### 5.4.1 平面運動

ドライバ入力に対し、ヨーレート、横加速度の応答特性を改善することで、操縦性が向上する。本提案法では 6 分力を求める際に用いた車両モデルを所望の特性に変更することで、その運動を実現する出力が得られる。例えば、式(3.17)、(3.18)内の固有振動数 $\omega_n$ 、減衰比 $\zeta$ の値を変更することで過渡応答特性を改善したり、 $G_r$ や $G_b$ により定常ヨーゲインや定常横すべり角を制御したりすることが可能である。

一例として、2 輪モデルを用いて固有振動数、減衰比、定常ゲインを変化させたときの、ステップ操舵入力に対するヨーレートの応答波形を Fig. 38 に示す。これらのパラメータによって、目標とする応答特性を容易に設計することが可能であることがわかる。

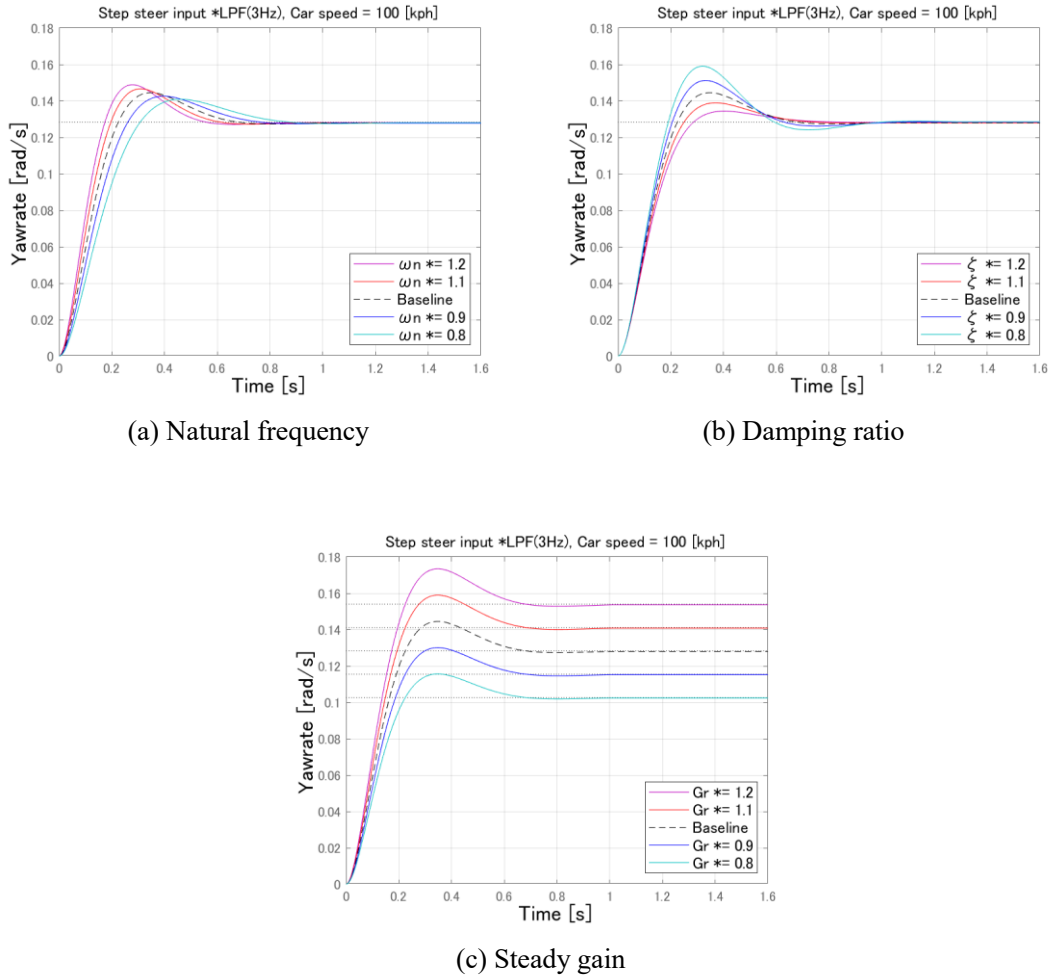


Fig. 38 Parameter study of yaw rate response by stepped steer input

#### 5.4.2 ばね上運動

ドライバ入力に対しばね上運動を制御したい場合は、4.4 節にて基準目標特性として設定したヒープ、ロール、ピッチのばね上 3 分力に、Fig. 39 に示す制御器伝達関数マトリクス  $\mathbf{G}_s(s)$  を掛けることで、特性変化をさせることが可能である。 $\mathbf{G}_s(s)$  は式(5.5)で表され、対角成分にそれぞれヒープ、ロール、ピッチの制御器伝達関数  $G_{sz}(s)$ ,  $G_{sp}(s)$ ,  $G_{sq}(s)$  を持つ。それらの伝達関数によって運動特性を制御するには、車両のモデリングが必要となり、まずは同図内に示す車両の伝達関数マトリクス  $\mathbf{P}(s)$  を設計する必要がある。 $\mathbf{P}(s)$  は式(5.6)に示すように、対角成分にそれぞれ上下力、ロールモーメント、ピッチモーメントに対する上下変位、ロール角、ピッチ角までの伝達関数  $P_z(s)$ ,  $P_p(s)$ ,  $P_q(s)$  を持つマトリクスである。

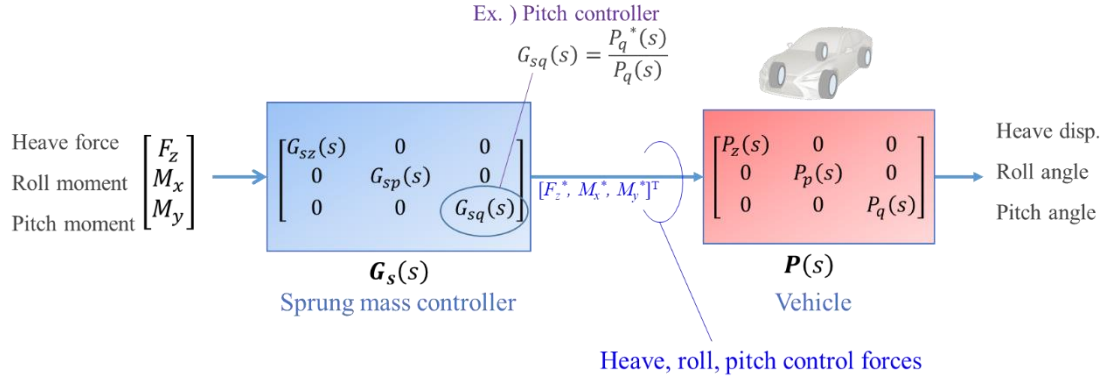


Fig. 39 Sprung motion control flow

$$G_s(s) = \begin{bmatrix} G_{sz}(s) & 0 & 0 \\ 0 & G_{sp}(s) & 0 \\ 0 & 0 & G_{sq}(s) \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

$$P(s) = \begin{bmatrix} P_z(s) & 0 & 0 \\ 0 & P_p(s) & 0 \\ 0 & 0 & P_q(s) \end{bmatrix} \quad (5.6)$$

ここで、ピッチ運動を例に挙げて、その制御器設計について述べる。ピッチの伝達関数  $P_q(s)$  は、式(5.7)に示すように、一般に 2 次のばね、マス、ダンパ系で表現できる。ここで、 $\omega_{qn}$ 、 $\zeta_q$  はそれぞれピッチの固有振動数と減衰比であり、 $G_q$  は定常ゲインを表す。これに対し、減衰比が  $\zeta_q$  から  $\zeta_q^*$  となるように制御したい場合は、目標特性  $P_q^*(s)$  を式(5.8)のように定義し、それらを用いて制御器  $G_{sq}(s)$  を式(5.9)のように設計することで実現できる。

$$P_q(s) = G_q \frac{1}{\frac{s^2}{\omega_{qn}^2} + \frac{2\zeta_q s}{\omega_{qn}} + 1} \quad (5.7)$$

$$P_q^*(s) = G_q \frac{1}{\frac{s^2}{\omega_{qn}^2} + \frac{2\zeta_q^* s}{\omega_{qn}} + 1} \quad (5.8)$$



$$G_{sq}(s) = \frac{P_q^*(s)}{P_q(s)} = \frac{\frac{s^2}{\omega_{qn}^2} + \frac{2\zeta_q s}{\omega_{qn}} + 1}{\frac{s^2}{\omega_{qn}^2} + \frac{2\zeta_q^* s}{\omega_{qn}} + 1} \quad (5.9)$$

ここで、あるピッチモーメントをステップ入力したときに、 $G_s(s)$ と $P(s)$ を介して計算されるピッチ角について、目標減衰比 $\zeta^*$ を 0.8～1.2 倍まで変化させて確認した結果を Fig. 40 に示す。狙い通り、減衰比を制御できていることが確認できる。ばね上運動制御に関しては、本項で示した方法を用いれば、制御設計者にとって直感的にわかりやすく特性を変更することが可能となる。

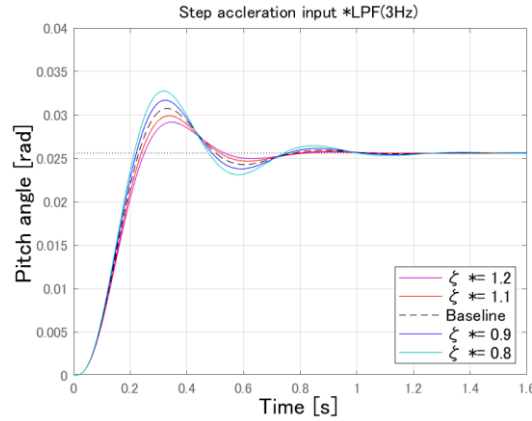


Fig. 40 Pitch angle response against pitch moment input for different damping ratios

平面の場合と同様、ばね上運動についても目標の設定は必ずしもこの方法をとる必要はなく、自由に設定しても問題ないが、現実的な制御装置では全く実現不可能な目標とならないよう考慮する必要がある。また、路面外乱に対しては、例えば、ばね上に搭載した加速度センサ値を用い、適当な制御器を通してロールやピッチモーメント指令値に加えることで、乗り心地を向上させることが可能である。

## 5.5 まとめ

本章では、実現したい重心 6 分力を要求することで、それを実現しつつ、タイヤの負荷を最も低減するタイヤ 12 分力制御指令値を求める制御手法“GDP”を示した。駆動力配分等によるサスペンション反力の干渉分も考慮しているため、従来のように平面運動制御によっ

てばね上運動が意図せず乱されることもなく、6自由度運動のモデルベース制御が実現可能となった。

GDP は目標車両運動特性として6自由度運動を指令するだけでよいから、制御設計が極めて容易になる。従来法では、例えばヨー運動特性を変更したい場合、まず、変更したヨーモーメント制御量をタイヤの横力で制御すべきか、左右駆動力配分で制御すべきかを設計者が考えるところから始まり、その次に、それによって影響を受けるばね上運動を補正するためのサスペンション制御の修正作業を行う必要があった。このように、6自由度の制御設計は非常に手間のかかるものであったが、GDP を用いれば、例えば、目標ヨー運動特性を所望のものに変更するだけで、それ以外の運動には一切影響を与えない最適なタイヤ12分力が自動的に求められるため、複数のアクチュエータの適切な使い方に迷うことなく、自由に設計することが可能となる。制御設計者は目標運動を定め、評価することに集中するだけでよく、開発の効率化にも大幅に貢献できる。

## 第6章

### 制御装置に制約がある場合の解法

#### 6.1 はじめに

前章までに、各輪の前後、横、上下力が自由に制御できる理想的な場合の適切な配分解を示した。しかしながら、現実的に各輪の前後力、横力、上下力のすべてを制御できるアクチュエータを搭載することは、重量やコストの増加、機構の複雑化につながるため、量産車では実現しにくい。現実的には、前輪 DYC だけ、後輪ステアだけ、DYC と前輪ステアだけ等、搭載される制御装置が限られる場合が大半である。それらの現実的な車両においては、タイヤ 12 分力の理想解を求める前章の手法をそのまま適用することはできず、制御対象車両に搭載されている制御装置のみに指令し、目標 6 自由度運動からの乖離を最小化するモデル規範制御を適用する必要がある。

本章では、解法の違いによる解の精度や演算負荷を考慮し、制御アクチュエータが少ない場合における適切な演算方法について論じる。また、制御不可となるタイヤ力によって、制約方法やそれに伴う処理が異なることから、6.4 節から 6.6 節にて、以下の三つの場合に分けて述べる。

#### 制御装置の制約の場合分け

- ・サスペンション上下力制御が不可の場合
- ・各輪独立駆動力配分制御が不可の場合
- ・ステア制御が不可の場合

#### 6.2 制御装置の制約を拘束条件として与えたラグランジュの未定乗数法

十分な数の制御アクチュエータが搭載されていれば、目標運動を実現しながらタイヤのすべり損失を最小化することが可能であるが、アクチュエータ数が限られる場合は、そのような解が存在するとは限らない。その場合、目標運動との誤差を最小化する解を求める必要がある。本節では、どのようなアクチュエータの組み合わせの車両にも適用できる解法について述べる。

前章までは、ラグランジュ関数に目標 6 分力の誤差がゼロになるという等式拘束を与え、

タイヤのすべり損失が最小化される解を求めているが、本章では、この拘束条件を守ることができない場合も対象としている。そのためここでは、制御できないタイヤ力を等式拘束し、目標 6 分力の誤差と制御出力の双方を最小化するように、ラグランジュ関数  $L$  を式(6.1)で定義した。尚、制御出力は前章までと同様に、ドライビングステイフネスやコーナリングステイフネスなどで構成される対角行列  $N$  で正規化している。

$$L(\mathbf{u}_{12}, \boldsymbol{\lambda}) = \frac{1}{2}(\mathbf{C}\mathbf{u}_{12} - \mathbf{y}_6)^T \mathbf{W}_e(\mathbf{C}\mathbf{u}_{12} - \mathbf{y}_6) + \frac{1}{2}(\mathbf{N}^{-1}\mathbf{u}_{12})^T \mathbf{W}_u \mathbf{N}^{-1}\mathbf{u}_{12} - \boldsymbol{\lambda}^T(\mathbf{R}\mathbf{u}_{12} - \mathbf{Q}\mathbf{y}_6) \quad (6.1)$$

ここで、 $\mathbf{W}_e$ 、 $\mathbf{W}_u$  はそれぞれ目標指令値との誤差、制御出力の重みを対角成分に持つ対角行列であり、特に偏重させない場合は単位行列とする。 $\mathbf{Q}$ 、 $\mathbf{R}$  はそれぞれ目標指令値、制御出力にかかる制約行列である。例えば、サスペンションアクチュエータがない場合は各輪の上下力  $F_{zi}=0$  となる制約を  $\mathbf{Q}$  及び  $\mathbf{R}$  に記述する。

式(6.2)と式(6.3)に示すように、上記のラグランジュ関数  $L$  をそれぞれ  $\mathbf{u}_{12}$  と  $\boldsymbol{\lambda}$  で偏微分し、それらの極値をゼロとすると、制御出力  $\mathbf{u}_{12}$  は式(6.4)のように求められる。

$$\frac{\partial L(\mathbf{u}_{12}, \boldsymbol{\lambda})}{\partial \mathbf{u}_{12}} = -\mathbf{C}^T \mathbf{W}_e \mathbf{y}_6 + \mathbf{P} \mathbf{u}_{12} - \mathbf{R}^T \boldsymbol{\lambda} = 0 \quad (6.2)$$

$$\frac{\partial L(\mathbf{u}_{12}, \boldsymbol{\lambda})}{\partial \boldsymbol{\lambda}} = -\mathbf{R} \mathbf{u}_{12} + \mathbf{Q} \mathbf{y}_6 = 0 \quad (6.3)$$

$$\mathbf{u}_{12} = [\mathbf{P}^{-1} \mathbf{C}^T \mathbf{W}_e + \mathbf{P}^{-1} \mathbf{R}^T (\mathbf{R} \mathbf{P}^{-1} \mathbf{R}^T)^{-1} (\mathbf{Q} - \mathbf{R} \mathbf{P}^{-1} \mathbf{C}^T \mathbf{W}_e)] \mathbf{y}_6 \quad (6.4)$$

$$\text{where, } \mathbf{P} = \mathbf{C}^T \mathbf{W}_e \mathbf{C} + \mathbf{N}_i^T \mathbf{W}_u \mathbf{N}_i \quad (6.5)$$

$$\mathbf{N}_i = \mathbf{N}^{-1} \quad (6.6)$$

以上の解法を用いれば、すべての条件において解を求めることが可能である。しかしながら、これには二つの問題点がある。一つ目は解の精度である。アクチュエータ数が十分に多い場合において、目標 6 分力誤差をゼロにできるにも関わらずそのような拘束をしていないため、不要な誤差が生じる可能性がある。また、アクチュエータが少ない場合において、目標誤差の最小化だけでなく出力を低減させる評価も同時に行っているため、この場合も不要な誤差が生じてしまう。目標運動との誤差を悪化させてでも制御出力を低減させるという制御設計を行いたいのであればこの解法は有用であるが、それを望まなければ、制御装置の組み合わせごとに重み行列  $\mathbf{W}_e$ 、 $\mathbf{W}_u$  を調節し、その誤差を最小化する作業が伴う点が、この解法のデメリットである。二つ目の問題点は演算負荷である。前章の式(5.4)と比較するとわかるように、式(6.4)で解を求めようとすると演算量が膨大に膨れ上がってしまう。現実的な車両に搭載された Electric control unit (ECU) への実装を考えると、その観点で問題

となり得る。

以上の理由を鑑み、制御アクチュエータが少ない場合は、式(6.1)のように制約を付加して解く方法ではなく、係数行列を縮小、変形し、その係数行列  $C$  の型によって解法を場合分けして求めることとする。その方法について、次節にて述べる。

### 6.3 係数行列の型に対する解法の場合分け

車両に搭載される制御アクチュエータが少ない場合において、前節では、制御できないタイヤ力に対し制約を付加して求める方法を示した。しかしながら、その方法は演算負荷の増大や解の誤差に問題があることを示した。本節では、アクチュエータ数が少なく、制御できないタイヤ力がある場合には、係数行列  $C$  からその列を削除して求めることで、演算負荷を低減する方法を示す。但し、削除する列数によっては係数行列  $C$  の行数と列数の大小関係が入れ替わる。そのため、その係数行列の型によって解法を場合分けする必要がある。

行数よりも列数が多い場合、つまり、制御要求数よりも制御アクチュエータ数が多い場合は、前章で示したとおり、目標 6 分力の誤差をゼロに拘束したラグランジュの未定乗数法を用いることで求めることができる。

次に、行数と列数が等しい場合、つまり、制御要求数と制御アクチュエータ数が等しい場合は、その係数行列  $C$  が正則であれば、式(6.7)に示すように単純にその逆行列によって解を求めることが可能である。

$$\mathbf{u} = \mathbf{C}^{-1}\mathbf{y} \quad (6.7)$$

続いて、さらに制御可能なアクチュエータが少なく、行数よりも列数が少ない場合、つまり、制御要求数よりも制御アクチュエータ数が少ない場合は、すべての要求を満たす解が存在しない。この場合、それぞれの要求値をバランスよく満たす解を求める、あるいは制御設計者にとってそれぞれの要求値の重要度が異なる場合は、それぞれの要求値に重みを掛けて妥当な解を求めることになる。

そこで、式(6.8)のような目的関数  $f(\mathbf{u})$  を定義し、それを  $\mathbf{u}$  で偏微分し極値をとると、制御出力  $\mathbf{u}$  は最小二乗法により式(6.9)で求められる。

$$f(\mathbf{u}) = \frac{1}{2} \mathbf{W}_e \|\mathbf{C}\mathbf{u} - \mathbf{y}\|_2^2 \quad (6.8)$$

$$\mathbf{u} = (\mathbf{C}^T \mathbf{W}_e \mathbf{C})^{-1} \mathbf{C}^T \mathbf{W}_e \mathbf{y} \quad (6.9)$$

以上、制御要求数と制御アクチュエータ数の大小関係で異なる解法を示した。それらの解法の違いを表現する解説図を Fig. 41 に示す。同図 a) は解の組み合わせが無限に存在するケースで、タイヤすべり散逸パワーを最小化する解を選んでいる。b) は逆行列により唯一の解が求まるケース、そして c) は解が存在せず、妥当な解を選ぶケースである。

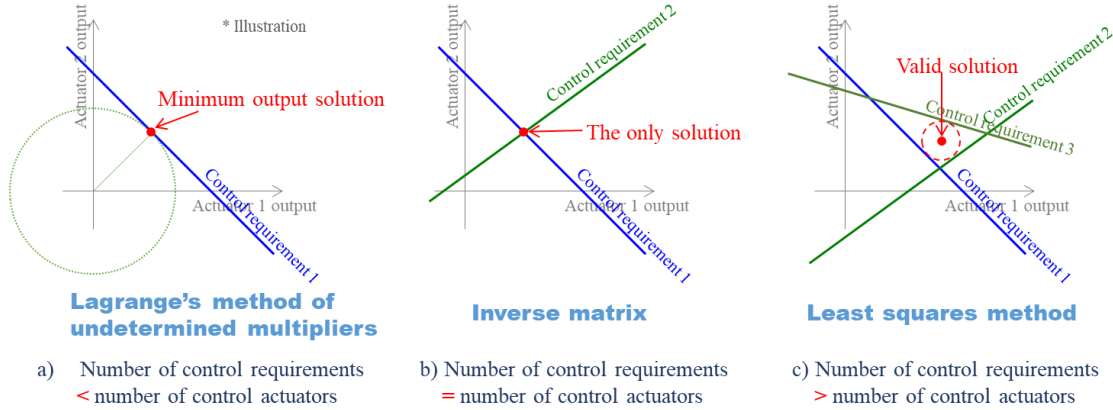


Fig. 41 Case classification of solution methods for all combinations of control devices

以上のように前節と本節では、一般化した解法と演算負荷を軽減する場合分け解法について述べた。解法を場合分けすれば、式(5.4)、(6.7)、(6.9)のいずれかで適切な解を求めることができるため、一般化法である式(6.4)と比較しても演算負荷の大幅な低減が可能で、且つ不要な誤差が生じないことを示した。

本節では、制御できない力がある場合には、係数行列を縮小、変形して解く方法を提案してきたが、その方法には他にも注意すべき点がある。駆動力やアクティブサスペンションアクチュエータに対しては、それらが制御できない場合、ゼロを出力するだけでよいが、タイヤ横力に関しては、ステア制御アクチュエータがない場合も車両状態量に応じて横力が発生するため、ゼロを出力するわけにはいかない。そのため、単純に係数行列から列を削除するだけでは適切な解が得られないのである。次節以降で、上下力、前後力、横力制御のそれぞれに制約がある場合の係数行列の変形法と適切な解法について、具体的な例とともに述べる。

#### 6.4 サスペンション上下力制御が不可の場合

まずは、各輪のタイヤ前後力や横力は制御できるが、サスペンション上下力を制御するデバイスがない場合の解法について説明する。従来、このような車両においては平面運動のみ制御するのが一般的だったが、本提案手法は、タイヤの前後力や横力によって発生するサスペンション反力を積極的に利用することで、平面運動とともにばね上ロールやピッチ運動にも制御指令できることが特徴の一つである。

Fig. 42 に示すように、車両重心 6 分力とタイヤ 12 分力との関係を表す係数行列  $\mathbf{C}$  からサスペンション上下力の列を削除し、車両重心 6 分力とタイヤ 8 分力（各輪の前後力，横力）の関係を表す式を式(6.10)に示す．その係数行列  $\mathbf{C}_{68}$  は式(6.11)であり，その構成要素は前章までに示した通り，式(6.14)-(6.16)である．

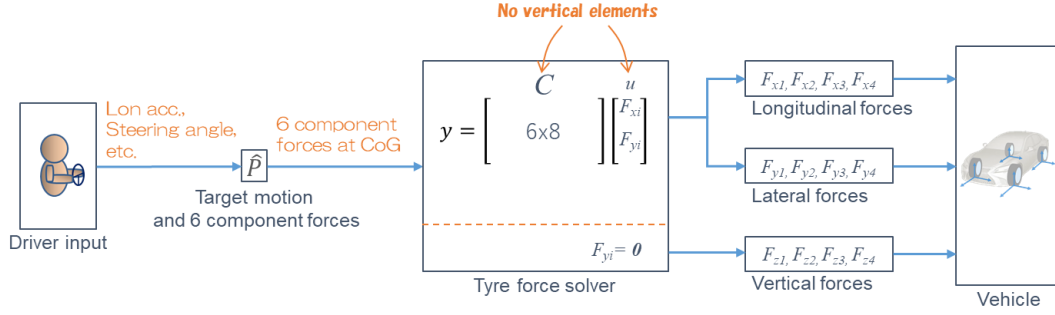


Fig. 42 Control flow of solving 12-tyre-force in case of no suspension actuators

$$\mathbf{y}_6 = \mathbf{C}_{68} \mathbf{u}_8 \quad (6.10)$$

$$\text{where, } \mathbf{C}_{68} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{xy} \\ \mathbf{C}_{zx3} \end{bmatrix} \quad (6.11)$$

$$\mathbf{u}_8 = [F_{x1} \ F_{x2} \ F_{x3} \ F_{x4} \ F_{y1} \ F_{y2} \ F_{y3} \ F_{y4}]^T \quad (6.12)$$

$$\mathbf{y}_6 = [F_x \ F_y \ M_z \ F_z \ M_x \ M_y]^T \quad (6.13)$$

$$\mathbf{C}_{xy} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ -\frac{t_f}{2} & \frac{t_f}{2} & -\frac{t_r}{2} & \frac{t_r}{2} & l_f & l_f & -l_r & -l_r \end{bmatrix} \quad (6.14)$$

$$\mathbf{C}_{zx3} = \begin{bmatrix} -\tan \theta_f & -\tan \theta_f & \tan \theta_r & \tan \theta_r \\ -\frac{t_f}{2} \tan \theta_f & \frac{t_f}{2} \tan \theta_f & \frac{t_r}{2} \tan \theta_r & -\frac{t_r}{2} \tan \theta_r \\ l_f \tan \theta_f - h & l_f \tan \theta_f - h & l_r \tan \theta_r - h & l_r \tan \theta_r - h \end{bmatrix} \quad (6.15)$$

$$\mathbf{C}_{zy3} = \begin{bmatrix} -\tan \phi_f & \tan \phi_f & -\tan \phi_r & \tan \phi_r \\ h - \frac{t_f}{2} \tan \phi_f & h - \frac{t_f}{2} \tan \phi_f & h - \frac{t_r}{2} \tan \phi_r & h - \frac{t_r}{2} \tan \phi_r \\ l_f \tan \phi_f & -l_f \tan \phi_f & -l_r \tan \phi_r & l_r \tan \phi_r \end{bmatrix} \quad (6.16)$$

係数行列  $\mathbf{C}_{68}$  は 6 行 8 列の横長行列なので、解は一意に定まらない。この場合、式(5.4)と同様にラグランジュの未定乗数法により、式(6.17)のように求めることができる。

$$\mathbf{u}_8 = \mathbf{N}_{xy}^2 \mathbf{C}_{68}^T (\mathbf{C}_{68} \mathbf{N}_{xy}^2 \mathbf{C}_{68}^T)^{-1} \mathbf{y}_6 \quad (6.17)$$

where,

$$\mathbf{N}_{xy} = \text{diag}(\sqrt{K_{x1}} \quad \sqrt{K_{x2}} \quad \sqrt{K_{x3}} \quad \sqrt{K_{x4}} \quad \sqrt{K_{y1}} \quad \sqrt{K_{y2}} \quad \sqrt{K_{y3}} \quad \sqrt{K_{y4}}) \quad (6.18)$$

以上、サスペンション上下力を制御するアクチュエータがない場合の解法について示した。これによって、平面運動だけでなくロールやピッチなどのばね上運動の指令も行うことができ、各輪の前後力や横力配分によってその運動を実現する解が求められる。

サスペンションアクチュエータはなくとも重心 6 自由度運動を制御可能であるが、この場合、タイヤの前後力や横力を使ってばね上運動も制御するため、タイヤ負荷率が増加する、あるいは各輪で不均等な使い方になるはずである。それが許容できない場合は、サスペンションアクチュエータを搭載する必要がある。次章にて、アクティブサスペンションの有無で、ある目標運動を実現するために、どの程度タイヤ負荷率が犠牲になるかについて、シミュレーションにて検証を行う。

## 6.5 各輪独立駆動力配分制御が不可の場合

本節では、各輪の横力、上下力は制御できるが、駆動力を各輪独立に制御できない場合の解法について説明する。駆動方式には複数のパターンが存在するが、ここでは一例として、左右の駆動力配分は固定で、前後駆動力配分のみ制御できる場合についての解法を示す。前輪及び後輪の左右輪の駆動力の和を指令するように式を変形する。その制御フローを Fig. 43 に示す。前後輪駆動力をそれぞれ  $F_{yf}$ ,  $F_{yr}$  とすると、それらにより車両重心点前後力、ピッチモーメント、ヒール力に与える力はそれぞれ式(6.19)-(6.21)で表現できる。



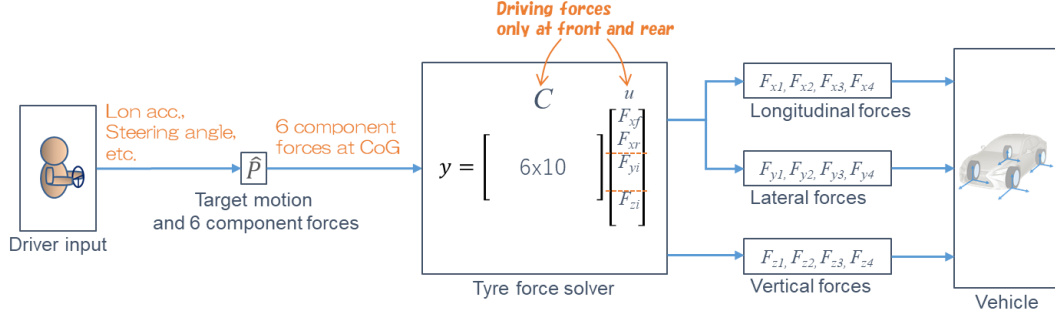


Fig. 43 Control flow of solving 12-tyre-force with restriction of same driving force between left and right

$$F_x = F_{xf} + F_{xr} \quad (6.19)$$

$$M_y = F_{xf}(l_f \tan \theta_f - h) + F_{xr}(l_r \tan \theta_r - h) \quad (6.20)$$

$$F_z = -F_{xf} \tan \theta_f + F_{xr} \tan \theta_r \quad (6.21)$$

上式をこれまでのように行列表記する。但し、 $\mathbf{C}_y$ 、 $\mathbf{C}_z$  はそれぞれ式(5.2)に示す係数行列の 5 から 8 列と、9 から 12 列の成分である。

$$\mathbf{y}_6 = \mathbf{C} \mathbf{u}_{x2} \quad (6.22)$$

$$\text{where, } \mathbf{u}_{x2} = [F_{xf} \ F_{xr} \ F_{y1} \ F_{y2} \ F_{y3} \ F_{y4} \ F_{z1} \ F_{z2} \ F_{z3} \ F_{z4}]^T \quad (6.23)$$

$$\mathbf{C} = [\mathbf{C}_{x2} \ \mathbf{C}_y \ \mathbf{C}_z] \quad (6.24)$$

$$\mathbf{C}_{x2} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -\tan \theta_f & \tan \theta_r \\ 0 & 0 \\ l_f \tan \theta_f - h & l_r \tan \theta_r - h \end{bmatrix} \quad (6.25)$$

続いて、 $\mathbf{u}_{x2}$  を正規化する行列  $\mathbf{N}_{x2}$  を定義する。駆動力は左右輪の和を指令するため、前後輪駆動力はそれぞれ左右 2 輪分のドライビングステイフネス  $K_{xf}$ 、 $K_{xr}$  で正規化する必要があり、次式とする。

$$\mathbf{N}_{x2} = \text{diag}(\sqrt{K_{xf}} \ \sqrt{K_{xr}} \ \sqrt{K_{y1}} \ \sqrt{K_{y2}} \ \sqrt{K_{y3}} \ \sqrt{K_{y4}} \ \sqrt{w_z} \ \sqrt{w_z} \ \sqrt{w_z} \ \sqrt{w_z}) \quad (6.26)$$

これまでと同様に式(6.22)を  $N_{x2}$  で正規化したうえで、ラグランジュの未定乗数法で解くと、各輪への指令値は式(6.27)で求められる。

$$\mathbf{u}_{10} = N_{x2}^2 \mathbf{C}_{x2}^T (\mathbf{C}_{x2} N_{x2}^2 \mathbf{C}_{x2}^T)^{-1} \mathbf{y}_6 \quad (6.27)$$

以上のように、本節では前後配分のみ可能な駆動形式を対象に検討したが、この方法を用いれば、様々な駆動方式に対して適切な解を求めることが可能となる。

## 6.6 ステア制御が不可の場合

最後に、各輪駆動力、上下力は制御できるが、横力に関しては、前輪ステア角をドライバが操作するのみで、前後輪ステア角を追操舵制御することができない場合の解法について示す。ステアについては上下力や前後力のアクチュエータと異なり、制御できなくてもタイヤにスリップ角が生じれば横力が働く。本稿で提案している車両 6 自由度運動統合制御においては、車両が運動する際の重心 6 分力を指令する必要があるため、ステアを追加操舵できる制御デバイスがなくとも、横力をゼロとして扱うわけにはいかず、タイヤが発生する横力を指令する必要がある。そのため以下のような手順で、ステア装置への制御指示が出ないよう拘束しつつ、そのほかのアクチュエータの最適解を求める方法を提案する。

まず、フロントステア、リアステアが追加操舵制御できない場合において、前後輪が発生するはずの横力を求める。まずは、目標とする車両状態量を用いて、前輪舵角はドライバ入力による操舵角とし、後輪舵角はゼロとして、式(6.28)、(6.29)のように前後輪横力を演算する。

$$F_{yi} = -C_f w_i (\beta_m + l_f \kappa_m - \delta_f) \quad (i = 1, 2) \quad (6.28)$$

$$F_{yi} = -C_r w_i (\beta_m - l_r \kappa_m) \quad (i = 3, 4) \quad (6.29)$$

横力以外のアクチュエータ出力を最適化したいため、この横力により発生する重心 6 分力を目標重心 6 分力から一旦差し引く必要がある。その差し引くべき 6 分力  $\mathbf{y}_{6fy}$  を式(6.30)で求める。但し、 $\mathbf{C}_y$  は式(5.2)の 5 から 8 列の成分である。

$$\mathbf{y}_{6fy} = \mathbf{C}_y \mathbf{u}_{fy} \quad (6.30)$$

$$\text{where, } \mathbf{u}_{fy} = [F_{y1} \ F_{y2} \ F_{y3} \ F_{y4}]^T \quad (6.31)$$

そして、式(6.32)で本来の狙いの重心 6 分力  $\mathbf{y}_6$  から  $\mathbf{y}_{6fy}$  を一旦差し引く。

$$\mathbf{y}_6' = \mathbf{y}_6 - \mathbf{y}_{6fy} \quad (6.32)$$

次に、この新たな目標を満たすため、式(6.33)に示すように、タイヤ横力を差し引いた関係

式を立て、 $\mathbf{u}_{xz}$  を式(6.36)で求める。係数行列  $\mathbf{C}_{xz}$  とタイヤ力ベクトル  $\mathbf{u}_{xz}$  は式(6.34)、(6.35)に示すように、それぞれ横力の列、成分が削除されている。但し、 $\mathbf{C}_x$ 、 $\mathbf{C}_z$  はそれぞれ式(5.2)の 1 から 4 列と、9 から 12 列の成分である。

$$\mathbf{y}_6' = \mathbf{C}_{xz} \mathbf{u}_{xz} \quad (6.33)$$

$$\text{where, } \mathbf{C}_{xz} = [\mathbf{C}_x \quad \mathbf{C}_z] \quad (6.34)$$

$$\mathbf{u}_{xz} = [F_{x1} \quad F_{x2} \quad F_{x3} \quad F_{x4} \quad F_{z1} \quad F_{z2} \quad F_{z3} \quad F_{z4}]^T \quad (6.35)$$

$$\mathbf{u}_{xz} = \mathbf{N}_{xz}^2 \mathbf{C}_{xz}^T (\mathbf{C}_{xz} \mathbf{N}_{xz}^2 \mathbf{C}_{xz}^T)^{-1} \mathbf{y}_6' \quad (6.36)$$

where,

$$\mathbf{N}_{xz} = \text{diag}(\sqrt{K_{x1}} \quad \sqrt{K_{x2}} \quad \sqrt{K_{x3}} \quad \sqrt{K_{x4}} \quad \sqrt{w_z} \quad \sqrt{w_z} \quad \sqrt{w_z} \quad \sqrt{w_z}) \quad (6.37)$$

式(6.36)では、各輪の前後力と上下力のみが求まるが、各輪の横力についてはすでに式(6.28)、(6.29)で求められているものが指令値となる。以上の制御フローを Fig. 44 に示す。

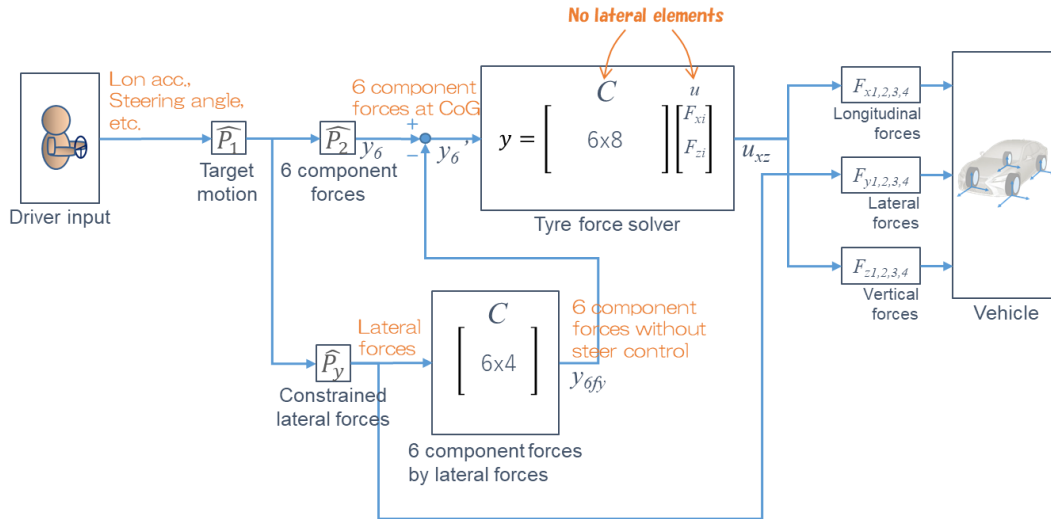


Fig. 44 Control flow of solving 12-tire-force with restriction of no additional steer controls

タイヤ横力に関しては、やや複雑な手順を経る必要があるが、本章で提案した方法を用い

ることで、どのような制御デバイスの組み合わせに対しても目標運動を実現する、あるいは最も目標に近い運動となる適切な解を求めることができることを示した。

### 6.7 まとめ

各輪タイヤの前後力、横力、上下力を制御するには、それぞれ各輪独立の駆動モータ、ステア制御装置、サスペンション制御装置等が必要である。それらの装置をすべて搭載することは重量やコスト増加等の問題があり、量産車において現実的ではない。本章では制御できる力に制約がある現実的な車両を想定した場合の解法について述べた。

従来は、左右駆動力配分装置はヨー運動を制御するものというように、各制御装置には開発段階で明確な役割が与えられていた。そして、運動制御の自由度を上げるために制御装置が追加されてきた。しかしながら実際には、各輪独立の駆動力アクチュエータのように、サスペンションを介して力が複雑に連成するものがあり、単純に複数の装置を組み合わせると、特にばね上運動が乱されて狙いの性能が得られないという問題が生じていた。また、それらのアクチュエータは単独使用の場合においても車両の前後、ヨー、ロール、ピッチ等の複数の運動に影響を及ぼすため、従来の制御設計法では狙いの運動を実現することが困難であった。以上の問題に対して本章では、対象車両が搭載する制御装置のみを用いて、目標とする 6 自由度運動からの誤差を最小化する解を求めるモデル規範制御法を提案した。これによってどのような制御装置の組み合わせにおいても適切な解を求めることが可能となった。これは制御開発の大幅な効率化にもつながる。また、サスペンションを介した力の連成等も考慮しているため、例えば、駆動力配分制御装置のみを搭載している車両に対し、ロールやピッチ運動の制御指令を行うことも可能となった。以上のように、本章では現実的な車両における制御のポテンシャルを最大限に引き出す手法とその有用性について論じた。

次章では、タイヤ 12 分力が自由に制御できる理想的な車両における GDP の効果検証を行い、続いて、制御可能なアクチュエータ数を徐々に減らした場合に、目標運動の実現度合いとタイヤ負荷率がどのように変化するかについて検証を行う。

## 第7章

### 車両 6 自由度運動統合制御“GDP”の効果検証

#### 7.1 はじめに

前章までに、従来とは制御構造が全く異なる車両 6 自由度運動統合制御“GDP”を提案し、その具体的解法を示した。車両の運動目標を定め、制御対象車両が備える制御デバイスに応じて係数行列を整える。それだけでその目標運動を実現するあるいは極力実現する画期的な統合制御法である。本章ではシミュレーションと実車を用いて GDP の効果を検証する。制御アクチュエータ数の異なる車両を複数準備し、それらにある統一運動目標を与え、その実現度合いやタイヤの負荷率などを比較する。シミュレーション検証については Fig. 45 に示すように、ドライバ入力[A]、目標車両運動[B]、それを実現する重心点 6 分力[C]、そしてそれを実現するタイヤ 12 分力[D]を観察する。そして最終的に、そのタイヤ 12 分力を車両に与えたときの車両運動[E]が、[B]で設定した目標車両運動をどの程度実現できているかについて検証する。

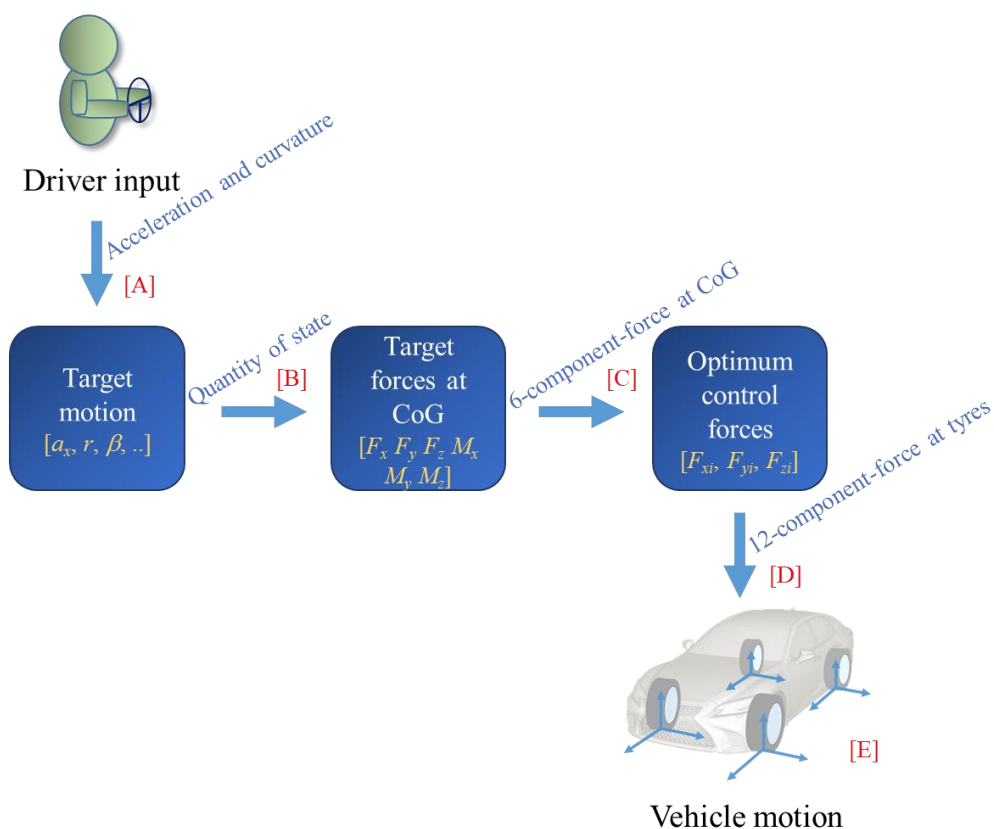


Fig. 45 Verification of the effects along to the signal flow

Table 7.1 に、以降の各節における制御対象車両に搭載される制御アクチュエータを示した。可制御タイヤ力に黒丸印を付した。7.5 節まではシミュレーションであり、それ以降は実車による検証である。

Table 7.1 Control actuators equipped to vehicles at each section

Section	$F_{x1}$	$F_{x2}$	$F_{x3}$	$F_{x4}$	$F_{y1}$	$F_{y2}$	$F_{y3}$	$F_{y4}$	$F_{z1}$	$F_{z2}$	$F_{z3}$	$F_{z4}$
7.2 (sim)	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
7.3 (sim)	●	●	●	●	●	●	●	●				
7.4 (sim)	●	●	●	●								
7.5 (sim)		●	●	●								
7.6 (actual)	●	●	●	●								
7.7 (actual)		●		●								

## 7.2 各輪前後力，横力，上下力制御車（12 DoF）

6 自由度シミュレーションモデルを用いて，ドライバ入力に対する車両 6 自由度運動統合制御“GDP”の効果検証を行う．本節では，Fig. 46 に示す各輪の前後力，横力，上下力の合計 12 分力が制御できる乗用車を制御対象とした．その主な諸元は，車両質量 2400kg，ホイールベース 3.13m，前後トレッド 1.63m，重心高 0.56m であり，各輪タイヤの前後力や横力がサスペンションを介してばね上-ばね下間に内力が働くメカニズムがモデリングされている（※モデルの詳細は付録 B を参照）．

各輪のアクチュエータが制御を行わない状態を基準とし，その車両特性を同定した上で，それに対し平面運動の固有振動数 $\omega_n$ と減衰比 $\zeta$ を 20%，ロール，ピッチ運動の減衰係数を 50%向上させ，さらに旋回加減速時にステア特性が変化しないという目標を与えた．車速 100km/h で走行中にステップ操舵，その 1 秒後にステップ加速入力するという走行条件でシミュレーションを行った．尚，入力には時定数が 60ms の 1 次遅れフィルタを掛けた．Fig. 47 がそのドライバ入力舵角と前後加速度，Fig. 48 に車両のヨーレート，スリップ角，ロール角，ピッチ角を示す．破線が基準車両の運動，実線が上記の目標特性を考慮して算出した目標運動である．

### 12 degrees of freedom

- Four driving forces
- Four lateral forces
- Four vertical forces

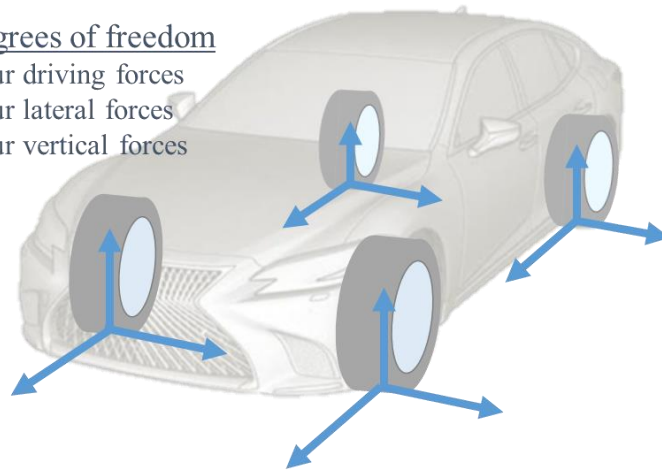


Fig. 46 Simulation vehicle equipped with 12 actuators

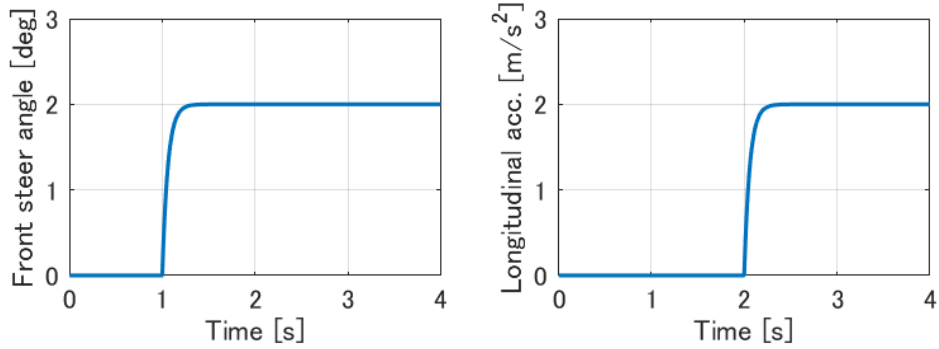


Fig. 47 Front steer angle and longitudinal acceleration inputted by driver ([A] in Fig. 45)

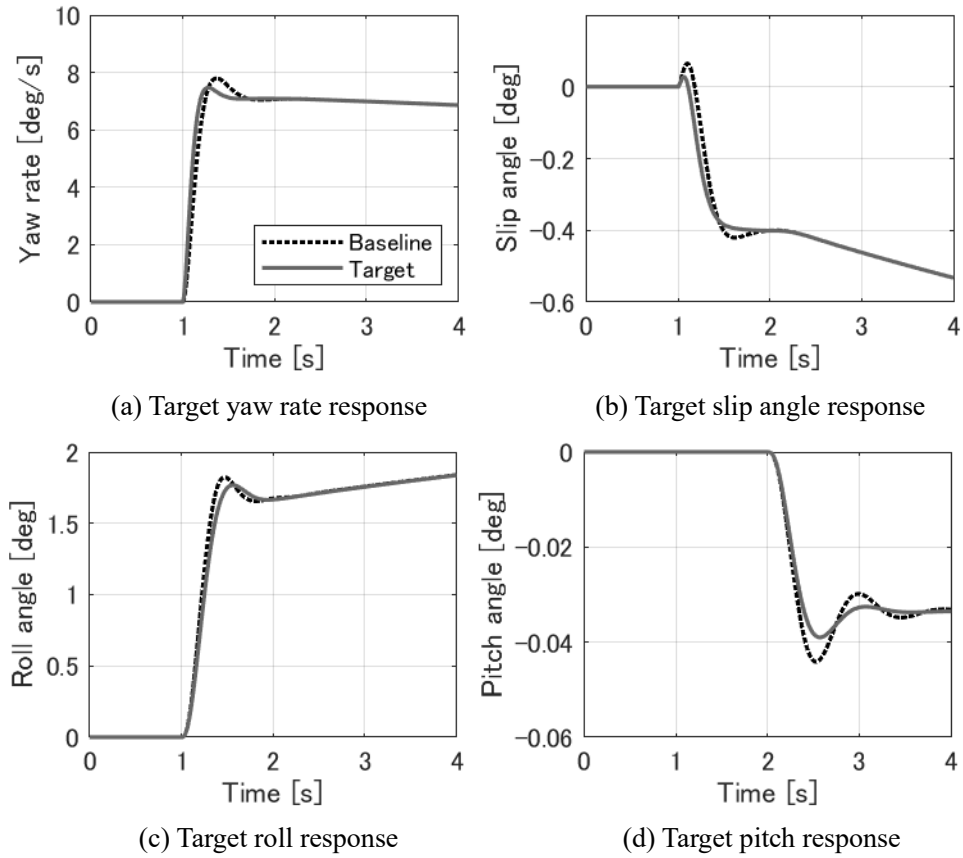


Fig. 48 Target vehicle motions in response to driver inputs ([B] in Fig. 45)

Fig. 48 の実線の運動を実現するための重心 6 分力を，第 3 章，第 4 章で示した方法で求めた．その結果を Fig. 49 に示す．この力が車両重心点に働けば，目標とする車両 6 自由度



運動が実現できるはずである。

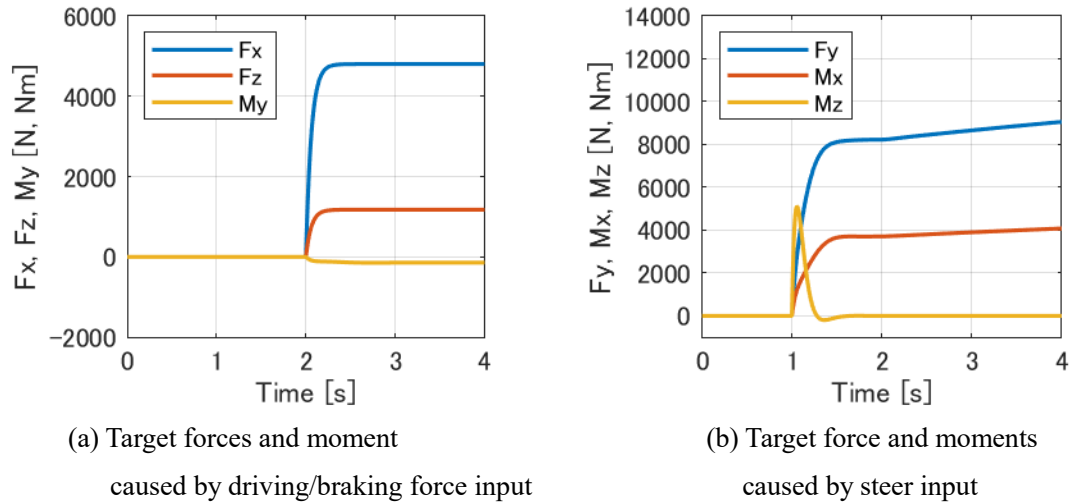
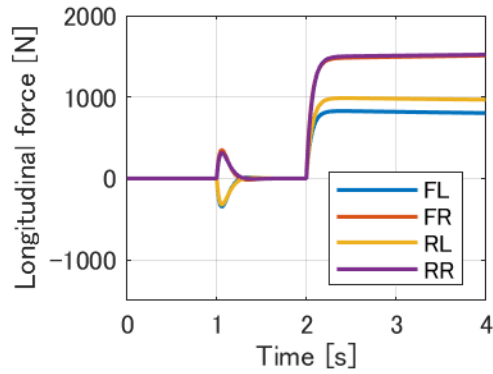


Fig. 49 Target six-component-force at centre of gravity ([C] in Fig. 45)

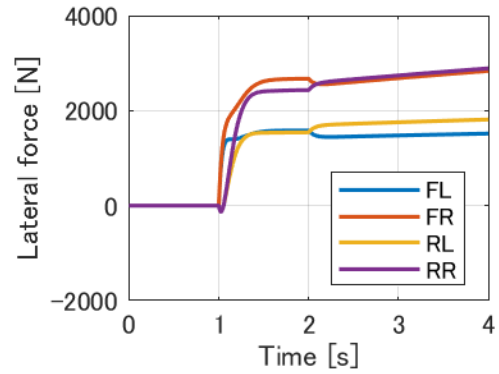
その重心 6 分力を発生させる各輪の適切な駆動力，横力，上下力は，第 5 章で説明した通り，式(5.4)を用いることで演算できる．その結果を Fig. 50 に示す．操舵直後は，各輪前後力には左右差が指示されており，横力と協調してヨーモーメントを発生させている．これがタイヤ負荷率を低減するための最適な配分ということになる．またこのとき，ロール減衰を向上させる指令も与えているが，各輪上下力指令値は一度ロールを加振し，その後動きを抑制する方向に指令されている．これは，操舵直後の左右駆動力配分によってサスペンション反力を介して生じてしまうロールモーメントを相殺するためである．狙いの 6 自由度運動を実現するためにすべての指令が統合制御されていることがわかる．

また，タイヤ横力は通常，ステア角によって制御される．Fig. 51 に示す各輪荷重と車両状態量から，式(3.35)を用いることで各輪の横力をステア角に変換することができる．その結果を Fig. 52 に示す．前後輪とも左右輪のステア角が一致している．GDP は基本的に各輪荷重に比例した力を指令するため，タイヤ線形域では内外輪の転舵角が一致することになり，この考えの下では左右輪ステア角を独立に制御するアクチュエータは必要ないと言える．また，Fig. 53 に示すように，定常旋回中や旋回加速中における各輪のタイヤ負荷率は一致していることが確認できる．旋回加速中は横力だけでなく前後力も各輪荷重配分で指令されていることを意味している．このとき，左右輪の駆動力に差がついているため，サスペンション反力を介してロールモーメントが発生しているはずであるが，この間，上下力アクチュエータがロールを助長する方向に指令を出している．これはその影響を打ち消す

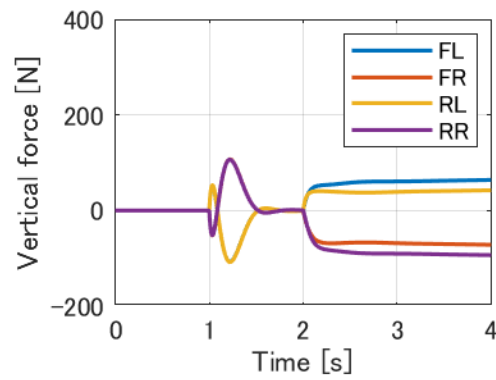
ように協調制御されているからである。



(a) Longitudinal force commands at each wheel



(b) Lateral force commands at each wheel



(c) Vertical force commands at each wheel

Fig. 50 Optimised control forces -longitudinal forces, lateral forces, and vertical forces - ([D] in Fig. 45)

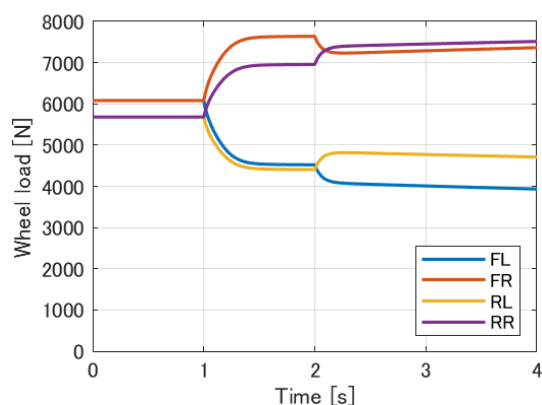


Fig. 51 Each wheel load when the car is controlled

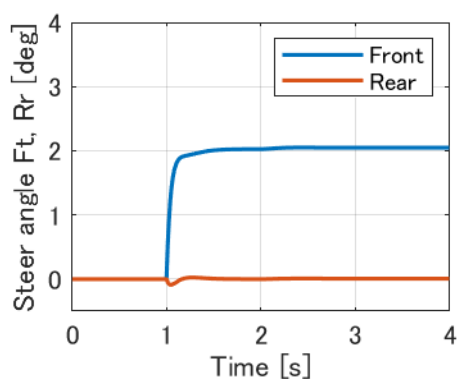


Fig. 52 Steer angle control commands

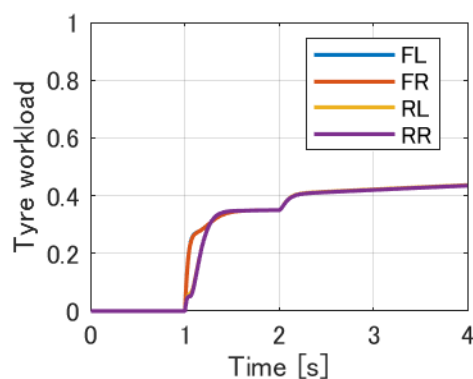


Fig. 53 Tyre workloads at each wheel

次に、これらの各輪の駆動力、ステア角、上下力を、車両シミュレーションモデルの各アクチュエータに制御指令として与え、車両挙動を確認した。その結果を Fig. 54 に示す。目標運動と車両挙動を重ね書きしているが、それらはほぼ重なっており、狙いの運動を実現できていることが確認できた。以上、タイヤ 12 分力が制御可能な車両において、GDP は目標運動を実現しつつ、各輪のタイヤ滑りによる損失パワーを最小化する解を求められることが検証できた。

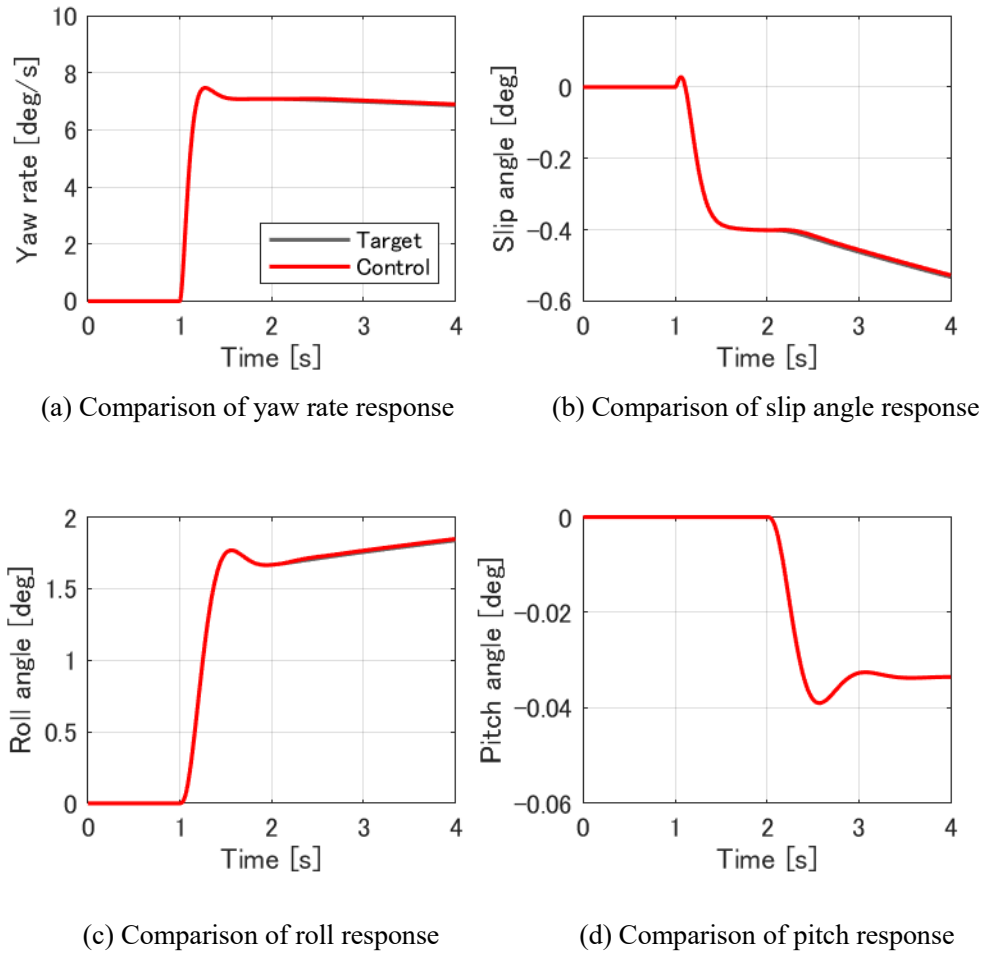


Fig. 54 Controlled vehicle motions compared with the target (12 DoF) ([B] and [E] in Fig. 45)

以上のシミュレーション結果をまとめると、GDP が狙う各輪タイヤの負荷率均等化は、消費エネルギーを低減するだけでなく、タイヤ摩擦円の余力を極力残すことにもなり、外乱安定性や限界性能の向上等、運動性能の観点においても優れる。また、ステア制御装置と左右駆動力配分制御装置のように、ヨーモーメントを発生できるアクチュエータが複数搭載された冗長な系においても、タイヤ負荷率最小化という評価関数の下、最適な配分を時々刻々と指令することができる。そして、GDP の特徴のもう一つは、連成を考慮した統合制御が可能なことである。タイヤの前後力、横力の最適配分を求める研究は従来から多く見られるが、GDP はそれらが引き起こすばね上運動への影響をモデルベースで統合的に制御できる。特に常用域は微小なばね上運動の設計が重要であり、駆動力配分制御が常用域で行われる可能性のある電動車においては必須の技術である。

### 7.3 各輪前後力，横力制御車（8 DoF）

前節ではタイヤ12分力が自由に制御できる場合の最適な配分について述べた。しかしながら，一般的な量産車にそれだけの数のアクチュエータを搭載することは現実的ではない。そこで本節以降では，制御デバイスを減らした場合，GDPはどのような解を導出するのか，また制御効果はどの程度目減りするのかについて検証する。本節ではまず，上下力を制御するサスペンション制御装置がなく，各輪の前後力と横力の8分力を制御できる車両を対象とし（Fig. 55），前節と同じ目標特性を与え，同じ走行パターンでシミュレーションを行った。

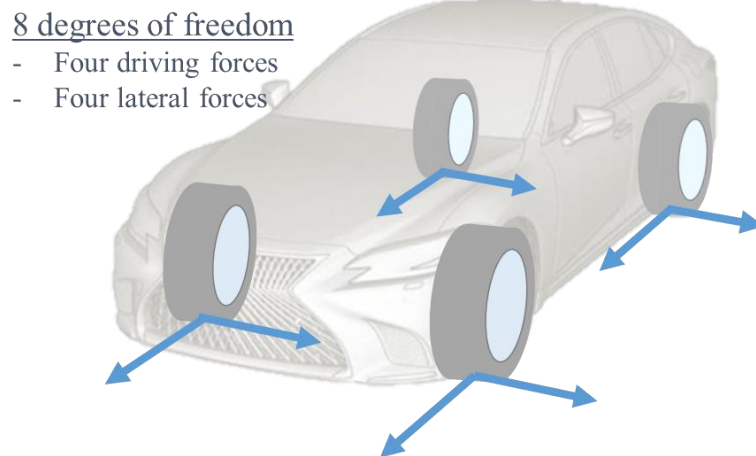
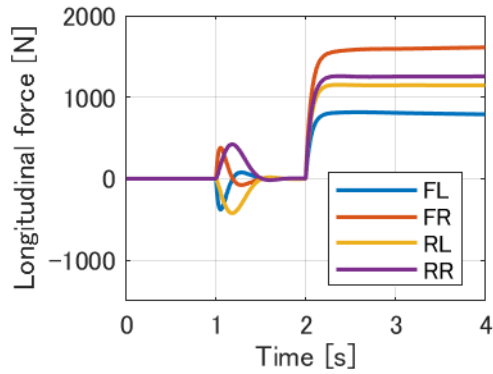
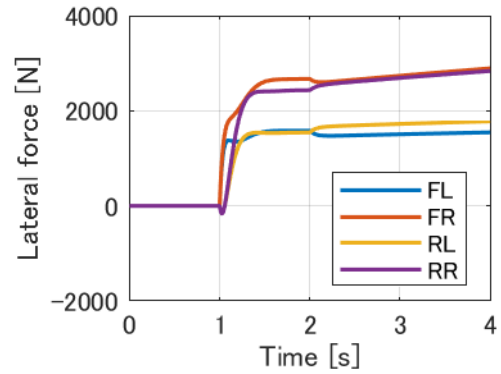


Fig. 55 Simulation vehicle equipped with individual driving motors and steer actuators at each wheel

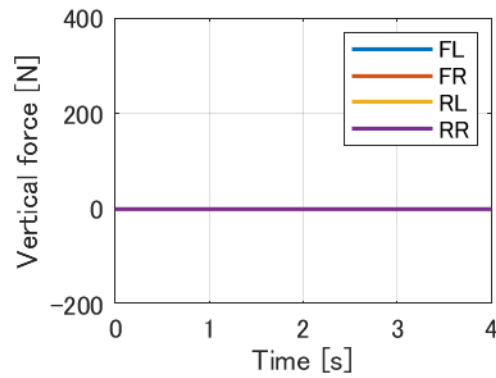
目標運動は前節とまったく同じであるため，要求重心6分力はFig. 49と等しいものを与える。その後，タイヤ12分力を求める際に各輪の前後力，横力の8分力のみが制御可能であるという制約のもと，制御指令値を演算する。その結果をFig. 56に示す。サスペンション制御装置がないため，上下力は指令されていない。その一方，特に各輪の前後力制御指令値が先ほどのFig. 50の場合に比べ大きく変化している。操舵初期に4輪の駆動力が複雑に配分されているほか，旋回加速中の配分も荷重配分とは異なるものとなっており，Fig. 58に示すタイヤ負荷率もばらついている。



(a) Longitudinal force commands at each wheel



(b) Lateral force commands at each wheel



(c) Vertical force commands at each wheel

Fig. 56 Optimised control forces -driving forces, lateral force, and vertical forces- ([D] in Fig. 45)

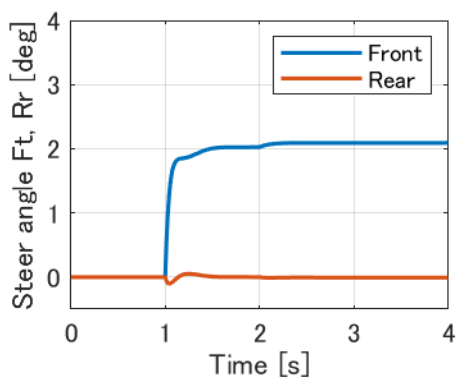


Fig. 57 Steer angle control commands

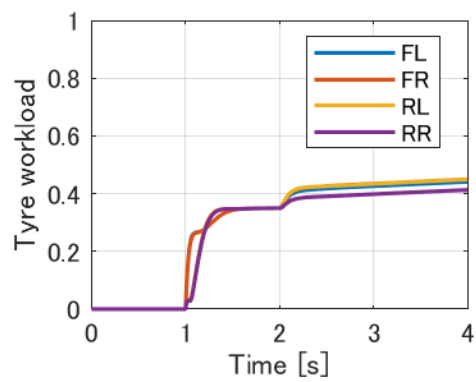


Fig. 58 Tyre workloads at each wheel

このタイヤ8分力指令が狙いの平面運動とばね上運動を実現できるのかを確認するため、前節と同様にこの指令値を車両に与え、挙動を確認した。Fig. 59 に示すその結果より、平面運動とばね上運動が共に狙いの運動をほぼ実現できていることが確認できる。Fig. 56 に示した複雑な4輪の前後力、横力が、平面運動だけでなく、サスペンション反力を介した上下力も考慮して配分されていたということである。しかしながら、これはサスペンション制御装置が不要という意味ではない。目標運動の与え方次第では実現度合いが大きく低下することもある。また、Fig. 53 と Fig. 58 のタイヤ負荷率が示しているように、サスペンション制御装置がない場合は各輪の負荷率がばらついてしまう。タイヤ摩擦円に余裕がある小加速度領域であれば問題とならないかもしれないが、タイヤ限界付近では、ばね上制御をサスペンション制御装置ではなくタイヤ前後力や横力で行うことは、車両の安定性を低下させる可能性がある。このような場合においては、車両状態に応じた制御目標の与え方などの工夫が必要になると考えられる。

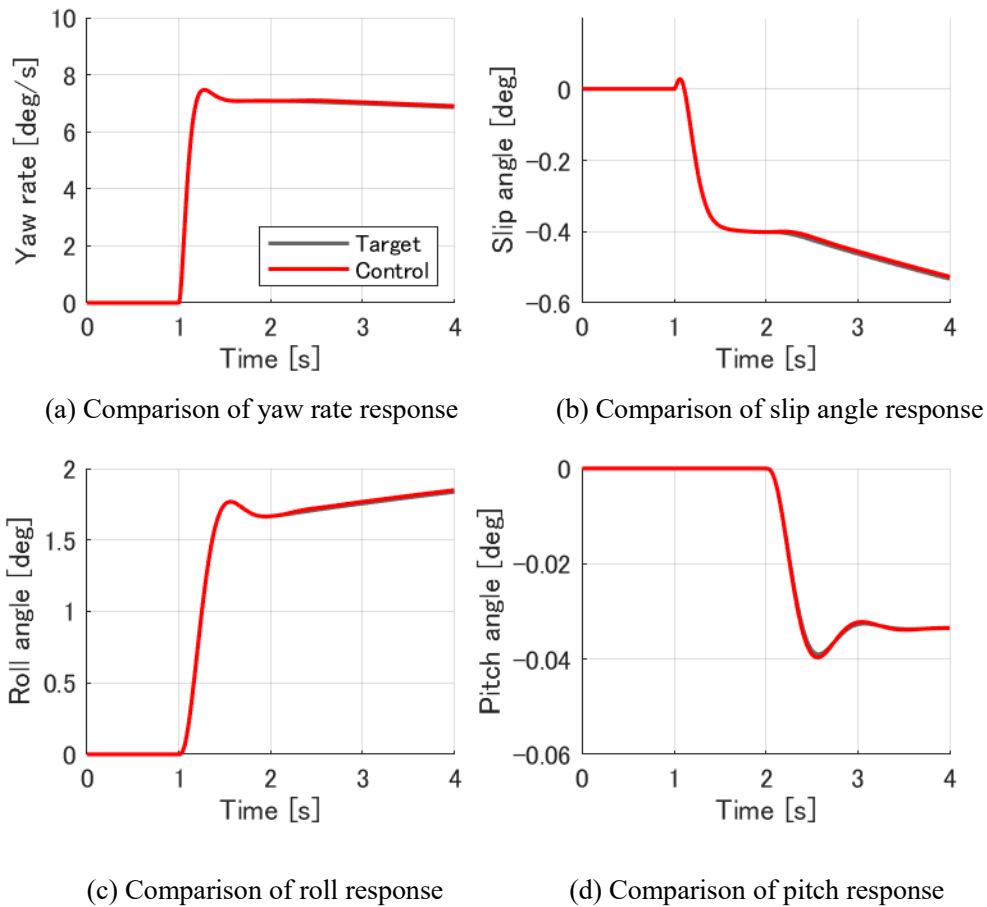


Fig. 59 Controlled vehicle motions (8 DoF) ([B] and [E] in Fig. 45)

#### 7.4 各輪前後力制御車 (4 DoF)

駆動系が電動化されると車両設計が大きく変化する。車室内スペース確保を狙い、小型モータを複数配置する設計が行われる可能性もあり、各輪の制駆動力を独立に制御できる車両が広く普及する時代の到来も考えられる。本節では Fig. 60 に示すように、4 輪にインホイールモータ (IWM) を搭載した車両を対象に GDP を適用する。

4 degrees of freedom  
- Four driving forces

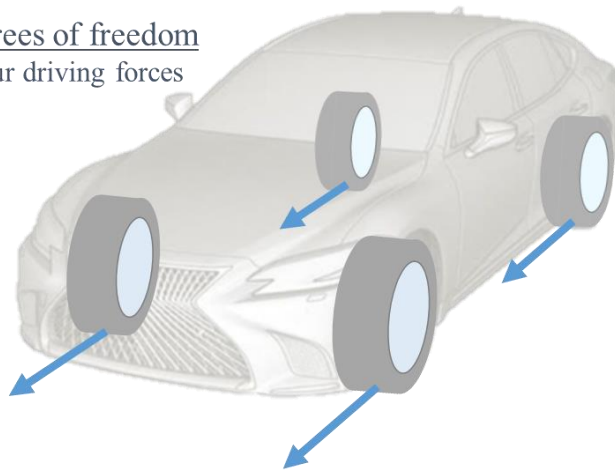
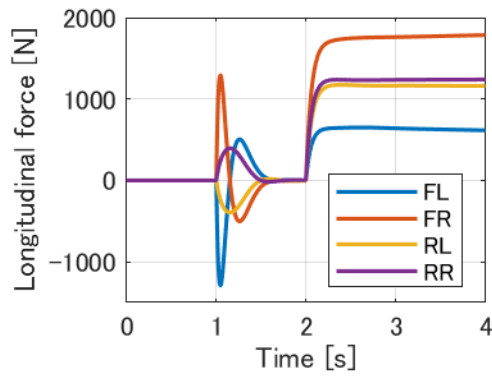


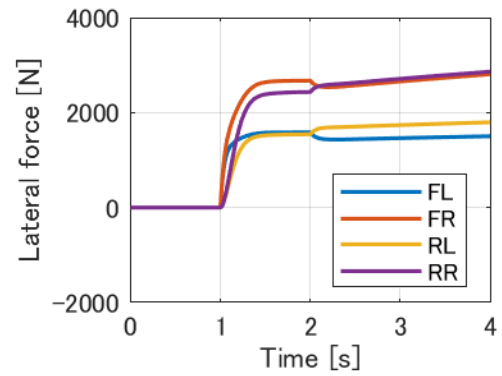
Fig. 60 Simulation vehicle equipped with four in-wheel motors (4 DoF)

ここでも前節までと同様の目標特性を与える。制御アクチュエータは 4 輪の前後力のみという制約を与え、各輪への制御指令値を演算した。その結果を Fig. 61 に、そしてステア角指令を Fig. 62 に示す。上下力やステア角は指令されておらず、各輪前後力だけで運動制御されている。前節の例よりもさらに駆動力配分が積極的に行われている。前後力がばね上運動の役割も担っているためであり、Fig. 63 に示すように、特に操舵直後にタイヤの負荷が高まっている。この波形から想像するのは困難だが、これを車両に与えるとどのような挙動が実現されるのか、シミュレーションで確認した。その結果を Fig. 64 に示す。

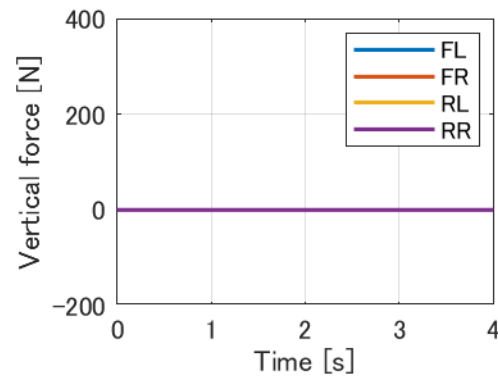




(a) Longitudinal force commands at each wheel



(b) Lateral force commands at each wheel



(c) Vertical force commands at each wheel

Fig. 61 Optimised control forces -driving forces, lateral forces, and vertical forces- ([D] in Fig. 45)

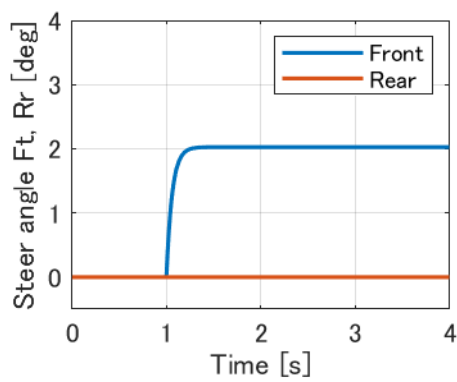


Fig. 62 Steer angle control commands

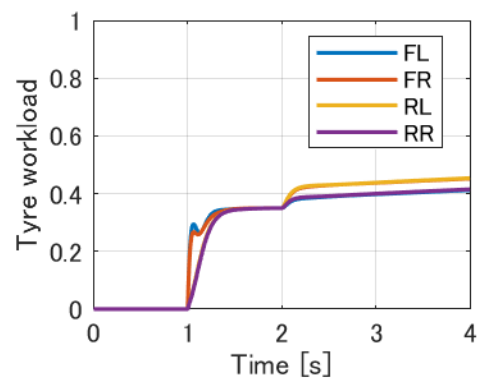
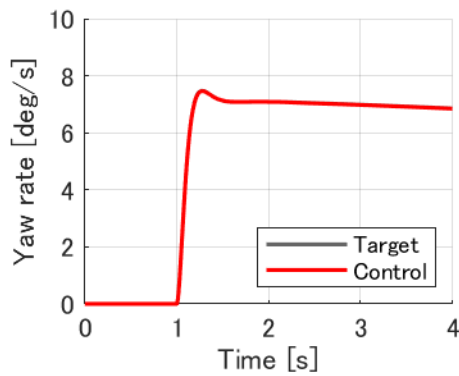
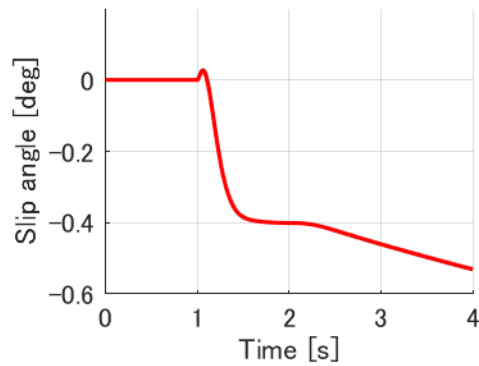


Fig. 63 Tyre workloads at each wheel

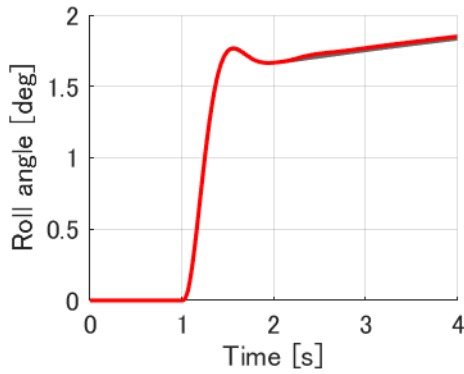
驚くべきことに、この場合も12自由度アクチュエータの場合と同様に、ほぼ狙い通りの6自由度運動を実現できている。四つのモータで駆動するということは、4自由度の制御ができるはずであり、この場合、車両の前後とヨー運動以外に、ロール、ピッチ運動も独立に制御が可能である。但し、前節でも述べたが、Fig. 63 に示すようにタイヤ負荷率の均等化は犠牲にするほか、目標運動の実現度合いについてもその設定次第で大きく変化する。例えば、4輪独立駆動車ではヨーとスリップ角は同時に制御できないため、これらを任意の組み合わせに制御することはできない。



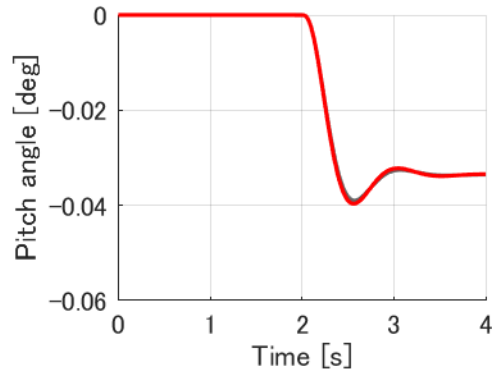
(a) Comparison of yaw rate response



(b) Comparison of slip angle response



(c) Comparison of roll response



(d) Comparison of pitch response

Fig. 64 Controlled vehicle motions (4 DoF) ([B] and [E] in Fig. 45)

今後、電動化時代が本格的に到来し、IWM や各輪独立モータが標準的に搭載されるとなると、ここで示した使い方が現実味を帯びてくる。GDP を適用することで、これまで高価

な制御デバイスを搭載して実現されていた運動性能を，追加アクチュエータなしである程度実現できるようになる．しかも，制御設計者は目標運動を設定するだけで容易にこのような運動設計が可能になり，GDP は性能向上だけでなく，制御開発効率の大幅向上にも貢献できる．

### 7.5 前輪及び後左右輪前後力制御車（3 DoF）

近年の自動車は小型，中型車を中心に前輪駆動形式が主流であり，それをベースに 4 輪駆動化設計も行われる．しかし，プロペラシャフトや後輪ディファレンシャルギア，ドライブシャフトなどの搭載は，車室内空間や後部荷室を犠牲にする．もし，後輪に小型なインホイールモータ（IWM）が搭載できれば，それらの犠牲を払うことなく 4 輪駆動化が可能となる．そこで本節では，前輪に駆動用モータが一つと，後左右輪にそれぞれ一つずつの駆動用モータを備えた 3 モータ車両を制御対象とする．

#### 3 degrees of freedom

- Driving force at front
- Two driving forces at rear

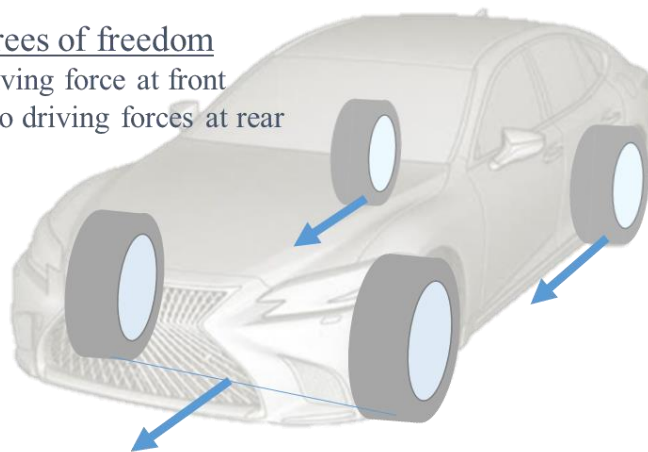
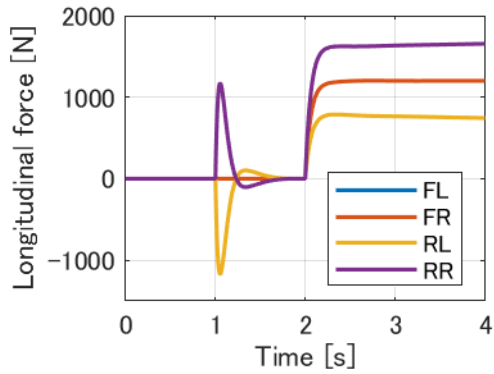
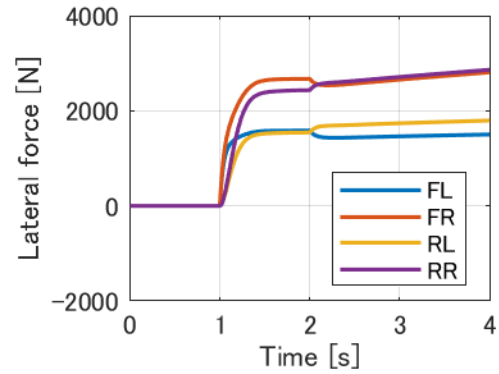


Fig. 65 Simulation vehicle equipped with a motor at front and two motors at rear (3DoF)

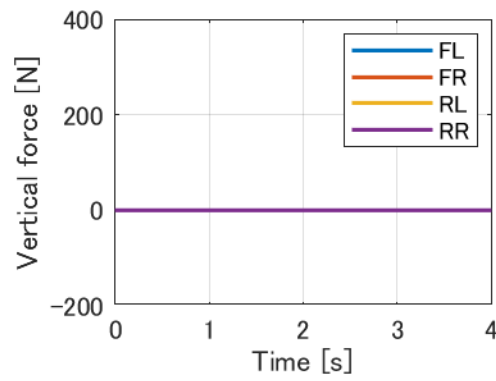
前後の駆動力配分に加え，後輪左右の駆動力配分が可能であり，ヨー運動の他，サスペンション反力によってロールやピッチ運動もある程度の制御が可能と予想できる．これまでと同様に，同じ目標運動を与え，シミュレーションを行った．その結果を Fig. 66-Fig. 68 に示す．上下力やステア角は制御されておらず，駆動力配分のみで制御されている．前輪駆動力は左右配分できない制約を与えているため，左右輪の指令値が重なっている．これを見ると，操舵初期と旋回加速時に後左右輪の配分が外輪を大きく駆動するように指令されていることがわかる．



(a) Longitudinal force commands at each wheel



(b) Lateral force commands at each wheel



(c) Vertical force commands at each wheel

Fig. 66 Optimised control forces -driving forces, lateral forces, and vertical forces- ([D] in Fig. 45)

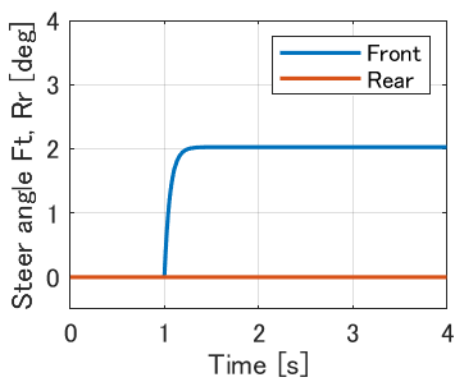


Fig. 67 Steer angle control commands

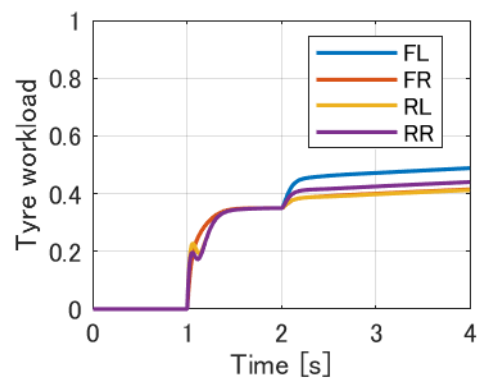
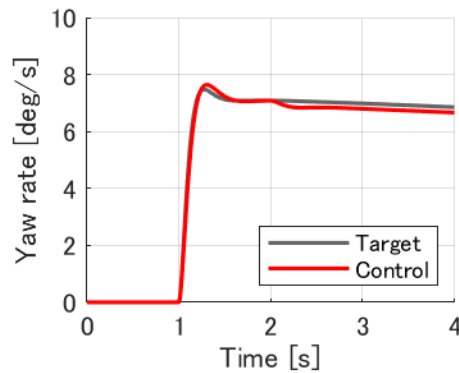
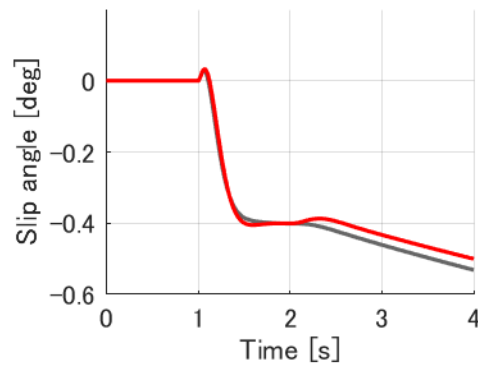


Fig. 68 Tyre workloads at each wheel

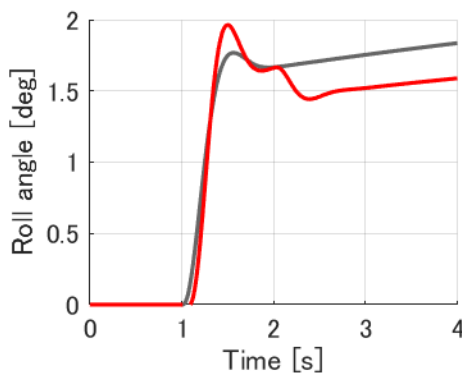
これまでと同様に、この指令値を車両に与えたときの車両挙動をシミュレーションした。その結果を Fig. 69 に示す。操舵初期のヨーレートと加速時のピッチ減衰は目標に近い運動が実現されているが、ロール運動は目標から遠く離れており、旋回加速中に至ってはヨーレート、スリップ角、ロール角共に目標からずれてしまっている。これはこの車両が備えるアクチュエータでは実現できないことを意味している。重心6自由度運動の要求に対し、アクチュエータが3自由度しかないため、最小二乗法でバランスを取って求められた解がこの結果である。この結果が制御設計者の意図にそぐわない場合は、要求6自由度運動の重みを変えることで実現バランスを変化させる、あるいはアクチュエータの追加を検討する必要がある。



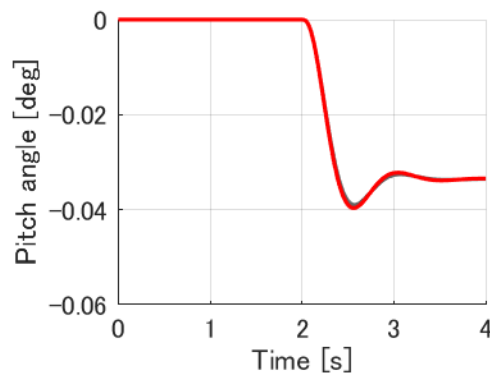
(a) Comparison of yaw rate response



(b) Comparison of slip angle response



(c) Comparison of roll response



(d) Comparison of pitch response

Fig. 69 Controlled vehicle motions (3 DoF) ([B] and [E] in Fig. 45)

続いて、目標運動の重みを変えた結果も観察してみる。Fig. 69 の結果では旋回加速時のヨー運動が目標からずれている。進路のずれは通常許容できないため、他の運動を犠牲にしてもヨー運動のエラーをできるだけ小さくするように指示する。式(6.8)に示す目標運動のエラーにかかる重み行列  $W_e$  のヨーモーメントの成分を 10 倍し、再度シミュレーションを行った。その結果を Fig. 70-Fig. 73 に示す。

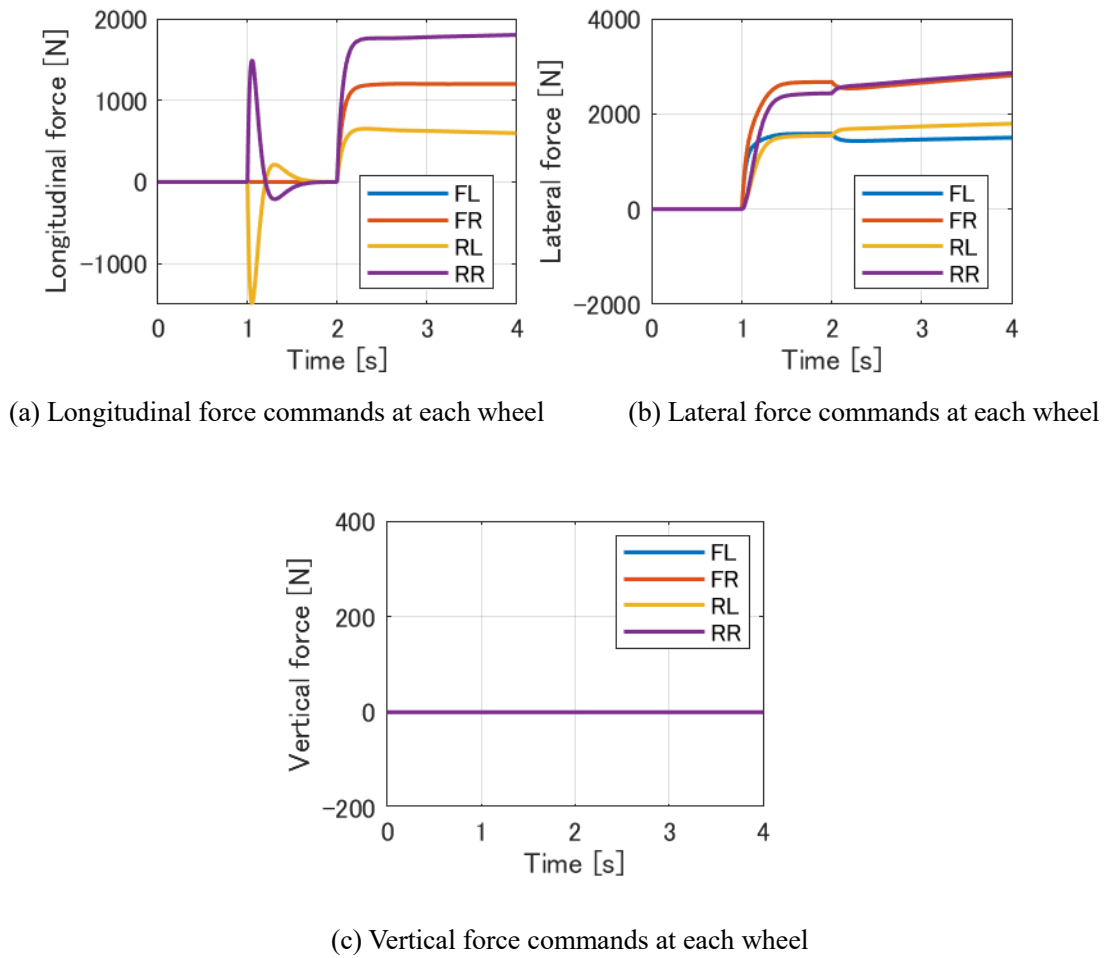


Fig. 70 Optimised control forces -driving forces, lateral forces, and vertical forces- ([D] in Fig. 45)

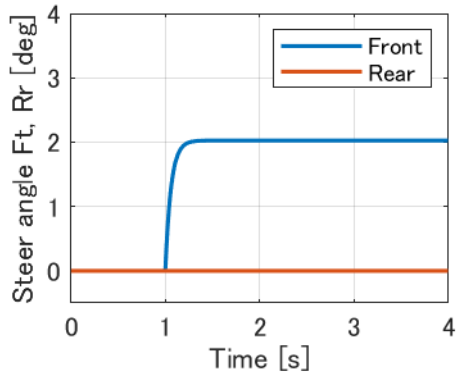


Fig. 71 Steer angle control commands

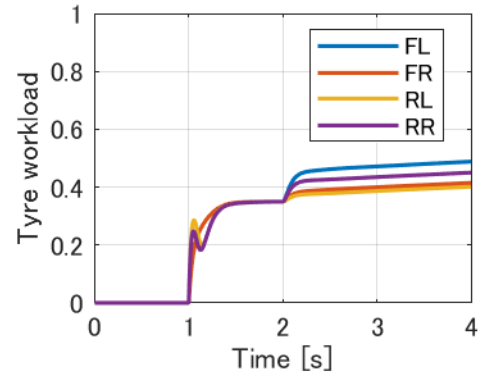
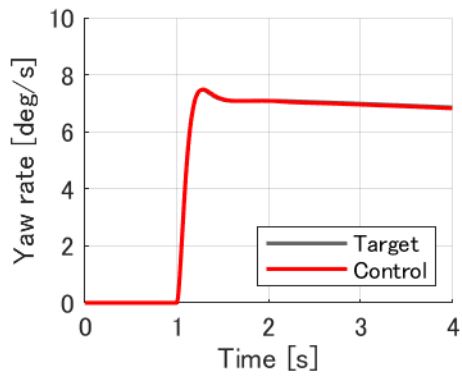
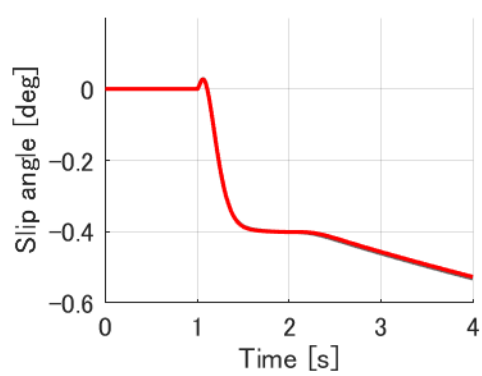


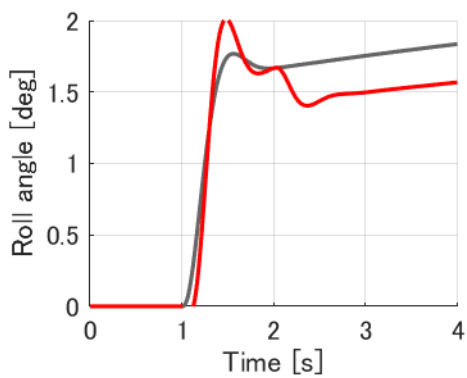
Fig. 72 Tyre workloads at each wheel



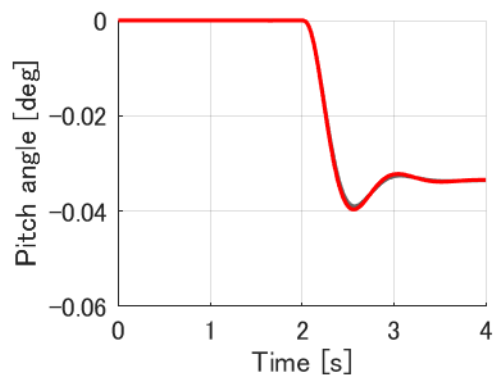
(a) Comparison of yaw rate response



(b) Comparison of slip angle response



(c) Comparison of roll response



(d) Comparison of pitch response

Fig. 73 Controlled vehicle motions placing heavy weight on yaw (3 DoF) ([B] and [E] in Fig. 45)

ヨー運動のエラーを最小化したことでヨーレートは目標運動とほぼ一致した。また、それに伴いスリップ角の誤差もほぼ見られなくなった。その一方で、ロール運動はさらに目標運動から乖離した。今回与えた目標運動を後輪の左右駆動力配分で行うと、ヨーとロールがトレードオフの関係にあることがその要因である。これらのトレードオフを妥協できないのであれば、これらの制御デバイスは設計者が狙いとする運動を実現するための適切なものではないことを意味している。その場合、制御デバイスを変更あるいは追加し、再度シミュレーションを行うことで、必要制御デバイスの構成を容易に見極めることが可能である。

## 7.6 各輪前後力制御車 (4 DoF) [実車]

前節までは、GDP が設計の意図通りに指令でき、狙いの運動を実現できているのかを確認するため、外乱やモデル化誤差の影響を除外できる車両シミュレーションを用いて検証した。本節と次節では、Fig. 74 に示す4輪に55kW の出力のインホイールモータを備えた実験車両を用い、効果検証を行う。尚、車両質量は1930kg、ホイールベースは2.7m、前後トレッドはそれぞれ1.54m、1.55m、タイヤサイズは235/45R18 である。

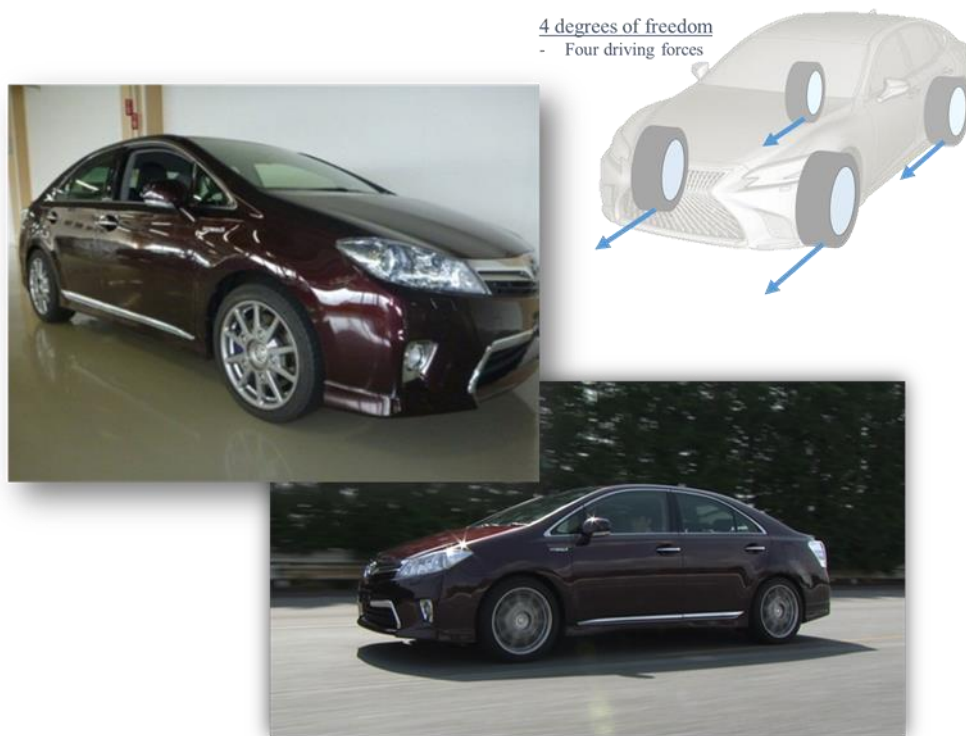
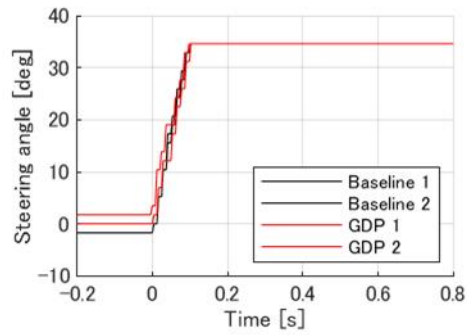


Fig. 74 Test vehicle equipped with four in-wheel motors

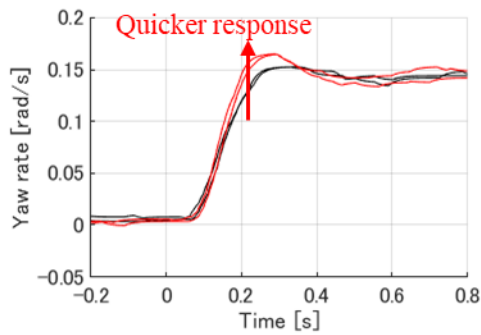


比較のため4輪の駆動力を等配分制御した状態を基準車両とし、それに対し動特性を変化させた目標をGDPに与え、各輪駆動力で制御した状態との比較を行った。狙いの運動特性として、平面運動に関しては舵角フィードフォワードとヨーレートフィードバックを組み合わせ、基準車両に対し固有振動数が20%向上する制御定数を選んだ。また、ばね上運動に関しては、GDPが駆動力配分によるサスペンション反力などの影響をフィードフォワードにより相殺した上でロールレートをフィードバックする指令を加えた。そのフィードバックゲインはロール減衰が50%向上する値を選んだ。

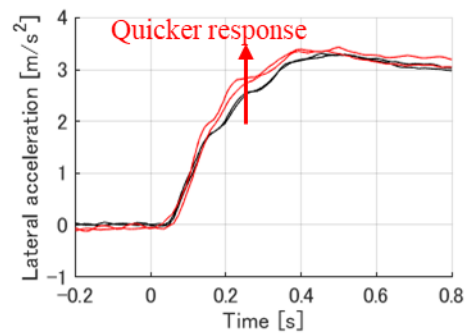
平坦なアスファルト路面を80km/hで走行中に、操舵角 $30^\circ$ のランプステップ入力を行った。4輪等配分駆動した状態の基準車両と、GDPによる制御で上記の特性を狙った仕様について、それぞれ2回試行し比較した。その結果をFig. 75に示す。基準車両に対しGDP制御仕様は、操舵に対するヨーレートと横加速度の応答性が向上している。ロールについては、0.5s付近で発生していた負のロールレートが抑えられていることから、ロール角のオーバーシュートが抑制され、収束性が向上したことが確認できる。このときの4輪駆動力指令値をFig. 76に示す。操舵直後に内外輪の駆動力差によってヨー応答が高められており、その後は前輪の内外輪指令値のみがほぼ反転することで、サスペンション反力によってロール減衰を高めるように働いていることがわかる。駆動力アクチュエータはサスペンション反力を介して力が連成するため運動制御設計が難しいが、GDPを用いれば、平面運動だけでなくばね上運動も含めて狙いの運動を実現する統合制御が実現できることを、実車にて検証した。



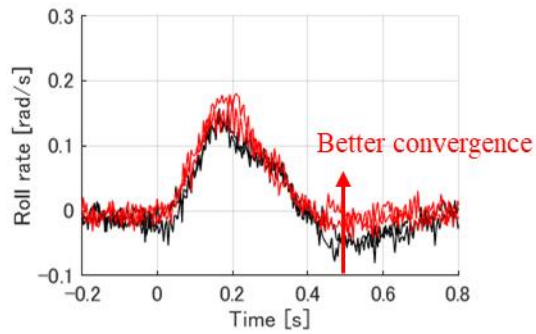
(a) Steering angle input



(b) Effect of yaw rate response



(c) Effect of lateral acceleration response



(d) Effect of roll rate convergence

Fig. 75 Comparison of vehicle response against stepped steer input (actual vehicle data)

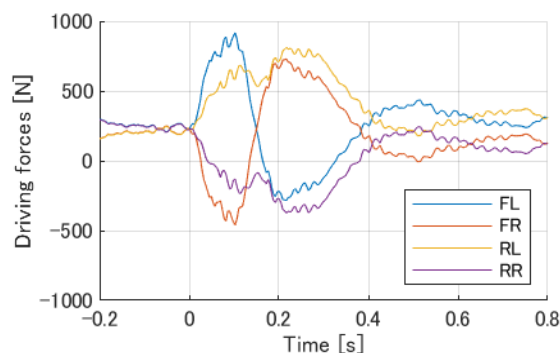


Fig. 76 Driving force commands at each wheel (actual vehicle data)

### 7.7 前後輪前後力制御車（2 DoF）[実車]

最後に、前後輪にそれぞれ駆動用モータを一つずつ備えた 2 自由度駆動力制御車両を用いて (Fig. 77), 路面外乱に対する乗り心地制御を行う。性能比較のため、前後等配分駆動制御をした車両を基準とし、ばね上の制振性能を比較する。一般に、上下運動を制御するにはサスペンション制御装置が必要であるが、GDP を用いればその常識に必ずしもとらわれる必要はない。タイヤの前後力を制御するデバイスがあれば、サスペンション反力の上下方向成分を利用した制御指令が行われるはずである。

駆動力アクチュエータが車両に及ぼす力は、前後、ヒープ、ピッチの三つである。三つの運動を二つのアクチュエータによって最小二乗法で制御する方法もあるが、ここでは、乗り心地制御のために前後運動が乱されることを避け、前後とヒープの二つを制御対象とする。乗り心地制御については、車両のばね上に搭載した加速度センサ値をフィードバックして、路面外乱入力に対する制振制御を行う。

### 2 degrees of freedom

- Driving forces at front and rear

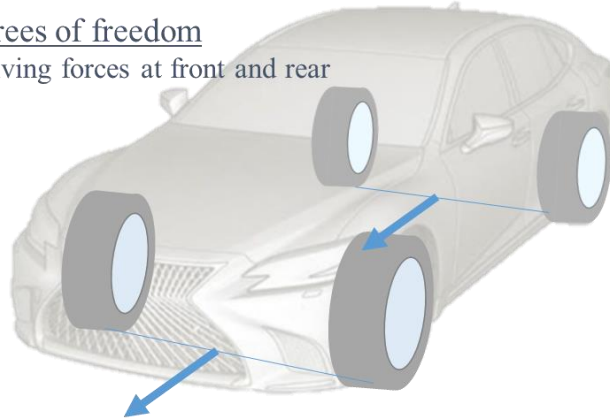


Fig. 77 Test vehicle equipped with single motors at front and rear axle respectively (2 DoF)

乗り心地を制御するために、何らかの適当な制御則を適用する必要がある。この研究領域は歴史もあり、数多の制御理論が存在するが、その中でもスカイフックダンパ制御が広く使用されている[102]。ばね上加速度センサなどから得られるばね上の運動速度のみを用いたシンプルな制御則で、1~2Hz 付近のばね上共振周波数近傍の振動を低減する効果があり、容易に実装が可能である。しかしながら、乗員が不快に感じる周波数域は4~8Hzと言われており[94]、スカイフックダンパ制御では理論的にその帯域を制振することはできない。そこで筆者は、同じセンサしか使っていないにもかかわらず、比較的シンプルな制御則で、ばね上共振から8Hz 付近までの周波数域において制振効果を得られる“トリプルスカイフック制御法”を提案した[103]-[106]。スカイフックダンパ制御はばね上を空から仮想のダンパで吊るした力を制御により与えるが、トリプルスカイフック制御は Fig. 78 に示すように、ばね上を仮想のばね、ダンパ、イナータの三つの要素で吊るした力で制御する。その制御力  $F_c$  は式(7.1)に示すように、サスペンションのばね定数、減衰係数とばね上質量に共通のゲイン  $\alpha$  を掛けて与える。尚、 $D(s)$  は制御の遅れを模擬したローパスフィルタと、加速度センサ値の積分オフセット除去のためのハイパスフィルタとの積の伝達関数である。

ここで、ばね下モデルを消去した簡易モデルを用いてばね上変位の伝達関数を求めると、式(7.2)で表される。制御ゲイン  $\alpha$  は、路面入力  $z_1$  やドライバの運転操作入力  $w_d$  に対し、動特性を変えずに定常ゲインを制御するものであることがわかる。これにより等価的に路面外乱の振幅を低減できることになるため、広い周波数域で制振効果が得られる。本節ではこのトリプルスカイフック制御を適用する。

$$F_c(s) = -\alpha(m_2 s^2 + c_s s + k_s)z_2 D(s) \quad (7.1)$$

$$z_2 = \frac{1}{1 + \alpha D(s)} \left( \frac{c_s s + k_s}{m_2 s^2 + c_s s + k_s} z_1 + \frac{1}{m_2 s^2 + c_s s + k_s} w_d \right) \quad (7.2)$$

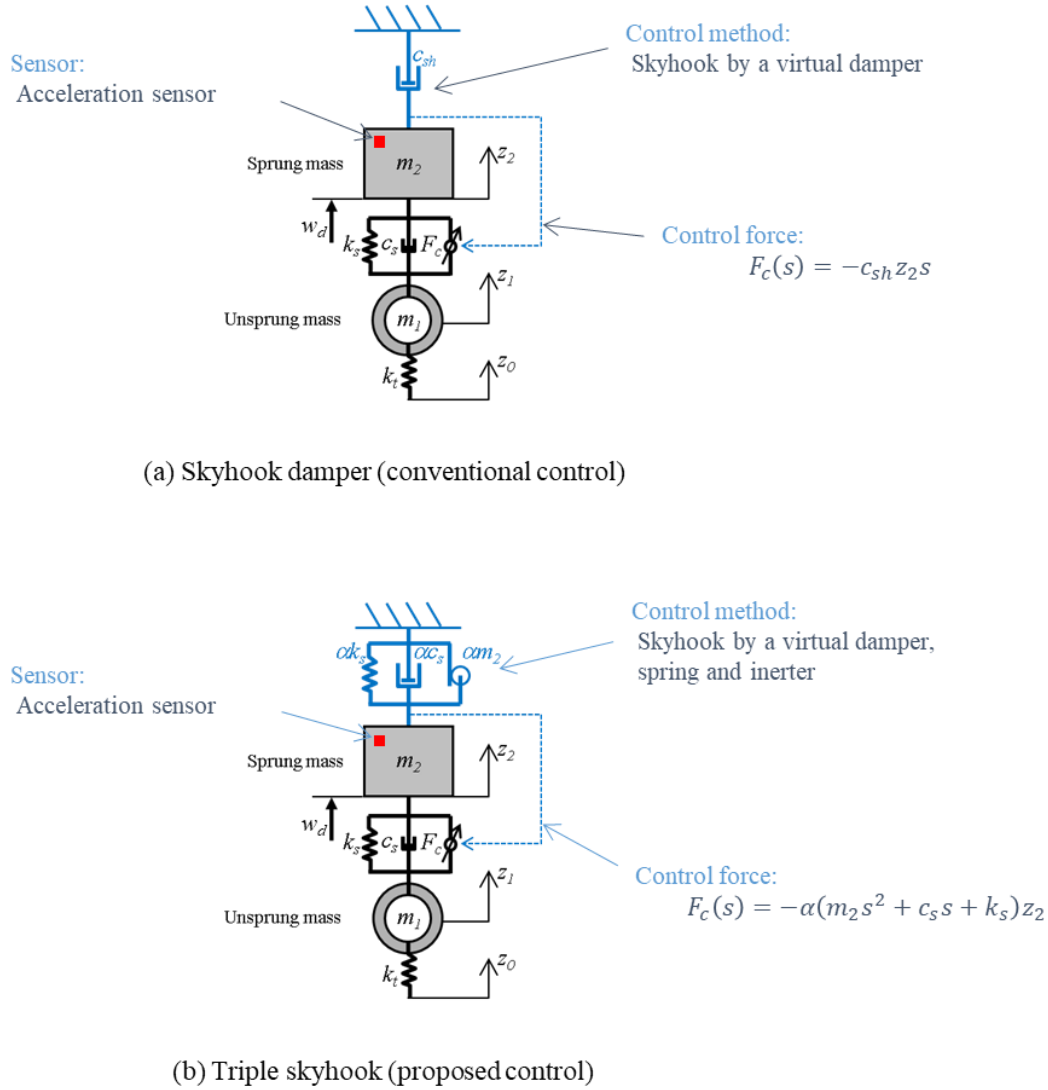
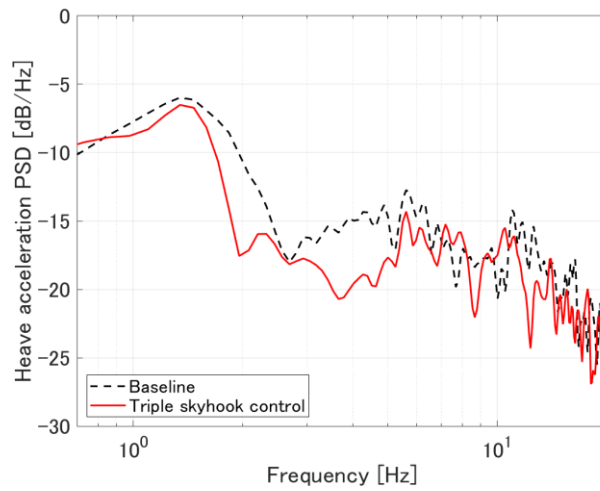
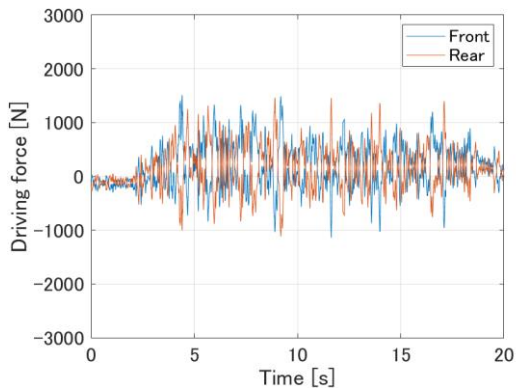


Fig. 78 Illustration of ride control methods using a quarter car model

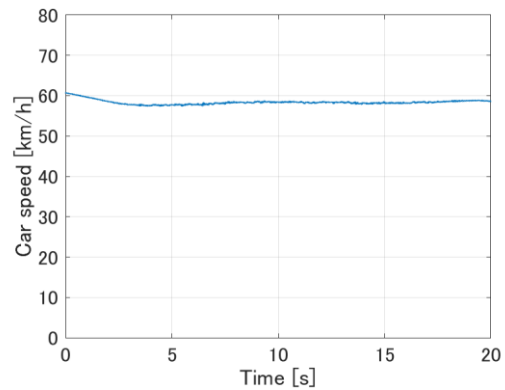
ドライバの要求駆動力に加え，前述の乗り心地制御指令を重心 6 分力の上下力指令値  $F_z$  として与える．様々な波長を含む乗り心地評価路面をおよそ 60km/h で走行した時の，制御有無のヒープ加速度のパワースペクトル密度 (PSD)，制御時の前後輪駆動力，車速の実測結果を Fig. 79 に示す．前後の駆動モータしか搭載されていないにもかかわらず，まるでアクティブサスペンションを備えた車両のように上下振動が低減されていることが確認できる．指令された駆動力波形を見てみると，総駆動力はドライバの要求値を保ちながらも，前後輪にそれぞれ逆向きの駆動力が上乘せされている．



(a) Heave acceleration PSD



(b) Driving force at front and rear



(c) Car speed

Fig. 79 Effects of triple skyhook control (Ride control) using driving forces (actual vehicle data)

Fig. 80 に示すように、重心上下力指令を受けた GDP は、前後輪に逆向きの駆動力を発生させることで、上下力を制御する解を出力したと考えられる。今一度、Fig. 79 の駆動力指令値をみると、この制御指令を実現するために、ときには摩擦円の半分近くまで達する駆動力指令がなされている。この検証は、駆動力アクチュエータによってどの程度の制振効果が得られるかを確認することを目的としており、過大な要求であることは理解しつつも、指令した結果である。現実的には、駆動力アクチュエータしかない車両に対する上下力指令は、摩擦円余裕や消費エネルギー等を考慮して、適度な制御目標を設定する必要があることを注記しておく。

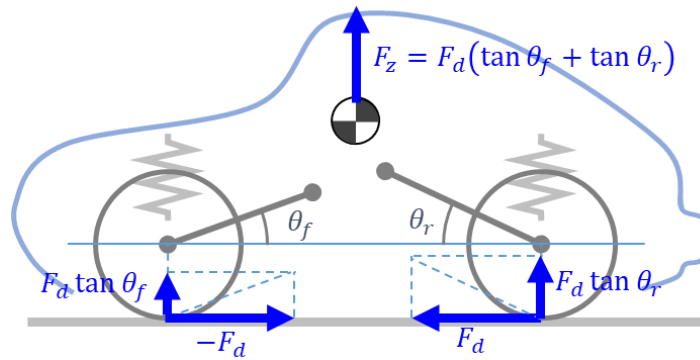


Fig. 80 Mechanism of heave force generated by driving forces at front and rear axles

## 7.8 まとめ

本章では、シミュレーション及び実車を用いて、様々な制御装置の組み合わせにおいて本制御 GDP が狙い通りに機能していることを検証した。アクチュエータ数が十分にある場合は、目標運動を実現しつつ各輪のタイヤ負荷率を均等化することが可能であること、また、上下力アクチュエータがない場合には、特にタイヤの前後力を巧みに駆使した制御指令により、ばね上運動も含めた狙い通りの運動がおおよそ実現できること、及びタイヤ負荷率が犠牲になってしまうことが確認できた。さらにアクチュエータ数が少ない場合は、複数の狙いの運動の両立が難しくなることや、どの運動をより重視するかを重み行列で指示することで制御設計者の意図を反映できること、または追加の制御装置の必要性を判断できることを示した。

従来は、ばね上運動を制御するにはサスペンション上下力を制御するアクチュエータの搭載が必要と考えられてきたが、GDPがあれば必ずしもその必要はなく、その車両が搭載

するその他の制御アクチュエータに適切な指令をして、可能な限り要求を実現してくれることを示した。これは本論文における新規性の一つであり、特に駆動系の電動化時代において効果を発揮するものである。



## 第8章

### 結論

#### i) 研究の総括

地球環境保全が現代の人類に与えられた使命と言っても過言ではない中、自動車の動力源にも電動化の波が押し寄せている。内燃機関に取って代わる電気モータは、駆動力が高応答、高精度に制御できるほか、小型設計も容易なため複数のモータを各輪に配置することも可能である。電動化によって駆動力配分制御の実装が容易になる点に、車両運動の研究開発者の注目が集まることは必至である。一方、駆動力配分制御の研究自体は古くから行われており、これまでの文献から研究動向を調査すると、操舵を伴う車両運動に関しては、タイヤ負荷率が均等化されるように各輪に駆動力を配分することで限界性能を向上させることを狙いとした研究が大半を占めていることが確認できた。車両の操縦安定性の観点で、駆動力制御は原理的にタイヤ横力が飽和する限界域において車両のヨーモーメントを制御する能力を有していることがその理由である。

駆動力配分制御装置に目を向けると、従来は多板クラッチやブレーキを用いたものが多く見られたが、それらは応答性や制御精度に劣るだけでなく、摩耗耐久性も考慮しなければならないことから、常時作動させることは困難だった。一方、左右輪に独立したモータを搭載する車両が登場すると状況は一変し、限界域だけでなく、常時駆動力配分制御を適用することが可能となり、常用域においても性能向上を狙えるようになる。しかしながら、筆者は、駆動力が車両に及ぼす力の複雑なメカニズムの観点から、常用域への適用は容易ではないことを指摘した。

タイヤ限界域においては平面運動の操縦安定性のみを考慮した制御設計で問題なかったが、常用域の車両運動は平面運動に加え、微小なばね上の動きも大切な設計要素であり、例えば、操舵時の微小なピッチ運動とロール運動のタイミング等が運転のしやすさに影響する。常用域において平面運動だけを考慮した駆動力配分制御を適用すると、各輪位置で発生するサスペンション反力の上下方向成分によって、意図せぬロールやピッチ運動が生じてしまうため、理想的な運動が実現できない。駆動力は車両運動に複雑に連成するため、ばね上も含めた適切な運動制御の設計が非常に困難なのである。

各輪駆動力によって、あるいはステアやサスペンションなどの制御装置も含めて、どのように車両 6 自由度運動を制御設計すべきかについて整理された研究例はほとんど見られ

ない。今後、電動化が進むにつれて、多くの研究者がこの課題に直面することは必至である。電動化時代における車両 6 自由度統合制御法の構築は、学術的にも産業的にも大いに意義があり、筆者は本研究に取り組んだ。

従来の研究論文のタイトルに、ある制御装置を用いたある運動性能の研究開発というものが多く見られるように、従来の制御開発手順として、まず制御装置が開発されて、続いてそれを用いた制御ロジック開発が行われる場合が多かった。しかし、本来は、狙いとする車両運動を定めて、それを実現する最適な手段を検討するという手順を踏むべきである。本研究ではまさにそのような手順で、狙いの車両 6 自由度運動を実現する最適な制御指令を行うことが可能となる制御構造を提案した。本研究で得られた具体的な成果を以下に総括する。

第 2 章では、運動制御の役割について述べた。ドライバにとって運転がしやすく快適であることが、これまでも、そして、自動運転の時代が到来しても変わらず求められる。運転のしやすさについては、操舵や加減速入力に対して車両が複雑な伝達特性を持たず、素直に応答する特性が好ましいことを述べた。操舵角入力に対するヨーレートの Bode 線図をフラットに近づけるように制御することでそれが実現する。路面外乱入力に対しては主にサスペンションのばねやショックアブソーバによって乗り心地設計が行われる。1~2Hz のばね上共振の振動を低減するにはアブソーバの減衰係数を上げるのが有効であるが、4~8Hz 付近の人間が不快に感じる周波数域の振動がトレードオフの関係にある。アクティブサスペンション等による乗り心地制御でそれらの振動抑制を両立することができることを示した。その他にも、サスペンション制御によって、ドライバ操作入力に対する車両姿勢をフラットに保つことや、タイヤ限界域において、タイヤのスリップに起因する挙動の変化をブレーキ制御などで抑制することで安心感、安全性の向上に寄与できる。以上のように、運動制御は様々な性能の向上、あるいはトレードオフ関係にある性能の両立が期待できることを述べた。

第 3 章から第 5 章では、本稿で提案する車両 6 自由度運動統合制御“GDP”の基本則について述べた。まず第 3 章では、効率的な平面運動について論じた。車両が平面 3 自由度運動をする際に、各輪のタイヤ前後力、横力がどのように力を発するべきかについて、タイヤ接地面のすべりによる散逸パワーを評価関数とし、それを最小化する解を求める手法を示した。また、制御設計のしやすさを考慮し、ドライバの加減速や操舵入力からヨーレートやスリップ角などの車両状態量の伝達関数で運動目標を与えるように制御フローを構築した。それにより、それらの状態量の定常ゲインや固有振動数、減衰比などを設定するだけで、最適なタイヤ力を演算することが可能となった。

続いて第 4 章では、ばね上運動の制御法について論じた。ばね上運動は単純にサスペンション上下力によってロール、ピッチ、ヒープ運動が制御されるだけでなく、タイヤの前後力や横力による慣性力やサスペンション反力によっても影響を受ける。それらの影響をすべて考慮した上で、狙いとするばね上 3 自由度運動を実現する制御法を示した。これによ

りサスペンション制御装置が適切な指令をするようになるだけでなく、サスペンション制御装置がない場合においても各輪の前後力、横力でばね上運動を制御する指令を演算できる画期的な制御手法の提案につながった。

第5章では、前章までに構築した平面とばね上運動を組み合わせた車両6自由度運動統合制御法を構築した。平面運動とばね上運動の目標とする運動特性を設定すると、それを実現するための車両重心6分力が演算され、続いてそれを実現する最も効率の良い各輪の前後力、横力、上下力を、ラグランジュの未定乗数法を用いて演算する手法を示した。これまで、複数の制御装置を搭載した場合や駆動力のようにばね上への力の連成が生じるアクチュエータを用いた場合の制御設計が困難だったが、本章で示した手法により、狙い通りの車両6自由度運動が実現できるだけでなく、タイヤ摩擦円を最も有効に使う解を求めることが可能となった。

第6章では、より現実的な車両への適用を考慮した研究について述べた。第5章までは各輪タイヤの前後力、横力、上下力の計12分力すべてが自由に制御できる場合を前提として解を求めたが、現実的にはそれほど多くの制御装置を搭載することは難しく、その一部の力しか制御できない場合が大半を占める。ここでは、そのような現実的な車両を対象に最適な解を求める手法を示した。従来の制御設計では、制御アクチュエータが低自由度であれば制御目標も低自由度の要求しかなかった。しかしながら、特に常用域においては、ドライバ入力に対し平面運動だけでなく微小なばね上の動きが大切であること、また駆動力制御アクチュエータは複雑に力が連成することを考えると、従来の制御設計方法では適切な運動の実現が困難であることは明らかだった。本制御手法では、アクチュエータが低自由度の場合においても基本的には実現したい車両6自由度運動は変わらないという前提のもと、6自由度運動目標は変えずに、その対象車両が搭載する制御装置だけで極力その目標を実現する適切な解を求める手法を提案した。この解を求める際にも一工夫あり、要求運動数と制御アクチュエータ数の大小関係で解法を分けることで、それぞれの場合で適切な解が求まるだけでなく、演算負荷の低減も図った計算手法を提示した。量産車への実装にも配慮した制御法の提案ができたことは、学術的だけでなく産業的にも価値がある。

第7章では、第6章までに提案した6自由度統合制御法について、シミュレーション及び実車を用いて効果検証した。まずはタイヤ12分力が制御できる場合において、目標6自由度運動が実現されていること、また各輪タイヤ負荷率が定常あるいは準定常旋回において均等化されていることが確認できた。続いて、車両運動目標は変えずにアクチュエータ数を12から8、4、3と減らした場合について確認した結果、タイヤ負荷率の均等配分はアクチュエータ数が少なくなるにつれて悪化するものの、目標とする車両6自由度運動はおおよそ実現されていることが検証できた。少ない制御装置でも多自由度を制御できるという制御の新境地を開いたと同時に、制駆動力のように力が複雑に連成するアクチュエータを用いた6自由度運動制御設計を容易にしたことが、本研究の大きな成果であり、意義がある。

## ii) 今後の課題と発展性

最後に、今後の課題と本技術の発展に向けた取り組みについて述べる。本研究では、電動化時代において駆動力アクチュエータが車両運動制御装置の仲間入りを果たす際に直面する課題と有効な解決策を示した。本提案制御“GDP”はフィードフォワード制御を基本とし、必要に応じてフィードバック補償する構造を取っている。微小なばね上運動を精度よく制御するにはモデルベースのフィードフォワード制御が担う役割が大きいことは言うまでもなく、それがこの制御構造を提案した理由でもある。しかしながら、フィードフォワード制御の共通課題でもあるモデル化誤差や外乱の影響により、目標運動からの乖離が発生することがある。その要因は、乗員人数の増減やタイヤ交換等によるパラメータ変動の影響の他に、タイヤ緩和長やショックアブソーバの非線形性等のモデリングできていない特性の影響、また、路面や風等による予測できない外乱の影響などが挙げられる。フィードフォワード制御による目標運動からの誤差低減を狙い、さらなるモデル追加や改良の必要性の検討を、演算負荷の増加や追加センサのコスト等の代償を考慮しながら行う必要があり、これらを今後の研究課題の一つと位置付けている。また、本稿では、制御アクチュエータとして正負の力を発生できる応答性に優れた電動アクチュエータを対象として取り扱ってきたが、ブレーキアクチュエータや、減衰力可変式ショックアブソーバのように、出力の範囲に制限がある制御装置も制御アクチュエータとして対象に加えることができれば、完全電動化の時代を待たずとも GDP の適用範囲の更なる拡大につながると考える。今後、それらの制限を考慮に入れた最適解の導出方法に関する研究にも注力し、本技術の更なる発展につなげたい。

## 引用文献

- [1] 日経電子版, 「EU、35 年にガソリン車販売禁止 50 年排出ゼロへ包括案」, 2021 年 7 月 14 日掲載, 日本経済新聞社 (2021)
- [2] Abe S: Development of the Hybrid Vehicle and its Future Expectation. SAE Technical paper, 2000-01-C042 (2000)
- [3] Sato Y, Ishikawa S, Okubo T, et al.: Development of High Response Motor and Inverter System for the Nissan LEAF Electric Vehicle, SAE Technical paper, 2011-01-0350 (2011)
- [4] Vynakov OF, Savolova EV, Skrynnyk AI: Modern electric cars of TESLA motors company, Automation of technological and business-processes Vol. 8, Issue 2, pp. 9-18 (2016)
- [5] Shibahata Y, Shimada K, Tomari T: Improvement of vehicle maneuverability by direct yaw moment control. Vehicle System Dynamics Journal, Vol. 22, Issue 5-6, pp. 465-481 (1993)
- [6] Shibahata Y: Progress and Future Direction of Chassis Control Technology. Annual Reviews in Control, Vol. 29, Issue 1, pp. 151-158 (2005)
- [7] Tomari T, Mori A, Shibahata Y: Development of SH-AWD based on DYC concept. Proceedings of AVEC'06, AVEC060217 (2006)
- [8] 森淳, 芝端康二: ダイレクト・ヨー・コントロール AWD システムの開発, 自動車技術会論文集, Vol. 38, No. 1, pp. 15-20 (2007)
- [9] Sawase K, Ushiroda Y, Inoue K: Effect of the right-and-left torque vectoring system in various types of drivetrain. SAE Technical paper, 2007-01-3645 (2007)
- [10] Cheli F, Pedrinelli M, et al.: Development of a new control strategy for a semi-active differential for a high-performance vehicle. Vehicle System Dynamics Journal, Vol. 44, Issue sup 1, pp. 202-215 (2006)
- [11] Kakalis L, Zorzutti A, Cheli F: Brake Based Torque Vectoring for Sport Vehicle Performance Improvement. SAE Journal paper, Vol. 1, Issue 1, 2008-01-0596, pp. 514-525 (2008)
- [12] Esmailzadeh E, Vossoughi GR, Goodarzi A: Dynamic Modeling and Analysis of a Four Motorized Wheels Electric Vehicle. Vehicle System Dynamics Journal, Vol. 35, Issue 3, pp. 163-194 (2001)
- [13] Sakai S, Hori Y: Advanced vehicle motion control of electric vehicle based on the fast

- motor torque response. Proceedings of AVEC 2000, 138 (2000)
- [14] Sakai S, Hori Y: Lateral Motion Stabilization with Feedback Controlled Wheels - Experimental Studies with 4-Wheel Motored EV -. Proceedings of AVEC 2002, 160 (2002)
- [15] Shino M: Motion control of electric vehicles considering vehicle stability. Proceedings of AVEC 2000, 101 (2000)
- [16] 小竹元基, 永井正夫: 操安性向上を目指した超小型電気自動車の車輪駆動トルク制御, 自動車技術会論文集, Vol. 34, No. 4, pp. 169-174 (2003)
- [17] Chen Y, Sun F, Zhang Z: Motion Simulation of an Electric Vehicle with Two Independent Motors. Proceedings of AVEC 2002, 112 (2002)
- [18] Croft-White M, Harrison M: Study of torque vectoring for all-wheel-drive vehicles. Vehicle System Dynamics Journal, Vol. 44, Issue sup 1, pp.313-320 (2006)
- [19] 岩野治雄, 正木信男, 鎌田崇義, 永井正夫: タイヤ稼働率を用いた電気自動車の車両運動制御の研究, 自動車技術会論文集, Vol. 40, No. 3, pp. 647-654 (2009)
- [20] 服部義和, 鯉渕健, 横山竜昭: 4輪の駆動・制動力非線形最適制御による車両運動性能の向上, 自動車技術会論文集, Vol. 34, No. 3, pp.83-87 (2003)
- [21] Sugano T, Fukuba H, Suetomi T: A study of dynamics performance improvement by rear right and left independent drive system. Vehicle System Dynamics Journal, Vol. 48, Issue 11, pp. 1285-1303 (2010)
- [22] Sabbioni E, Vignati M, Sironi G: A torque-vectoring control logic for IWM electric vehicles. Proceedings of AVEC'14, 20149314, pp. 678-685 (2014)
- [23] Sabbioni E, Cheli F, Vignati M, Melzi S: Comparison of Torque Vectoring Control Strategies for a IWM Vehicle. SAE Journal paper, Vol. 7, Issue 2, 2014-01-0860, pp. 565-572 (2014)
- [24] Shi Y, Lu H, Yu F: Handling and Stability Control for an In-wheel-motor-driven Electric Vehicle. Proceedings of AVEC'16, 45124 (2016)
- [25] Lenzo B, Sorniotti A, Gruber P: A Single Input Single Output Formulation for Yaw Rate and Sideslip Angle Control via Torque-Vectoring. Proceedings of AVEC'18 (2018)
- [26] Fetrat RS, Teufel S, Schramm D: Electrification of the torque-vectoring system to improve vehicle driving dynamics. 7th International Munich Chassis Symposium, pp. 307-321 (2016)
- [27] Yu HL, Catelli-Dezza F, et al.: Optimal powertrain design and control of an electric race car. Proceedings of the 25th IAVSD Symposium, pp. 317-322 (2017)
- [28] König L, Böker R, Folke R: Torque vectoring for electric vehicles –a new approach to design lateral dynamics. 1st International Munich Chassis Symposium, pp. 99-109 (2010)

- 
- [29]Feng Y, Yu Z, et al.: Torque Vectoring Control for Distributed Drive Electric Vehicle Based on State Variable Feedback. SAE Journal paper, Vol. 7, Issue 2, 2014-01-0155, pp. 328-336 (2014)
  - [30]山本泰, 酒井英樹, 大木幹志, 他: 視覚・動揺感受性に基づく操舵過渡応答性能の向上－ロール感の解析－, 自動車技術会論文集, Vol. 38, No. 2, pp. 13-18 (2007)
  - [31]Kleczka M: Refined sportiness – the future of the Mercedes-Benz chassis in the area of conflict between sportiness, comfort and energy efficiency. 2nd International Munich Chassis Symposium, pp. 43-61 (2011)
  - [32]武馬修一, 梶野英紀, 趙在成, 他: 旋回ロール時のドライバ挙動の解析と考察, 自動車技術会論文集, Vol. 40, No. 2, pp. 277-282 (2009)
  - [33]田尾光規, 町田直也, 林豊, 長棹謙: 微小舵角域のライントレースのバラツキを低減するピッチ特性に関する研究, 自動車技術会論文集, Vol. 52, No. 2, pp. 286-292 (2021)
  - [34]Abe M: An active vehicle motion control with optimum tire force distribution for a drive-by-wire electric powered vehicle. 2nd International Munich Chassis Symposium, pp. 13-30 (2011)
  - [35]Abe M, Kano Y: Tire force distribution control to reduce energy dissipation due to tire slip during vehicle motion for full drive-by-wire electric vehicle. 4th International Munich Chassis Symposium, pp. 263-278 (2013)
  - [36]Nishihara O, Higashino S: Exact Solution to Four-wheel Independent Driving/Braking Force Distribution and Direct Yaw-moment Optimization with Minimax Criterion of Tire Workload. Proceedings of AVEC'12 (2012)
  - [37]Novellis LD, Sorniotti A, Gruber P: Optimal Wheel Torque Distribution for a Four-Wheel-Drive Fully Electric Vehicle. SAE Journal paper, Vol. 6, Issue 1, 2013-01-0673, pp. 128-136 (2013)
  - [38]Dai Y, Luo Y, et al.: Tire force distribution and control of four-wheel-independent drive electric vehicle, Proceedings of the 23rd IAVSD Symposium, pp. 1-9 (2013)
  - [39]Lia B, Goodarzi A, et al.: An optimal torque distribution control strategy for four-independent wheel drive electric vehicles. Vehicle System Dynamics Journal, Vol. 53, Issue 8, pp. 1172-1189 (2015)
  - [40]Alcantar JV, Assadian F: Vehicle dynamics control of an electric-all-wheel-drive hybrid electric vehicle using tyre force optimisation and allocation. Vehicle System Dynamics Journal, Vol. 57, Issue 12, pp. 1897-1923 (2019)
  - [41]Amato G, Marino R: Distributed nested PI slip control for longitudinal and lateral motion in four in-wheel motor drive electric vehicles. IEEE 58th conference on decision and control, 19469024 (2019)
  - [42]小林孝雄, 勝山悦生, 杉浦豪軌, 小野英一, 山本真規: 旋回時の駆動力配分制御と消費

- エネルギーに関する研究, 自動車技術会論文集, Vol. 45, No. 2, pp. 309-314 (2014)
- [43] 小林孝雄, 勝山悦生, 杉浦豪軌, 小野英一, 山本真規: 旋回時の駆動力配分制御と消費エネルギーに関する研究 (第2報) – 一定常円旋回から準定常円旋回への拡張 –, 自動車技術会論文集, Vol. 48, No. 2, pp. 343-348 (2017)
- [44] Kobayashi T, Katsuyama E, et al.: Direct yaw moment control and power consumption of in-wheel motor vehicle in steady-state turning. *Vehicle System Dynamics Journal*, Vol. 55, Issue 1, pp. 104-120 (2017)
- [45] Kobayashi T, Sugiura H, et al.: Efficient direct yaw moment control: tyre slip power loss minimisation for four-independent wheel drive vehicle. *Vehicle System Dynamics Journal*, Vol. 56, Issue 5, Special issue: AVEC'16, pp. 719-733 (2018)
- [46] Kobayashi T, Katsuyama E, et al.: Efficient Direct Yaw Moment Control during Acceleration and Deceleration while Turning (First Report). SAE Technical paper, 2016-01-1674 (2016)
- [47] Schwarz R, Strasser S, et al.: The “electric quattro®” – opportunities and challenges. 2nd International Munich Chassis Symposium, pp. 785-793 (2011)
- [48] 横山篤, 齋藤真二郎: 電動DYCシステムの開発, 自動車技術会論文集, Vol. 40, No. 3, pp. 641-646 (2009)
- [49] 澤瀬薫, 千葉元晴: 電動乗用車に適した左右輪間トルク差発生装置に関する研究, 自動車技術会論文集, Vol. 45, No. 5, pp. 823-828 (2014)
- [50] 澤瀬薫, 菊池俊行, 藤原康宣, 古市哲也: トルク差増幅型トルクベクタリング装置の分類と解析, 自動車技術会論文集, Vol. 48, No. 2, pp. 317-322 (2017)
- [51] Rojas A, Niederkofler H, Aponte J: Co-simulation for the synthesis of suspension systems for passenger vehicles with in-wheel motors based on genetic algorithms. 2nd International Munich Chassis Symposium, pp. 303-318 (2011)
- [52] 相木宏介, 鈴木篤史, 杉浦豪軌, 水野隆教, 橋本正隆: 薄型インホイールモータユニットの開発, 自動車技術会論文集, Vol. 48, No. 2, pp. 329-335 (2017)
- [53] 村田智史: インホイールモータ駆動ユニットの開発, 自動車技術会論文集, Vol. 42, No. 3, pp. 767-771 (2011)
- [54] Murata S: Innovation by in-wheel-motor drive unit. *Vehicle System Dynamics Journal*, Vol. 50, Issue 6, pp. 807-830 (2012)
- [55] 勝山悦生: インホイールモータによる非連成3Dモーメント制御の開発, 自動車技術会論文集, Vol. 43, No. 2, pp. 183-188 (2012)
- [56] Katsuyama E: Decoupled 3D moment control using in-wheel motors. *Vehicle System Dynamics Journal*, Vol. 51, Issue 1, pp. 18-31 (2013)
- [57] Katsuyama E: Non-linear decoupled 3D moment control for vehicle motion using in-wheel motors. *Proceedings of FISITA 2014 World Automotive Congress*, F2014-IVC-



- 013 (2014)
- [58] Katsuyama E, Omae A: Improvement of Ride Comfort by Unsprung Negative Skyhook Damper Control Using In-Wheel Motors. SAE Journal Paper, Vol. 5, Issue 1, 2016-01-1678, pp. 214-221 (2016)
- [59] 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, 自動車技術会論文集, Vol. 48, No. 2, pp. 349-354 (2017)
- [60] 中野史郎, 瀬川雅也, 加藤和広, 東村英昭: 前輪アクティブ操舵を用いた車両姿勢制御システムの研究, 自動車技術会論文集, Vol. 32, No. 1, pp. 95-100 (2001)
- [61] 小竹元基, 永井正夫: アクティブ操舵とDYCの協調制御に関する理論的解析, 自動車技術会論文集, Vol. 33, No. 3, pp. 127-132 (2002)
- [62] Heinzl Ph, Lugner P, Plochl M: Stability control of passenger car by combined additional steering and unilateral braking. Vehicle System Dynamics Journal, Vol. 37, Issue sup 1, pp. 221-233 (2002)
- [63] Mokhiamar O, Abe M: Combined lateral force and yaw moment control to maximize stability as well as vehicle responsiveness during evasive maneuvering for active vehicle handling safety. Vehicle System Dynamics Journal, Vol. 37, Issue sup 1, pp. 246-256 (2002)
- [64] Guvenc B, et al.: Coordination strategies for combined steering and individual wheel braking actuated vehicle yaw stability control. Proceedings of IFAC Vol. 37, Issue 22, pp. 85-90 (2004)
- [65] Kazemi R, Ahmadi J: Vehicle yaw stability control through combined differential braking and active rear steering based on linguistic variables. The 8th international symposium on advanced vehicle control, Proceedings of AVEC '06, AVEC060222 (2006)
- [66] Zehetner J, Horn M: Vehicle dynamics control with torque vectoring and active rear steering using sliding mode control. Proceedings of IFAC Vol. 40, Issue 10, pp. 1-8 (2007)
- [67] Falcone P, Tseng H, et al.: MPC-based yaw and lateral stabilisation via active front steering and braking. Vehicle System Dynamics Journal. Vol. 46, Issue sup 1, pp. 611-628 (2008)
- [68] Goodarzi A, Daneshmand V: A novel algorithm for optimum distribution of tire forces in an integrated chassis control system. Proceedings of the 21st IAVSD Symposium, pp. 1-12 (2009)
- [69] Weiskircher T, Müller S: Control performance of a road vehicle with four independent single-wheel electric motors and steer-by-wire system. Vehicle System Dynamics Journal, No. 50, Issue Sup 1, pp. 53-69 (2012)
- [70] Dai Y, Luo Y, et al.: Optimum tire force distribution for four-wheel-independent drive

- electric vehicle with active front steering. Proceedings of the international symposium on advanced vehicle control, AVEC '12 (2012)
- [71] Shyrokau B, Wang D: Coordination of Steer Angles, Tyre Inflation Pressure, Brake and Drive Torques for Vehicle Dynamics Control. SAE Journal paper, Vol. 6, Issue 1, 2013-01-0712, pp. 241-251 (2013)
- [72] Ariff MHM, Zamzuri H, et al.: Integrated vehicle dynamic control using composite nonlinear feedback method for independent wheel drive electric vehicle. Proceedings of the 24th IAVSD Symposium (2015)
- [73] Song P, Tomizuka M, Zong C: A novel integrated chassis controller for full drive-by-wire vehicles. Vehicle System Dynamics Journal. Vol. 53, Issue 2, pp. 215-236 (2015)
- [74] Commins P, McAulay B, Du H: Torque vectoring with active steering for improved lateral performance in electric vehicles. Proceedings of the 25th IAVSD Symposium (2017)
- [75] Liang Y, Li Y, et al.: Integrated lateral control for 4WID/4WIS vehicle in high-speed condition considering the magnitude of steering. Vehicle System Dynamics Journal, Vol. 58, Issue 11, pp. 1711-1735 (2020)
- [76] Zhou J, Lu J, Peng H: MPC-based supervisory control and constrained optimal tire force allocation for enhanced vehicle handling and stability. Proceedings of the 21st IAVSD Symposium, pp. 1-12 (2009)
- [77] Li D, Du S, Yu F: Integrated vehicle chassis control based on direct yaw moment, active steering and active stabilizer. Vehicle System Dynamics Journal. Vol. 46, Issue sup 1, pp. 341-351 (2008)
- [78] Rengaraj C, Crolla AD, et al.: Integration of active driveline, active steering. Proceedings of the 21st IAVSD Symposium, pp. 1-11 (2009)
- [79] Reinold P, Nachtigal V, Traechtler A: An Advanced Electric Vehicle for Development and Test of New Vehicle Dynamics Control Strategies. 6th IFAC Symposium Advances in Automotive Control, pp. 152-161 (2010)
- [80] Zhu T, Khajepour A, et al.: Development of an optimal driver command interpreter for a four in-wheel drive electric vehicle. Proceedings of the 23rd IAVSD Symposium, pp. 1-8 (2013)
- [81] Ivanov V, Savitski D: Systematization of Integrated Motion Control of Ground Vehicles. IEEE Access, Vol. 3, 15576556, pp. 2080-2099 (2015)
- [82] Jablonowski C: The chassis of the all-new AUDI A8. 8th International Munich Chassis Symposium, pp. 1-20 (2017)
- [83] Yamakado M, Abe M: Improvement of Vehicle Agility and Stability by G-Vectoring Control. Proceedings of AVEC'08, 2008420, pp. 116-121 (2008)

- [84]Yamakado M, Takahashi J: Improvement in vehicle agility and stability by G-vectoring control. Vehicle System Dynamics Journal, Vol. 48, Issue Sup 1, pp. 231-254 (2010)
- [85]Takahashi J, Yamakado M, et al.: A New Hybrid Stability-control System with Understeer-prevention Control based on G-Vectoring concept. Proceedings of AVEC'10, pp. 867-872 (2010)
- [86]Yamakado M, Takahashi J: G-vectoring, the “real” vehicle longitudinal and lateral combination control. 2nd International Munich Chassis Symposium, pp. 281-301 (2011)
- [87]Yamakado M, Takahashi J, Saito S: Comparison and combination of direct yaw moment control and g-vectoring control. Proceedings of the 22nd IAVSD Symposium, pp. 1-6 (2011)
- [88]山門誠, 長塚敬一郎: 車両横加加速度に基づくヨーモーメント制御手法の検討, 自動車技術会論文集, Vol. 44, No. 2, pp. 491-497 (2013)
- [89]Yamakado M, Abe M, Kano Y: Fundamental study on ideal longitudinal control for improved dynamical handling characteristics. Proceedings of the 24th IAVSD Symposium, pp. 3-14 (2015)
- [90]Takahashi J, Yamakado M, et al.: Effect of Yaw-moment Control based on Lateral Jerk Information on Lane Change Task. Proceedings of AVEC'16, 80592, pp. 605-610 (2016)
- [91]Yamakado M, Tanaka R: Influence of vehicle body motion on the effects of G-Vectoring Control. Proceedings of the 25th IAVSD Symposium, pp. 17-22 (2017)
- [92]Umetsu D, Takahara Y, et al.: Development of GVC Moment Plus Control for mass production. 9th International Munich Chassis Symposium, pp. 1-12 (2018)
- [93]青木康浩, 鈴木崇永, 狩野芳郎, 安部 正人: ドライビングシミュレータを用いた基礎的車両応答パラメータと操舵特性評価に関する研究, 自動車技術会前刷集, No. 63-12, pp. 9-12 (2012)
- [94]ISO Standard 2631-1. Mechanical vibration and shock –Evaluation of human exposure to whole-body vibration – part 1 (1997)
- [95]平尾隆介: 自動車用セミアクティブサスペンション制御に関する研究, 神奈川工科大学機械システム工学専攻博士論文 (2020)
- [96]酒井英樹: 自動車運動力学 気持ちよいハンドリングのしくみと設計, 第 10 章, p. 150, 森北出版 (2015)
- [97]小林孝雄, 勝山悦生, 杉浦豪軌, 服部義和, 小野英一, 山本真規: ブラシモデルを用いたタイヤのエネルギー消費メカニズムに関する一考察, 自動車技術会論文集, Vol. 49, No. 2, pp. 311-316 (2018)
- [98]Beauduin T., Yamada S., et al.: Control-oriented Modelling and Experimental Modal Analysis of Electric Vehicles with Geared In-Wheel Motors. IEEE International Conference Advanced Intelligent Mechatronics (AIM2017), pp. 541-546 (2017)

- [99] Yamada, S., Beauduin, T.: Model-Based Longitudinal Vibration Suppression Control for Electric Vehicles with Geared In-Wheel Motors, IEEE International Conference Advanced Intelligent Mechatronics (AIM2017), pp. 517-522 (2017)
- [100] 竹内琢磨, 下屋直人, 勝山悦生: タイヤ力の車速依存性を考慮したインホイールモータ車の前後制振制御, 自動車技術会論文集, Vol. 52, No. 2, pp. 293-298 (2021)
- [101] 芝端康二, 島田和彦, 泊辰弘: ヨーモメント制御による車両運動性能の向上について, 自動車技術, Vol.47, No.12, pp. 54-60 (1993)
- [102] Karnopp, D. C.: Active damping in road vehicle suspension system. Vehicle system dynamics Journal, Vol. 12, Issue 6, pp. 291-312 (1983)
- [103] 勝山悦生: トリプルスカイフック制御による乗り心地の研究—ばね上加速度, 速度, 変位をフィードバックしたスカイフック制御の提案—, 自動車技術会論文集, Vol. 50, No. 1, pp. 128-133 (2019)
- [104] Etsuo Katsuyama: Improvement of Ride Comfort by Triple Skyhook Control. 9th International Munich Chassis Symposium, pp. 1-20 (2018)
- [105] 丹山翔太, 勝山悦生: 平面運動とロールの連成を考慮したトリプルスカイフック制御の研究, 自動車技術会論文集, Vol. 50, No. 2, pp. 436-441 (2019)
- [106] 下屋直人, 勝山悦生: トリプルスカイフック制御を用いたセミアクティブサスペンション車両の乗り心地の研究, 自動車技術会論文集, Vol. 50, No. 6, pp. 1631-1636 (2019)

## 筆者発表論文

自分が主著者の主な論文（★査読付き論文）

1. ★Etsuo Katsuyama, Makoto Yamakado, Masato Abe: A state-of-the-art review: toward a novel vehicle dynamics control concept taking the driveline of electric vehicles into account as promising control actuators, *Vehicle System Dynamics*, 59:7, pp. 976-1025, DOI: <https://doi.org/10.1080/00423114.2021.1916048> (2021)
2. ★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*, Vol. 52, No. 4, July 2021, 20214590, pp. 869-875 (2021)
3. ★勝山 悦生: トリプルスカイフック制御による乗り心地の研究—ばね上加速度, 速度, 変位をフィードバックしたスカイフック制御の提案—, *自動車技術会論文集* Vol.50, No.1, January 2019, 20194043, pp. 128-133 (2019)
4. ★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, *自動車技術会論文集*, Vol. 48, No. 2, March 2017, 20174206, pp. 349-354 (2017)
5. Etsuo Katsuyama, Ayana Omae: Improvement of ride comfort by unsprung negative skyhook damper control using in-wheel motors, *AVEC '16*, Vol. 5 (2016)
6. ★Etsuo Katsuyama, Ayana Omae: Improvement of Ride Comfort by Unsprung Negative Skyhook Damper Control Using In-Wheel Motors, *SAE Journal article*, 2016-01-1678, pp. 214-221, DOI: <https://doi.org/10.4271/2016-01-1678> (2016)
7. Etsuo Katsuyama: Non-linear Decoupled 3D Moment Control for Vehicle Motion Using In-wheel Motors, *FISITA2014*, F2014-IVC-013 (2014)
8. ★Etsuo Katsuyama: Decoupled 3D Moment Control for Vehicle Motion Using In-Wheel Motors, *SAE Journal article*, 2013-01-0679, pp. 137-146, DOI: <https://doi.org/10.4271/2013-01-0679> (2013)
9. ★Etsuo Katsuyama: Decoupled 3D moment control using in-wheel motors, *Vehicle System Dynamics*, Volume 51, - Issue 1, pp. 18-31, DOI: <https://doi.org/10.1080/00423114.2012.708758> (2013)
10. ★勝山 悦生: インホイールモータによる非連成 3D モーメント制御の開発, *自動車技術会論文集*, Vol. 43, No. 2, March 2012, 20124205, pp. 183-188 (2012)

自分が共著者の主な論文 (★査読付き論文)

1. ★竹内 琢磨, 勝山 悦生: 平面運動とロール運動の連成を考慮した車両モデルに基づく操舵入力に対するロール制御法, 自動車技術会論文集, Vol. 52, No. 4, July, 20214591, pp. 876-881 (2021)
2. ★竹内 琢磨, 下屋 直人, 勝山 悦生: タイヤ力の車速依存性を考慮したインホイールモータ車の前後制振制御, 自動車技術会論文集, Vol. 52, No. 2, March 2021, 20214138, pp. 293-298 (2021)
3. ★下屋 直人, 勝山 悦生: トリプルスカイフック制御を用いたセミアクティブサスペンション車両の乗り心地の研究, 自動車技術会論文集, Vol.50, No.6, November 2019, 20194920, pp. 1631-1636 (2019)
4. ★小林 孝雄, 勝山 悦生, 山本 真規: タイヤの旋回抵抗とその接地面の散逸エネルギーに関する考察, 自動車技術会論文集, Vol. 50, No. 5, September 2019, 20194695, pp. 1396-1401 (2019)
5. ★Naoto Shimoya, Etsuo Katsuyama: A Study of Triple Skyhook Control for Semi-Active Suspension System, SAE Technical paper, 2019-01-0168, DOI: <https://doi.org/10.4271/2019-01-0168> (2019)
6. ★丹山 翔太, 勝山 悦生: 平面運動とロールの連成を考慮したトリプルスカイフック制御の研究, 自動車技術会論文集, Vol. 50, No. 2, March 2019, 20194243, pp. 436-441 (2019)
7. ★Takao Kobayashi, Etsuo Katsuyama, Hideki Sugiura, Eiichi Ono, Masaki Yamamoto: Theoretical analysis of tyre slip power dissipation mechanism using brush model, Vehicle System Dynamics, pp. 1242-1256, DOI: <https://doi.org/10.1080/00423114.2019.1612926> (2019)
8. ★姫野 寛, 小林 孝雄, 勝山 悦生: 旋回時の駆動力配分制御と消費エネルギーに関する研究(第 3 報)―駆動形式違いの特徴比較―, 自動車技術会論文集, Vol.49, No.2, March 2018, 20184187, pp. 323-328 (2018)
9. ★小林 孝雄, 勝山 悦生, 杉浦 豪軌, 服部 義和, 小野 英一, 山本 真規: ブラシモデルを用いたタイヤのエネルギー消費メカニズムに関する一考察, 自動車技術会論文集, Vol.49, No.2, March 2018, 20184185, pp. 311-316 (2018)
10. ★Takao Kobayashi, Etsuo Katsuyama, Hideki Sugiura, Eiichi Ono, Masaki Yamamoto: Efficient direct yaw moment control: tyre slip power loss minimisation for four-independent wheel drive vehicle, Vehicle System Dynamics, Volume 56, 2018 - Issue 5: Special Issue: AVEC'16, pp. 719-733, DOI: <https://doi.org/10.1080/00423114.2017.1330483> (2018)
11. ★Takao Kobayashi, Etsuo Katsuyama, Hideki Sugiura, Eiichi Ono, Masaki Yamamoto: Direct yaw moment control and power consumption of in-wheel motor vehicle in steady-

- state turning, *Vehicle System Dynamics*, Volume 55, 2017 - Issue 1, pp. 104-120, DOI: <https://doi.org/10.1080/00423114.2016.1246737> (2017)
12. ★小林 孝雄, 勝山 悦生, 杉浦 豪軌, 小野 英一, 山本 真規: 旋回時の駆動力配分制御と消費エネルギーに関する研究(第2報)一定常円旋回から準定常円旋回への拡張一, 自動車技術会論文集, Vol.48, No.2, March 2017, 20174205, pp. 343-348 (2017)
  13. ★Hiroshi Himeno, Etsuo Katsuyama, Takao Kobayashi: Efficient Direct Yaw Moment Control during Acceleration and Deceleration While Turning (Second Report), SAE Technical paper, 2016-01-1677, DOI: <https://doi.org/10.4271/2016-01-1677> (2016)
  14. ★Takao Kobayashi, Etsuo Katsuyama, Hideki Sugiura, Eiichi Ono, Masaki Yamamoto: Efficient Direct Yaw Moment Control during Acceleration and Deceleration while Turning (First Report), SAE Technical paper, 2016-01-1674, DOI: <https://doi.org/10.4271/2016-01-1674> (2016)
  15. Takao Kobayashi, Etsuo Katsuyama, Hideki Sugiura, Eiichi Ono, Masaki Yamamoto: Study on Driving Force Distribution and Power Consumption in Steady State Cornering - Formulation and Validation using In-wheel Motor Vehicle, FISITA2014, F2014-IVC-005 (2014)
  16. ★小林 孝雄, 勝山 悦生, 杉浦 豪軌, 小野 英一, 山本 真規: 旋回時の駆動力配分制御と消費エネルギーに関する研究, 自動車技術会論文集, Vol.45, No.2, March 2014, 20144283, pp 309-314 (2014)

## 受賞，認定歴

2021 年：

日本機械学会交通・物流部門業績賞受賞

贈呈元：日本機械学会

2021 年：

第 71 回自動車技術会賞論文賞受賞

贈呈元：自動車技術会

論文名：平面運動とロールの連成を考慮したトリプルスカイフック制御の研究

掲載誌：自動車技術会論文集 Vol. 50 No. 2, 2019

主著者：丹山 翔太

共著者：勝山 悦生

2020 年：

JSAE プロフェッショナルエンジニア認定

認定元：自動車技術会

2019 年：

Japan Vehicle Dynamicist of the Year 2018 受賞

贈呈元：自動車技術会車両運動性能部門委員会 SVD の会

2018 年：

第 68 回自動車技術会賞論文賞受賞

贈呈元：自動車技術会

論文名：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

掲載誌：自動車技術会論文集 Vol. 48 No. 2, 2017

主著者：勝山 悦生

共著者：大前 彩奈



2015 年：

SAE Arch T. Colwell Merit Award 受賞

贈呈元 : SAE International

論文名 : Decoupled 3D Moment Control for Vehicle Motion Using In-Wheel Motors

掲載誌 : SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 6(1), 2013

主著者 : Etsuo Katsuyama

共著者 : なし

2013 年：

第 63 回自動車技術会賞論文賞受賞

贈呈元 : 自動車技術会

論文名 : インホイールモータによる非連成 3D モーメント制御の開発

掲載誌 : 自動車技術会論文集 Vol. 43 No. 2, 2012

主著者 : 勝山 悦生

共著者 : なし

## 謝辞

本論文を執筆するにあたり、指導教官である神奈川工科大学山門誠教授には、終始研究に対する温かいご指導を頂いたことはもとより、社会人である私を博士課程の道に導き、快く受け入れて頂いたことに、深く感謝申し上げます。一研究者としての成長を、心より応援、推進して頂いたことに胸が熱くなる思いでした。同大学安部正人名誉教授、狩野芳郎助教には、報告をさせて頂く度に、自分では気づかなかった鋭いご指摘を頂き、大変深い議論をさせて頂きました。自身の研究を多角的な視点で観察する大切さをご教授頂き、新たな発見に結び付いたこと、そして、より本質的な研究ができたことに大きな喜びを得ることができました。深く感謝申し上げます。また、日々必死に研究に取り組む研究室メンバーの前向きな姿勢には、私自身も大きな刺激を受け、共に成長できたように感じます。

本研究を成し遂げることができた背景には、これまでの私の人生における多くの方々の支えがあったからに他なりません。私の研究者としての人生を振り返ってみると、まず私を車両運動 (Vehicle dynamics) の世界に導いてくださったのは、福島研究所の福島直人博士でした。車両運動は奥が深く、永遠の研究テーマであるとの熱意あるご指導を頂きました。トヨタ自動車に入社して以来、山本真規博士には、長年にわたり、車両運動や運動制御に関して、ときには数時間にわたる議論を幾度もさせて頂きました。物事の本質をとらえることの大切さ、面白さを教えて頂きました。また、当時の上司であった酒井英樹博士 (現：近畿大学准教授) には、特に、式の持つ意味を読み解く大切さをご指導頂きました。エレガントな式展開と斬新な発想に目から鱗の毎日でした。その後、ドイツの Toyota Motorsport GmbH (現：Toyota Gazoo Racing Europe GmbH) へおよそ3年間出向し、Formula 1 のシャシー開発に携わりました。当時の上司である Dr. Kevin Kitching には、2週間後のレースに新規開発部品を投入するための効率的な仕事の仕方であるモデルベース開発の基礎を教えて頂きました。一日も遅れるわけにはいかない厳しい開発競争の中での経験は、その後の自身の研究開発姿勢に大きく影響を及ぼしました。そして、日本へ帰任後、トヨタ自動車門崎司朗主査、村田智史主査には、インホイールモータ車の駆動力配分による運動制御という大変貴重な開発業務を付与して頂きました。本研究の発端となったのは、間違いなくこの業務であり、日々温かいご指導、ご支援を頂いたことに深く感謝いたします。同じくインホイールモータを用いた幅広い研究をされてる東京大学藤本博志教授との共同研究におきまして、モデルベース制御により駆動力制御を高帯域化する手法について、懇切丁寧にご指導を頂きました。私自身の知識の幅を広げてくれたこと、制御工学の面白さをご教授頂いたことに深く感謝いたします。車両運動におけるエネルギー消費に関して共同研究をさせて頂い

た豊田中央研究所小林孝雄博士（現：株式会社ブリヂストン）とは、タイヤのすべり損失メカニズムの解明に取り組み、共に式を照らし合わせながら、時間を忘れるほど議論させて頂きました。本研究の基盤となる大変重要な研究成果が得られたことに、深く感謝いたします。

最後に、本研究ならびに本論文は、筆者がトヨタ自動車に在籍しながら社会人博士課程を履修し、執筆したものであります。業務の一定時間を学業に割くことに対し、快く後押し、応援してくれた秋山晃副センター長、安田太一室長、そして、業務の面において、代行、サポート頂いた多くの仲間に対し、深く感謝いたします。博士課程を無事終了することができたのも、皆様のお力添えがあったからこそでございます。ここに深く感謝の意を申し上げます。

令和4年（2022年）3月

勝山悦生

## 付録

### A. 平面 2 輪モデル

4 輪自動車の操舵入力に対する車両のヨーレート，横加速度の応答を解析的に導く最も簡素な車両モデルとして，左右輪を一つの車輪と見立てた Bicycle model と呼ばれる 2 輪モデルが一般的に用いられる (Fig. A-1). タイヤ横力は，スリップ角と呼ばれるタイヤの向きと速度ベクトルがなす角に応じて発生する. Fig. A-2 に，タイヤ試験機により計測した，スリップ角に対する横力（接地荷重で正規化）のタイヤ単体の特性を示す. タイヤ横力限界域は当然非線形な特性になるが，日常的に使用される領域ではその横力とスリップ角の関係は線形近似できる. その傾きをコーナリングスティフネスと定義する. さらに，タイヤに横力が働いたときのサスペンションやステア系のコンプライアンスが，そのタイヤコーナリングスティフネスに対し直列ばねの関係にあることから，タイヤを含むそれらのコンプライアンスの和の逆数を取り，それを等価コーナリングスティフネスと定義し，運動方程式で用いる.

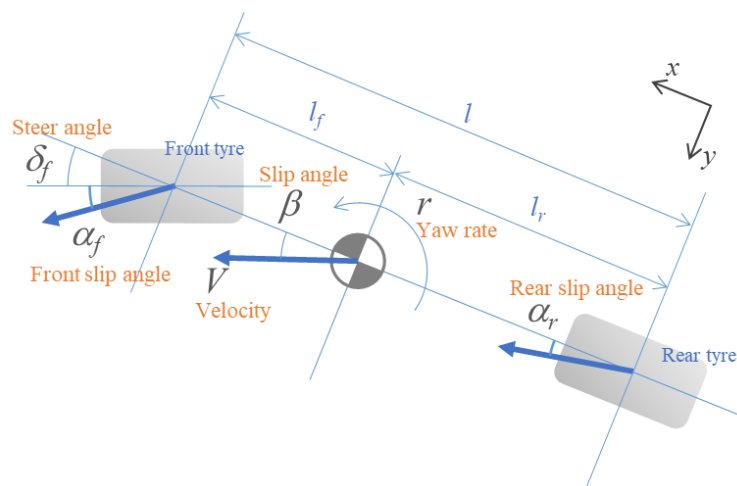


Fig. A-1      Linear bicycle model

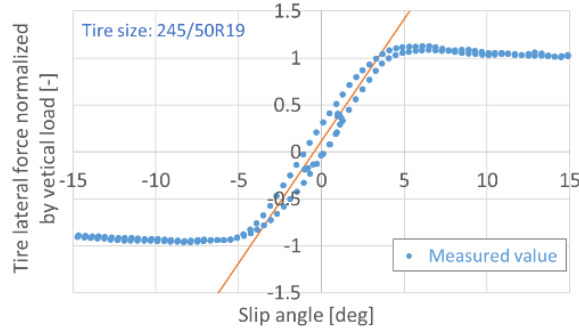


Fig. A-2 Tyre lateral force versus slip angle

操舵入力に対する車両運動を解析するため、横方向（ $y$  軸）と回転方向（ヨー）の二つの運動方程式を立てる．それらを式(a.1)，(a.2)に示す． $m$  は車両質量， $I_z$  はヨー慣性モーメント， $2K_f$ ， $2K_r$  はそれぞれ前輪軸，後輪軸の等価コーナリングスティフネスである．その他のパラメータは巻頭の記号頁を参照されたし．

$$mV(r + \dot{\beta}) = -2K_f \left( \beta + \frac{l_f}{V} r - \delta_f \right) - 2K_r \left( \beta - \frac{l_r}{V} r \right) \quad (a.1)$$

$$I_z \dot{r} = -2l_f K_f \left( \beta + \frac{l_f}{V} r - \delta_f \right) + 2l_r K_r \left( \beta - \frac{l_r}{V} r \right) \quad (a.2)$$

上式より，操舵角入力 $\delta_f$ からヨーレート $r$ と重心点スリップ角 $\beta$ を求めると，式(a.3)，(a.4)のように，それらはラプラス演算子 $s$ の次数が2次分の1次となる伝達関数で表現できることがわかる．また，横加速度 $a_y$ は式(a.1)の左辺を車両質量 $m$ で除したものであり，式(a.5)に示すように2次分の2次式となる．

$$r(s) = G_r \frac{T_r s + 1}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1} \delta_f \quad (a.3)$$

$$\beta(s) = G_b \frac{T_b s + 1}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1} \delta_f \quad (a.4)$$

$$a_y(s) = G_{ay} \frac{T_{ay2} s^2 + T_{ay1} s + 1}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1} \delta_f \quad (a.5)$$

ここで， $\omega_n$ は固有振動数， $\zeta$ は減衰比を表し，式(a.6)，(a.7)で表される．但し， $A$ はスタビリティファクタであり，式(a.8)で表される．また，ヨー慣性モーメント $I_z$ は式(a.9)のよ

うに定義しており，ここでは正規化ヨー慣性モーメント  $I_{zn}$  を 1 として求めている．

$$\omega_n = \frac{2l}{mV} \sqrt{\frac{K_f K_r}{l_f l_r} (1 + AV^2)} \quad (\text{a.6})$$

$$\zeta = \frac{1}{2} \left( \frac{K_f}{l_r} + \frac{K_r}{l_f} \right) / \sqrt{\frac{K_f K_r}{l_f l_r} (1 + AV^2)} \quad (\text{a.7})$$

$$\text{where, } A = -\frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f K_r} \quad (\text{a.8})$$

$$I_z = I_{zn} m l_f l_r \quad (\text{a.9})$$

また，ヨーレート，横加速度の定常ゲイン  $G_r$ ,  $G_{ay}$  はそれぞれ式(a.10), (a.11)で表され，スリップ角の定常ゲイン  $G_b$  は式(a.12)となる．

$$G_r = \frac{V}{l} \frac{1}{1 + AV^2} \quad (\text{a.10})$$

$$G_{ay} = \frac{V^2}{l} \frac{1}{1 + AV^2} \quad (\text{a.11})$$

$$G_b = \frac{l_r}{l} \frac{1}{1 + AV^2} - \frac{m_r G_{ay}}{2K_r} \quad (\text{a.12})$$

$$\text{where, } m_r = m \frac{l_f}{l} \quad (\text{a.13})$$

車両運動特性は，車両質量やホイールベース，重心位置などが大きく影響することは容易に想像できるが，その他に上式から言えることは，定常特性，過渡特性共に車速に対して大きく変化することである．特に，高速になるほど固有振動数や減衰比が低下し，操舵に対する応答性，収斂性が悪化することが理解できる．それらを改善するには前後輪の等価コーナリングステイフネスを大きくすること，特に高速域では後輪のそれを大きくすることが有効であることがわかる．

## B. 車両 6 自由度シミュレーションモデル

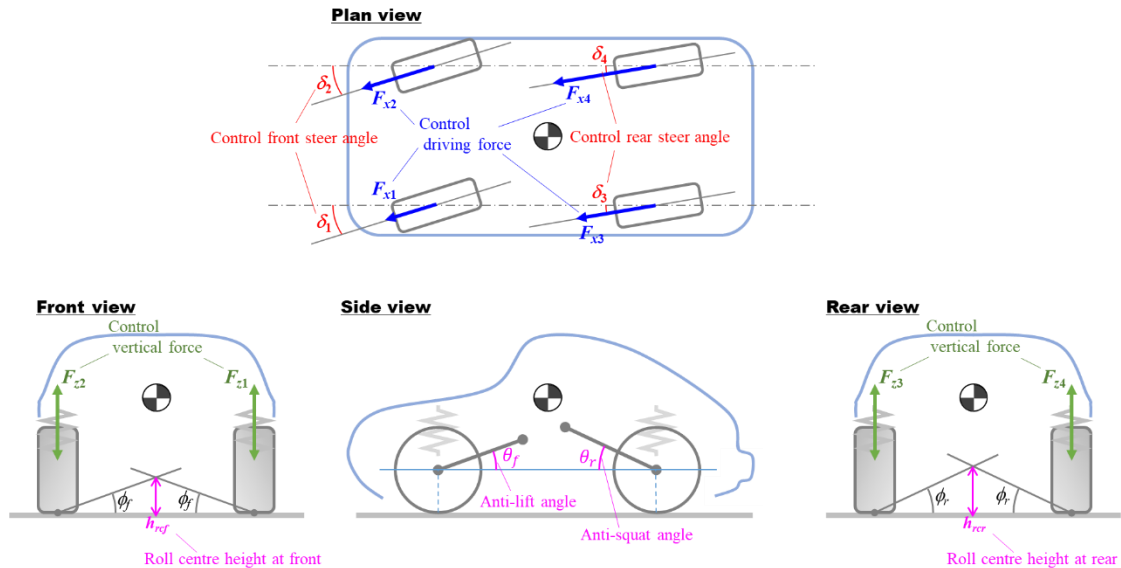


Fig. B-1 Vehicle simulation model with 6 DoF motion and 12 control actuators

### 使用目的とモデリング方針

GDP から指令される各輪の前後力，ステア角，サスペンション上下力を車両に与えたときに，設定した目標車両運動と一致するか，また各輪タイヤ負荷率が均等化されるかを検証することを狙いとする．構築した制御理論が想定通り機能しているかを正確に確認することが第一の目的であり，モデル化誤差の影響を排除するため，車両諸元は規範モデルと同じ値を用い，ばね下の質量と慣性モーメントはゼロに設定するといった簡略化を行った．車両モデルには，以下に示す要素と値が用いられている．

### ばね上モデル

■ 質量	2400 [kg]
■ ヨー慣性モーメント	5209 [kgm <sup>2</sup> ]
■ ロール慣性モーメント	855 [kgm <sup>2</sup> ]
■ ピッチ慣性モーメント	4750 [kgm <sup>2</sup> ]
■ ホイールベース	3.125 [m]
■ トレッド (Front/Rear)	1.633/1.634 [m]
■ 重心高	0.562 [m]

#### サスペンションモデル

■ ばね定数(Front/Rear)	25.4e3/24.3e3 [N/m]
■ スタビライザー剛性(Front/Rear)	45.8e3/14.8e3 [Nm/rad]
■ 減衰係数(Front/Rear)	2.82e3/2.70e3 [Ns/m]
■ フロントアンチリフト角	0.0873 [rad]
■ リアアンチスクォート角	0.524 [rad]
■ フロントロールセンタ高	78.5e-3 [m]
■ リアロールセンタ高	144e-3 [m]

※サスペンションストロークに対する各ジオメトリ変化率はゼロ.

#### タイヤモデル

■ 正規化ドライビングスティフネス	22.4 [-]
■ 正規化コーナリングスティフネス	22.4 [-]

#### ばね下モデル

■ 質量	0 [kg]
■ 慣性モーメント(3 軸)	0 [kgm <sup>2</sup> ]

#### 制御アクチュエータ

以下に示す制御アクチュエータの中から必要なものを選択し、シミュレーションを実行する.

- パワートレイン (タイヤ前後力)
  - 4 輪駆動力 (各輪独立～非独立まですべての組み合わせを選択可能)
  - 前輪駆動力 (左右独立または等配分)
  - 後輪駆動力 (左右独立または等配分)
- ステアリング (タイヤ横力)
  - 前輪ステア角入力
  - 後輪ステア角入力
- アクティブサスペンション (タイヤ上下力)
  - 各輪上下力入力



## あとがき

### ～自動車と私～

「よーし、山にドライブに行くぞ！」

小学校低学年のある日、我が家にブルーバードが納車された。雨の降る夕暮れ時だったにもかかわらず、父のその言葉に心を躍らせ、助手席に飛び乗ったことを今でも覚えている。店を経営していた父は配達にも使うため、セダンではなくバンだったが、それでも新車はカッコよく、友達に自慢したかった。小生のそのころの趣味はといえば「くるまノート」。学校から帰ると、想像を膨らませながらカッコいい車の絵を書いていた。その時間が楽しく、おやつも忘れて没頭できた。自分はそこから車好きだった、そう思っていた。しかし、父曰く、小生が保育園児のころ、駐車場だよその車やトラックの下に頭を突っ込み、「いったいどんな仕組みで車は動いているんだろう？」と観察する癖があったそうだ。駐車場は、両親にとっては「目が離せない危険スポット」、小生にとっては「目が離せない見学スポット」だったようだ。ある年、誕生日プレゼントにラジコンが欲しいとおねだりし、買ってもらったことがあった。しかし次の日には、その仕組みに興味をそそられ、バラバラに分解して元に戻せなくなった。親には言えず隠していたことは、今となっては良い思い出の 1 ページだ。

そんな幼少期を経て、工業系の大学を卒業した。就職先候補は、迷いもなく自動車業界一択だった。念願のマイカーを手に入れ、ガソリン代も惜しまず走り回った。とにかく楽しかった。仕事では、車両運動制御開発に携わった。力学を得意としていた小生にとって、大好きな車と大好きな運動方程式とが結びついた衝撃の瞬間だった。自動車の運動方程式を立て、制御ロジックを考案し、実験車に乗って性能評価する日々、これはまさに天職だと悟った。そして今日、自動車の運動制御で博士号取得にまで至った (Fig. Por-1)。そうか、幼少期に車の下を覗いていたのは、すでに研究が始まっていたのか、と妙に腑に落ちた。

博士論文の執筆を振り返ると、適度な焦りは伴ったが、充実した時間だった。数式と戯れているあいだは時を忘れて没頭できた。文章を書くことも (下手の横好きだが) 楽しかった。物語が完結したとき、論文が完成した。この 3 年間、研究と執筆に多くの時間を割いた一方、家に仕事は持ち込まなかった。プライベートな時間は、すべてを忘れて趣味に没頭した。現在 47 歳、週末は車の下に頭を突っ込み、バラバラに分解して楽しんでいる (Fig. Por-2)。あれっ？子供のころから変わっていない？いや、今はちゃんと元に戻せる！成長した。



Fig. Por-1      The day of diploma award ceremony at Kanagawa Institute of Technology



Fig. Por-2      Car maintenance in my garage on weekends

執筆者 勝山悦生

