

重心 6 分力による車両運動統合制御の研究*

勝山 悦生¹⁾ 狩野 芳郎²⁾ 山門 誠²⁾ 安部 正人²⁾

Research into integrated vehicle control ordered by six-component force at center of gravity

Etsuo Katsuyama Yoshio Kano Makoto Yamakado Masato Abe

Various control devices for vehicle motion have been developed. Generally, it's difficult to apply targeted forces accurately to vehicles equipped with multiple actuators because the actuator forces are coupling complicatedly each other. To resolve the problem, a way to express the targeted vehicle motion in six-component force at the center of gravity and a calculating method of longitudinal, lateral and vertical forces of each tire to realize the six-component force have been proposed with consideration of the tire workloads. The proposed method realizes targeted vehicle motion in the most efficient way.

KEY WORDS: Vehicle dynamics, Chassis, Motion control, Integrated control, Six-component force (B1)

1. はじめに

自動車の操縦安定性や快適性の向上を狙い、様々な車両運動制御装置が研究開発されてきた。例えば、操舵に対する応答や収束性の向上を狙ったステア制御装置や各輪制駆動制御装置、乗り心地を向上させるためのサスペンション制御装置等がある。しかしながら、車両運動はばね上運動も含めて複雑に連成しているため、例えば、左右駆動力差でヨーモーメントを制御するとロール運動にも影響が及んでしまう。複数の制御装置を搭載する場合はさらに複雑に影響しあうため、狙いの車両運動を実現する制御設計は困難を極める。

各輪タイヤの前後力、横力の配分法に関しては、従来、各輪のタイヤスリップ率均等化¹⁾や、タイヤの前後、横力の合力を輪荷重で割ったタイヤ負荷率の二乗和を最小化する配分法²⁾、またタイヤ負荷率が最も大きい車輪の負荷を最小化するMinmax 制御法³⁾などが提案されているが、いずれも平面運動のみに着目した研究である。一方、平面とばね上運動の連成を利用した例として、各輪の駆動力を独立に制御できるインホイールモータ車両を用いた駆動力配分によるばね上運動制御法⁴⁾が提案されている。そのほか、車両 6 自由度の統合的な制御法に関する研究はいくつかみられるが、前述の連成を考慮していないもの⁵⁾や、ばね上運動をフィードバック制御に頼ったもの⁶⁾等にとどまり、適切に 6 自由度運動を統合制御する手法を示した研究事例は見られない。

そこで本研究では、車両に複数の制御装置が搭載されている場合を想定し、ドライバの操舵や加減速入力に対し狙いの

車両の 6 自由度運動を定めることで、各輪タイヤすべり損失を考慮しながら各制御装置の出力を演算できる統合運動制御法を提案する。尚、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うものとし、タイヤ特性を線形として扱う。

本稿の構成は、第 2 章で前後、横、ヨーの平面 3 自由度運動制御について述べ、第 3 章ではばね上のロール、ピッチ、ヒール運動制御について述べる。第 4 章では平面とばね上を統合した重心 6 分力による車両運動統合制御を提案し、第 5 章でその効果をシミュレーションにて検証、考察する。

2. 平面 3 自由度運動制御

2.1. タイヤすべり損失

車両が平面運動を行う際、タイヤが力を発生し、接地面においてすべりが生じることで、エネルギー損失が生じている。エネルギー効率の観点からだけでなく運動性能の観点からも、各輪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ため、望ましい。そこで、本節ではタイヤのすべりによる散逸パワーを定式化する⁷⁾。

タイヤの前後運動を例に挙げる。前後車体速を V_x 、タイヤ有効半径を r_t 、車輪回転角速度を ω とし、スリップ率 s_x を式(1)で定義する。

$$s_x = \frac{V_x - r_t \omega}{V_x} \quad (1)$$

駆動トルクを T とすると、駆動源の仕事率 P_{in} は、式(1)を代入すると、式(2)で表される。但し、 P_k は運動に利用されるパワー、 P_x がすべりにより散逸するパワーである。

$$\begin{aligned} P_{in} &= T\omega \\ &= F_{xt}V_x - F_{xt}V_{sx} \end{aligned}$$

*2020 年 9 月 25 日受理。

1)トヨタ自動車(株)(410-1193 静岡県裾野市御宿 1200 番地)

2)神奈川工科大学(243-0292 神奈川県厚木市下荻野 1030)

$$\stackrel{\text{def}}{=} P_k + P_x \quad (2) \quad \text{る.}$$

ここで, $V_{sx} = V_x s_x$, $F_{xt} = T/r_t$ である.

タイヤのドライビングスティフネスを K_x , それを輪荷重 w で正規化したものを C_x と定義すると,

$$\begin{aligned} F_{xt} &= -K_x s_x \\ &= -C_x w \frac{V_{sx}}{V_x} \end{aligned} \quad (3)$$

となり, 散逸パワー P_x は式(4)で表される.

$$P_x = \frac{V_x F_{xt}^2}{C_x w} \quad (4)$$

横力について, コーナリングスティフネスを K_y , それを輪荷重で正規化したものを C_y , 横すべり角を α とすると, 横すべり速度 V_{sy} は式(5)で表される.

$$V_{sy} = V_x \alpha \quad (5)$$

横方向のすべりによる散逸パワー P_y は式(6)になる.

$$P_y = \frac{V_x F_{yt}^2}{C_y w} \quad (6)$$

よって, 前後力, 横力による散逸パワー P は式(7)に示すように式(4)と式(6)の和で表される.

$$\begin{aligned} P &= P_x + P_y \\ &= \left(\frac{F_{xt}^2}{C_x} + \frac{F_{yt}^2}{C_y} \right) \frac{V_x}{w} \end{aligned} \quad (7)$$

2.2. タイヤ接地面散逸パワーの最小化配分

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, 各輪の摩擦円を極力均等に使用する配分となることが知られている⁽⁸⁾. 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, 各輪の散逸パワーを最小化する方法を示す. 車両固定の直交座標系を定義し, 前後力 F_x , 横力 F_y , ヨーモーメント M_z を要求する. その要求指令値を y_3 とし, 式(8)で定義する.

$$y_3 = [F_x \quad F_y \quad M_z]^T \quad (8)$$

F_x はドライバ要求前後加速度に車両質量を掛けて求め, F_y , M_z は操舵入力に対する車両動特性を演算し, 求める. ここでは, 旋回は前輪操舵の 2 輪モデルの車両応答を目標に指令値を生成することとする. まず, 前輪操舵時のヨーレート r と重心横すべり角 β の応答を次式とする.

$$r(s) = G_r \frac{T_r s + 1}{\frac{1}{\omega_n^2} s^2 + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1} \delta_f \quad (9)$$

$$\beta(s) = G_b \frac{T_b s + 1}{\frac{1}{\omega_n^2} s^2 + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1} \delta_f \quad (10)$$

ここで, δ_f は前輪舵角, G_r は定常ヨーレートゲイン, G_b は定常横すべり角ゲイン, ω_n は固有振動数, ζ は減衰比, T_r はヨーレート進み時定数, T_b は横すべり角進み時定数, s はラプラス演算子である. 以上を用いて要求 3 分力を次式で求め

$$F_x = m a_x \quad (11)$$

$$F_y = m V(r + \beta s) \quad (12)$$

$$M_z = I_z r s \quad (13)$$

続いて, それらの指令 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 u_8 を式(14), 係数行列 C_{xy} を式(15)で定義すると, y_3 と u_8 の関係は式(16)で表される. 但し, 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. また, 前後輪トレッドを t_f , t_r , 重心から前後輪車軸までの距離を l_f , l_r とする.

$$u_8 = [F_{x1} \quad F_{x2} \quad F_{x3} \quad F_{x4} \quad F_{y1} \quad F_{y2} \quad F_{y3} \quad F_{y4}]^T \quad (14)$$

$$C_{xy} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ -\frac{t_f}{2} & \frac{t_f}{2} & -\frac{t_r}{2} & \frac{t_r}{2} & l_f & l_f & -l_r & -l_r \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$y_3 = C_{xy} u_8 \quad (16)$$

y_3 を指令し u_8 を求めたいが, y_3 よりも u_8 の要素数が多いため, 解が一意に定まらない. そこで, 式(7)の散逸パワーが最小化される解を次の方法で求める. u_8 の要素の二乗和が散逸パワーを表すようにするため, 各輪のドライビングスティフネス K_{xi} , コーナリングスティフネス K_{yi} の平方根を対角成分に持つ対角行列 N_{xy} を式(17)に定義し, その逆行列 N_{xy}^{-1} を u_8 の左から掛けて正規化する.

$$\begin{aligned} N_{xy} &= \text{diag} \\ &([K_{x1} \quad K_{x2} \quad K_{x3} \quad K_{x4} \quad K_{y1} \quad K_{y2} \quad K_{y3} \quad K_{y4}])^{1/2} \end{aligned} \quad (17)$$

$$\text{但し, } K_{xi} = C_x w_i \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (18)$$

$$K_{yi} = C_y w_i \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (19)$$

式(16)は成立しなければならないので, さらに N_{xy} を掛けて式(20)のように変形する.

$$\begin{aligned} y_3 &= C_{xy} N_{xy} N_{xy}^{-1} u_8 \\ &\stackrel{\text{def}}{=} C_n u_n \end{aligned} \quad (20)$$

$$\text{但し, } C_n = C_{xy} N_{xy} \quad (21)$$

$$u_n = N_{xy}^{-1} u_8 \quad (22)$$

ここで, ラグランジュ関数 L を次式で定義する.

$$L(u_n, \lambda) = \frac{1}{2} u_n^T u_n - \lambda^T (C_n u_n - y_3) \quad (23)$$

式(24)の条件を与えて解くと, 式(16)を満たしつつ散逸パワーを最小化する解が式(26)で求められる.

$$\begin{cases} \frac{\partial L(u_n, \lambda)}{\partial u_n} = 0 \\ \frac{\partial L(u_n, \lambda)}{\partial \lambda} = 0 \end{cases} \quad (24)$$

$$u_n = C_n^T (C_n C_n^T)^{-1} y_3 \quad (25)$$

$$u_8 = N_{xy}^2 C_{xy}^T (C_{xy} N_{xy}^2 C_{xy}^T)^{-1} y_3 \quad (26)$$

解は式(14)の 8 分力として求まるため, 横力に関してはステア角に変換する必要がある. 車速 $V_x = 0$ での連続性を保つために, ヨーレート r を車速 V_x で割った曲率 ρ を用いると, 前後輪ステア角は, 左右輪の前後速度差が無視できると仮定すれば, 式(27)で求められる.

$$\begin{cases} \delta_i = \frac{F_{yi}}{C_{ywi}} + \beta + l_f \rho & (i = 1, 2) \\ \delta_i = \frac{F_{yi}}{C_{ywi}} + \beta - l_r \rho & (i = 3, 4) \end{cases} \quad (27)$$

以上の制御則を適用し、シミュレーションにて確認を行う。本制御の適用範囲はタイヤを線形と扱うことのできる領域である。図1に、スリップ角に対する垂直荷重で正規化したタイヤ単体の横力の実測値を示す。少なくとも $\pm 0.6G$ 以内は線形近似しても問題ないと考えられる。また、この範囲に限定すれば、タイヤコンパインド特性等の影響も無視できるものとし、自動車が日常的に使われる常用域では、スリップ角やスリップ率に対するタイヤ特性を線形とみなした制御則の適用が可能と判断する。

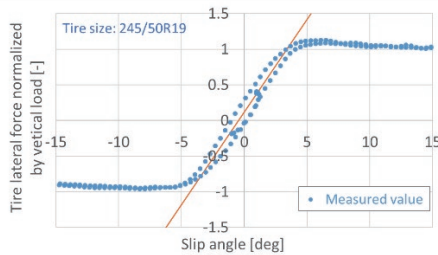
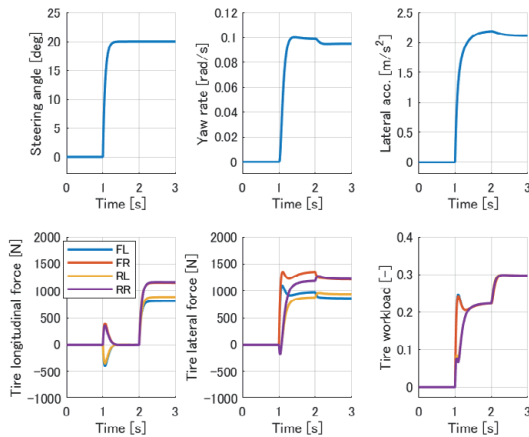
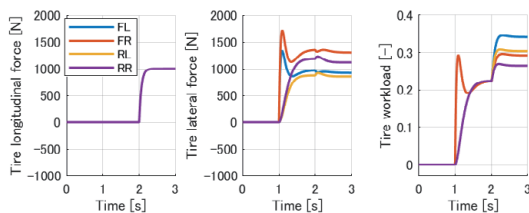


Fig. 1 Tire characteristics

一般的な乗用車を想定し、車速 80[km/h]で走行中、時間 $t = 1[s]$ で操舵角 20[°]のステップ入力、更に $t = 2[s]$ で $2[m/s^2]$ のステップ加速入力を行った時のシミュレーション結果を図2(a)に示す。尚、速度変化はしないように拘束した。



(a) Dissipation power minimization control



(b) Conventional vehicle

Fig. 2 Simulation results of XY-force distribution control

その結果、操舵直後は各輪横力と前後力が併用されている一方、定常旋回では横力のみで旋回運動するという解が求まっている。また、旋回加速時は前後力、横力が摩擦円比例で配分されている。これらは4輪のタイヤ負荷率を極力均一化し、タイヤすべりによる散逸パワーを最小化した結果である。

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、同図(b)に示す。旋回加速時には各輪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。以上より、この手法によって狙い通りの解が得られることが確認できた。

3. ばね上3自由度運動制御

3.1. サスペンション上下力による制御

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_z 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(28)で表される。

$$y_{z3} = C_{zz3} u_z \quad (28)$$

$$\text{但し, } y_{z3} = [F_z \quad M_x \quad M_y]^T \quad (29)$$

$$u_z = [F_{z1} \quad F_{z2} \quad F_{z3} \quad F_{z4}]^T \quad (30)$$

$$C_{zz3} = \begin{bmatrix} \frac{1}{t_f} & \frac{1}{t_f} & \frac{1}{t_r} & \frac{1}{t_r} \\ \frac{1}{2} & -\frac{1}{2} & \frac{1}{2} & -\frac{1}{2} \\ -l_f & -l_f & l_r & l_r \end{bmatrix} \quad (31)$$

式(31)の係数行列 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。それを使い切るとしたら、例えば車体をねじるようなワープモーメントを指令することができる。ワープモーメント M_w を式(32)で定義すると、式(28)は式(33)に拡張できる。

$$M_w = \frac{t_f}{2}(F_{z1} - F_{z2}) - \frac{t_r}{2}(F_{z3} - F_{z4}) \quad (32)$$

$$y_{z4} = C_{zz4} u_z \quad (33)$$

$$\text{但し, } y_{z4} = [F_z \quad M_x \quad M_y \quad M_w]^T \quad (34)$$

$$C_{zz4} = \begin{bmatrix} \frac{1}{t_f} & \frac{1}{t_f} & \frac{1}{t_r} & \frac{1}{t_r} \\ \frac{1}{2} & -\frac{1}{2} & \frac{1}{2} & -\frac{1}{2} \\ -l_f & -l_f & l_r & l_r \\ \frac{t_f}{2} & -\frac{t_f}{2} & -\frac{t_r}{2} & \frac{t_r}{2} \end{bmatrix} \quad (35)$$

ここで輪荷重について考察する。車両に加速度が生じていない状態では、荷重の前後配分、左右配分は重心点の位置で決定される。そのため、サスペンションのばねや減衰器に並列に搭載された上下力アクチュエータでロールやピッチモーメントを与えても、重心点の微小な移動を無視すれば、各輪接地荷重は車高変化によるばねの力で相殺されるため、変化しない。しかしながら、ワープモーメントは車両をねじめる力であり、タイヤのたわみを無視すると、車高変化が規制されるためばね力は変化せず、接地荷重が変化する。荷重の前後、左右配分は

変化せず、対角輪の接地荷重の和の双方の差が変化する。それは式(32)を次式のように変形すると理解できる。

$$\left(\frac{t_f}{2} F_{z1} + \frac{t_r}{2} F_{z4}\right) - \left(\frac{t_f}{2} F_{z2} + \frac{t_r}{2} F_{z3}\right) = M_w \quad (36)$$

さらに、 $t_f = t_r \triangleq t_k$ とすると、式(36)は式(37)となる。

$$\frac{F_{z1} + F_{z4}}{2} - \frac{F_{z2} + F_{z3}}{2} = \frac{M_w}{t_k} \quad (37)$$

この考え方はパッシブサスペンションのロール剛性配分を設計することと等価で、タイヤに荷重依存性があることを前提に、ステア特性の設計に使われている。サスペンション制御が可能であれば、ワーブ制御によってステア特性の間接的な制御が可能である。

3.2. タイヤ前後力、横力による制御

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。また、それらの力によるばね上姿勢変化を抑制するように、サスペンションはストローク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。各輪の前後力や横力が制御できる場合、それらの力を活用することで、平面運動だけでなくばね上運動の制御も可能になる。インホイールモータ車を用いた研究例も報告されている⁽⁹⁾。

サスペンションジオメトリによってばね上に働く力は、図3に示すように、車両を側面、背面から見たときの、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 θ_f , θ_r , ϕ_f , ϕ_r と定義すると、前後力、横力の $\tan$ 成分が上下力として働く。

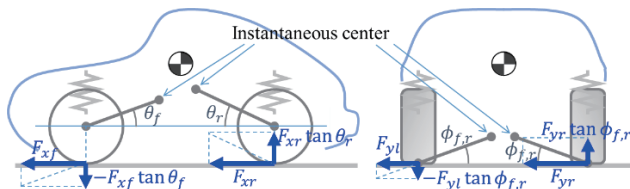


Fig. 3 Mechanism of vertical forces reacted by tire longitudinal and lateral forces

以上より、各輪の前後力、横力によるばね上の上下力 F_z 、ロールモーメント M_x 、ピッチモーメント M_y 、ワーブモーメント M_w の関係はそれぞれ式(38)、(42)で表される。

タイヤ前後力とばね上力の関係：

$$y_{z4} = C_{zx4} u_x \quad (38)$$

$$\text{但し、} y_{z4} = [F_z \quad M_x \quad M_y \quad M_w]^T \quad (39)$$

$$u_x = [F_{x1} \quad F_{x2} \quad F_{x3} \quad F_{x4}]^T \quad (40)$$

$$C_{zx4}$$

$$= \begin{bmatrix} -\tan \theta_f & -\tan \theta_f & \tan \theta_r & \tan \theta_r \\ -\frac{t_f}{2} \tan \theta_f & \frac{t_f}{2} \tan \theta_f & \frac{t_r}{2} \tan \theta_r & -\frac{t_r}{2} \tan \theta_r \\ l_f \tan \theta_f - h & l_f \tan \theta_f - h & l_r \tan \theta_r - h & l_r \tan \theta_r - h \\ -\frac{t_f}{2} \tan \theta_f & \frac{t_f}{2} \tan \theta_f & -\frac{t_r}{2} \tan \theta_r & \frac{t_r}{2} \tan \theta_r \end{bmatrix} \quad (41)$$

タイヤ横力とばね上力の関係：

$$y_{z4} = C_{zy4} u_y \quad (42)$$

$$\text{但し、} u_y = [F_{y1} \quad F_{y2} \quad F_{y3} \quad F_{y4}]^T \quad (43)$$

$$C_{zy4}$$

$$= \begin{bmatrix} -\tan \phi_f & \tan \phi_f & -\tan \phi_r & \tan \phi_r \\ h - \frac{t_f}{2} \tan \phi_f & h - \frac{t_f}{2} \tan \phi_f & h - \frac{t_r}{2} \tan \phi_r & h - \frac{t_r}{2} \tan \phi_r \\ l_f \tan \phi_f & -l_f \tan \phi_f & -l_r \tan \phi_r & l_r \tan \phi_r \\ -\frac{t_f}{2} \tan \phi_f & -\frac{t_f}{2} \tan \phi_f & \frac{t_r}{2} \tan \phi_r & \frac{t_r}{2} \tan \phi_r \end{bmatrix} \quad (44)$$

各輪の前後力、横力をそれらの法則に従って配分することで、ばね上運動を制御できることを意味している。ワーブモーメントに関しては直接車両運動を制御するものではないため、本稿ではワーブ制御は行わないものとし、以降、式(41)、(44)の4行目のワーブの成分を削除した C_{zx3} , C_{zy3} を用いる。また、サスペンション変位に対して角 θ_f , θ_r , ϕ_f , ϕ_r は変化しないものとする。

3.3. ばね上3自由度の統合制御

前節までにタイヤ接地面に働く前後力、横力、上下力に対するばね上に働く力の関係を示した。本節ではそれらを統合する。ばね上の要求制御力とタイヤ 12 分力（各輪の前後、横、上下力）の関係をまとめると、式(45)で表現できる。

$$y_{z3} = C_z u_{12} \quad (45)$$

$$\text{但し、} y_{z3} = [F_z \quad M_x \quad M_y]^T \quad (46)$$

$$u_{12} = [u_x^T \quad u_y^T \quad u_z^T]^T \quad (47)$$

$$C_z = [C_{zx3} \quad C_{zy3} \quad C_{zz3}] \quad (48)$$

C_z は C_{zx3} , C_{zy3} , C_{zz3} の小行列からなる 3 行 12 列の区分行列、 u_{12} は u_x , u_y , u_z の小行列からなる 12 行 1 列の区分行列である。

2.2 節では、一意に定まらない解を求める際に、タイヤ前後力、横力をそれぞれ各輪のドライビングステイフネス、コーナリングステイフネスで正規化した。上下力に関しては各輪荷重比で正規化する必要はないため、一律の重みとして行列 N_z を式(49)で定義する。但し、 E_4 は 4 次の単位行列である。

$$N_z = w_z^{-1} E_4 \quad (49)$$

ヒープ、ロール、ピッチ運動を各輪の前後、横、上下力で制御するため、正規化行列 N を式(50)のように統合する。式(45)を式(51)のように変形し、2.2 節と同様の解法を適用すると、 u_{12} は式(52)で求められる。

$$N = \begin{bmatrix} N_{xy} & 0 \\ 0 & N_z \end{bmatrix} \quad (50)$$

$$y_{z3} = C_z N N^{-1} u_{12} \quad (51)$$

$$u_{12} = N^2 C_z^T (C_z N^2 C_z^T)^{-1} y_{z3} \quad (52)$$

ここで、具体的に数値を与え、解を確認する。制御要求値は式(53)に示すように、ヒープ、ピッチには 0 を、ロールには 1 を与えた。

$$y_{z3} = [F_z \ M_x \ M_y]^T = [0 \ 1 \ 0]^T \quad (53)$$

その結果、図 4 に示すように、各輪上下力だけでなく前後力や横力も用いてロール運動が制御されていることがわかる。ばね上運動を狙い通りに制御するには、それらの力を統合的に制御する必要があることを示している。ばね上運動制御にサスペンションアクチュエータをどの程度使用するかは、式(49)の重み係数 w_z で決定される。この計算では w_z には式(17)の対角要素の平均値を与えたが、サスペンション上下力制御装置を備えた車両においては w_z の値を十分大きく与えることで、ばね上運動をサスペンション制御装置が分担することとなり、タイヤ負荷率の増加を避けることができる。一方、サスペンション制御装置がない場合は、この値を十分小さく与えることで、前後力、横力のみによるばね上運動制御を実現することも可能になる。しかしながらこの場合、ばね上運動制御のためにタイヤ負荷率を上げてしまうため、制御要求と適用範囲については十分な確認をもとに制御設計する必要があり、このような使い方に関しては今後の研究と位置付けている。

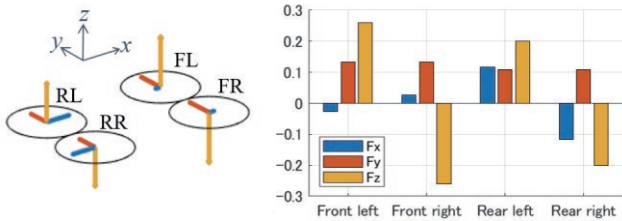


Fig. 4 XYZ-force at each wheel to achieve roll moment command

4. 重心 6 分力による車両運動統合制御

4.1. 重心 6 分力とタイヤ 12 分力の関係

2 章でタイヤの前後、横力を用いた平面運動の制御について、3 章でタイヤの前後、横、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 分力制御について述べる。

制御指令値となる重心 6 分力 y_6 を式(54)で定義し、係数行列 C を式(55)で定義すると、タイヤ 12 分力と重心 6 分力の関係は式(56)で表される。

$$y_6 = [F_x \ F_y \ M_z \ F_z \ M_x \ M_y]^T \quad (54)$$

$$C = \begin{bmatrix} C_{xy} & 0 \\ C_{zx3} & C_{zy3} & C_{zz3} \end{bmatrix} \quad (55)$$

$$y_6 = C u_{12} \quad (56)$$

これまでと同様に式(50)で正規化し、ラグランジュの未定乗数法を用いて解くと、式(57)で求めることができる。これが目標 6 分力を満たしつつ、タイヤ散逸パワーを最小化する解である。

$$u_{12} = N^2 C^T (C N^2 C^T)^{-1} y_6 \quad (57)$$

4.2. 制御フロー

ここで改めて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、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、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、最適なタイヤ 12 分力を式(57)で演算する。その結果得られた力を各アクチュエータに指令することになるが、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を演算し、車両へ出力する。また、外乱入力に対しては、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、それらを上記で生成した重心 6 分力に加算することで、そのフローの中で適切な出力が演算される。

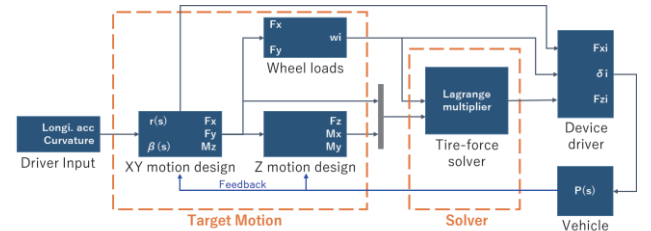


Fig. 5 Control flow

4.3. 車両運動制御

(1) 平面運動

ドライバー入力に対し、ヨーレート、横加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(12), (13)の ω_m , ζ により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なほか、完全に自由な式で指令することも可能である。

また、外乱に対しては、例えばヨーレートセンサ値を用いて適当な制御器を通してヨーモーメント指令値に加算することで外乱補償フィードバック制御の構成も可能である。

(2) ばね上運動

ドライバー入力に対しばね上運動を制御したい場合は、その入力により生じるヒープ、ロール、ピッチのばね上 3 分力を制御分の力を加算して行う。操舵入力に対するロール運動の制御は、例えば、平面またはロールの特性多項式を極零相殺するように、ロールモーメント指令値に式(58)のような伝達関数 $G_{mx}(s)$ を掛けることで制御が可能である。一例として、操舵時のロール減衰を上げたい場合は、 $D_b(s)$ に基準となるロール運動の特性多項式を与え、 $D_g(s)$ にはロールの減衰係数を大きく設定した特性多項式を与えることで実現できる。

$$G_{mx}(s) = \frac{D_{bl}(s)}{D_{tg}(s)} \quad (58)$$

路面外乱に対しては、例えばばね上に搭載したセンサ値を用い、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も可能である。

5. 効果検証

6 自由度フルビークル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提案制御の効果検証を行った。対象車両の基準特性に対し、平面運動の固有振動数 ω_n と減衰比 ζ を 20% 向上、ロール、ピッチの減衰係数を 50% 向上、さらに定常横すべり角を 50% 低減する特性を目標として与え、100km/h で走行中にステップ操舵、その後、ステップ加速入力する計算を行った。図 6 が入力値、図 7 の破線が基準特性、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。

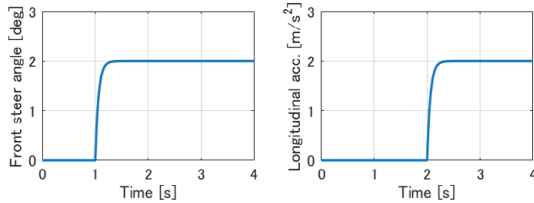


Fig. 6 Driver inputs

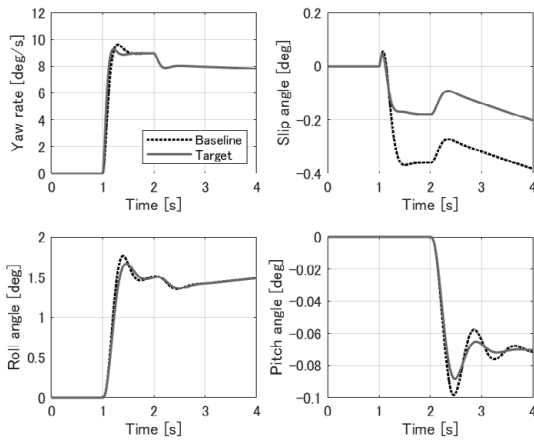


Fig. 7 Target vehicle motions

図 7 の実線の運動を実現するための重心 6 分力を求めた。その結果を図 8 に示す。

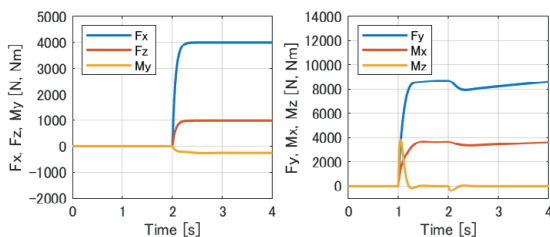


Fig. 8 Control command values of six-component force at center of gravity

各輪の駆動力、横力、上下力が制御できる車両において、指令された重心 6 分力を実現するための各輪の出力とタイヤ負荷率を、式(57)を用いて求めた。その結果を図 9 に示す。そして実際にそれらの力がタイヤに働いた時の車両挙動が目標運動と一致していることが図 10 で確認できる。

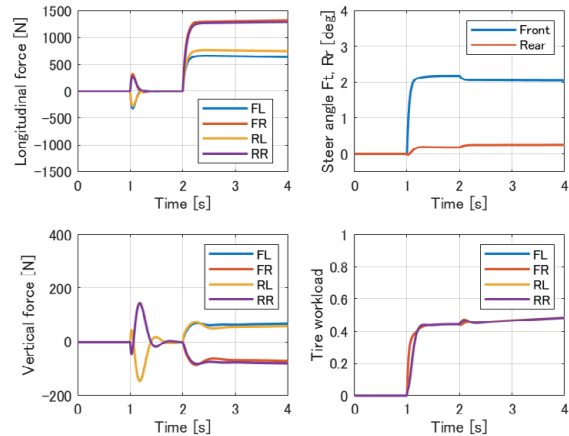


Fig. 9 Control outputs -driving forces, steer angles, vertical forces, and tire workloads-

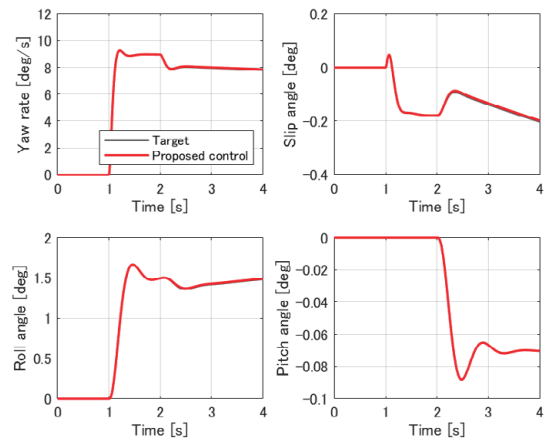


Fig. 10 Controlled vehicle motions

ロールやピッチ等のばね上運動は、タイヤ前後力、横力から受ける慣性力だけでなく、サスペンション反力によっても影響を受ける。本提案制御はそれらを考慮して統合的に制御している。ここで、これらの連成を考慮していない従来法ではどのような影響が生じるかを確認する。同様の条件で、ばね上運動制御に関しては、サスペンション反力による連成を考慮せずに制御指令した。その結果、各輪上下力の制御指令値は図 11 のようになり、図 9 の場合と大きく異なる。旋回加速時に左右の駆動力配分によって生じるロールモーメントが、その差を生む原因となっている。その結果、ばね上の動きは図 12 に示すように、狙いの運動から外れてしまうことが確認できる。

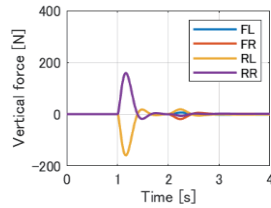


Fig. 11 Vertical control forces commanded by a non-integrated control

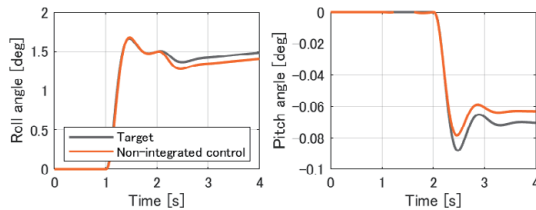


Fig. 12 Sprung motions commanded by a non-integrated control

ここで提案制御に戻り、図9の出力結果を詳しく観察する。指令したヨーモーメントとロールモーメントの内訳を図13に示した。これらの結果より、以下のように考察できる。

操舵初期のヨーモーメントは、このタスクでは横力と前後力がおおよそ 3:1 の割合で発生している。定常旋回中は、駆動力配分はされておらずステアのみで目標ヨーゲインと横すべり角を実現している。旋回加速時は駆動力が輪荷重比で配分されており、それにより発生するヨーモーメントを横力の前後配分で相殺している。定常、準定常状態でタイヤ負荷率が一致していることから、すべり損失の観点からこれが最適であることを示している。

ロールに関しては、操舵初期に横力で発生するロールモーメントをサスペンション上下力で緩和することでロール減衰を高めている。旋回加速時は左右の駆動力差によってサスペンション反力の左右差が生じ、ロール姿勢が変化してしまうが、サスペンション上下力によって相殺するように協調制御されている。

以上のように、本手法では狙い通り、車両運動統合制御が実現できていることが検証できた。

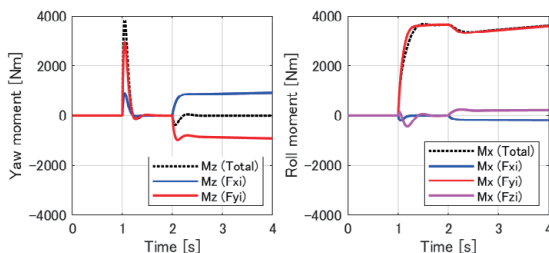


Fig. 13 Breakdowns for commanded yaw and roll moments

6. 結 論

狙いの運動を定めることで、タイヤのすべり損失を最小化

しつつ、サスペンション反力や慣性力などの干渉成分を考慮した最適な各輪制駆動力、ステア角、サスペンション上下力を出力できる、統合運動制御法を提案した。本手法は、平面だけでなくばね上運動への連成も考慮した統合制御法であることが従来法との違いであり、タイヤの前後力、横力がばね上運動制御に協調して指令されることが特徴の一つである。

今後、ドライブレインの電動化は必至であり、筆者らは本稿で示した駆動アクチュエータを含む制御デバイスの統合制御法が、今後の制御技術の発展に多大な寄与を及ぼすと考える。

搭載される制御デバイスが限られる車両への、本手法の応用については、今後の研究と捉えている。

参 考 文 献

- (1) 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)
- (2) Ossama Mokhiamar, Masato Abe: Effects of an Optimum Cooperative Chassis Control from the Viewpoint of Tire Workload, 自動車技術会論文集, Vol.35, No.3, pp.215-221 (2004)
- (3) 西原修, 平岡敏洋, 熊本博光: 独立操舵車両における横力と制駆動力の最適配分, 日本機械学会論文集(C 編), Vol.72, No.714, pp.237-244 (2006)
- (4) 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)
- (5) C. Rengaraj, D. A. Crolla, G. Hilton, A. Wheatley, Integration of active driveline, active steering, active suspension and active brake for an improved vehicle dynamics performance, Proceedings of the 21st IAVSD Symposium (2009)
- (6) D. Li, A. Du, F. Yu, Integrated vehicle chassis control based on direct yaw moment, active steering and active stabilizer, Vehicle System Dynamics, Vol. 46, pp.341-351 (2008)
- (7) 小林孝雄, 勝山悦生, 杉浦豪軌, 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)
- (8) 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)-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)
- (9) 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)