

制動力左右差配分と四輪操舵の協調制御による 車両の操舵応答安定性

森 和典*

Maneuverability and Stability of Vehicles through Control Combined
Right/Left Braking Torque Distribution and Four-Wheel-Steering

Kazunori MORI

Abstract

A simple and practical method to control the right and left distribution control of braking forces and the four-wheel-steering cooperatively is proposed to improve the steering response and stability of automobiles. Our theory of four-wheel-steering is composed of the feedforward control function on steering angle and the feedback control function through the difference of actual and target yaw rates. Also, direct yaw moment which uses yaw rate feedback control is configured to augment control of four-wheel-steering. According to our analysis and computer simulation, it can be confirmed that when the vehicle applied this control system an improvement of the maneuverability and stability on cornering behaviours with braking was realized. In addition, we investigate that this system makes it possible to achieve good control effects on low frictional roads.

Key Words; Automobile, Vehicle Dynamics, Brake System, Four-Wheel-Steering

1. まえがき

自動車の安全性への要求が高まる中、予防安全に貢献するために車両走行装置に関する数々の提案がなされている。事故回避では、運転者はブレーキとハンドル操作が重要となる。例えば、道路脇から車両や歩行者が飛び出し、運転者が緊急的な状態に陥った時、その約80%の人がブレーキ操作のみを行い、残りがブレーキとハンドルの連動操作をする⁽¹⁾⁽²⁾。

こうした背景から、最近、制動力の左右差配分に着目し、これを制御することにより、制動力を単に車両を停止、減速させるためだけでなく旋回にも有効に利用する方法が提案され⁽³⁾⁽⁴⁾、一部実用化されている。この装置は、通常走行時の場合にも操縦性安定性の向上が期待できる。また、さらに、駆動力の左右差配分制御や駆動力

と操舵制御との協調制御を行うなど、4輪のタイヤそれぞれに発生する前後力と横力の配分を制御することにより、タイヤ力を最大限有効に活用して、広範な車両運動領域で走行性能の向上を図る試みも報告されている。制御手法としては、路面状況や車載状態などによる車両特性の変動や外乱に対してもロバスト性が確保できるような新しい高度な制御理論 (H_∞ ⁽⁵⁾⁻⁽⁷⁾、 μ シンセシス⁽⁸⁾、スライディングモード制御など) を適用した研究が行われている一方で、実用化されたものは、依然PID制御の制御パラメータは制御入力や車両状態量との物理的な関連づけが比較的容易であり、車両性能のチューニングがしやすいことなどが挙げられよう⁽⁹⁾。

そこで、本論文では、通常走行時に4WS制御を行い、制動時には操舵角フィードフォワード主体の四輪操舵と

* 交通機械工学科

平成8年9月30日受理

ヨーレイトフィードバック主体の制動力左右差制御とを協調制御させる、実用的で簡単な制御法を提案し、シミュレーション計算により制御則の車両操舵応答性向上への有効性を確認したので、その概要を報告する。

2. 記号

解析モデルで使用する記号と、計算に用いる主な諸元、特性値を示す。

c_i : タイヤ線形域における左右2輪分の等価コーナリングパワー {51.6, 75.8kN/rad}

F_{jx}, F_{jy} : タイヤ接地面に働く前後力, 横力

$G_f(s)$: 後輪操舵のフィードフォワード制御関数

G_e, B_e : 後輪操舵, 直接ヨーモーメントのフィードバック制御関数

G_0 : 目標ヨーレイト定常ゲイン

I : ヨー慣性モーメント {240kgm²}

K_j : 各輪の等価コーナリングパワー

K_s : スタビリティファクタ

K_0 : 基準タイヤ荷重時の等価コーナリングパワー

K_ϕ : 全ロール剛性

$K_{\phi i}$: 前・後ロール剛性 {38, 32kNm/rad}

M, m_s : 車両質量, バネ上質量 {1500, 1300kg}

ΔM : 制動力左右差による直接ヨーモーメント

N : ステアリングO.A. ギヤ比 {15.4}

R, v : 旋回半径, 旋回の接線方向速度

W_j, W_i : 輪荷重, 前・後軸重

W_{iy}, W_x : 左右輪間および前後輪間の荷重移動量

a, b : 前・後車軸～車両重心距離 {1.18, 1.44m}

g : 重力加速度

h : 車両重心高 {0.49m}

h_i : ロールセンタ高さ {0.043, 0.095m}

h_s : ロールモーメントアーム長

l, t_i : ホイールベース, トレッド {1.45, 1.45m}

r : ヨーレイト

s : ラプラス記号

t : 時間

α_x, α_y : 車両の前後加速度, 横加速度

β, β_i : 車体横すべり角 (at C. G.), タイヤスリップ角

δ_i : 前・後輪のタイヤ実舵角

η : タイヤ力利用効率

θ : ハンドル操舵角 $\delta_i = \theta/N$

μ_s, μ_d : 路面静止摩擦係数, 動摩擦係数

κ : 制動力の前後配分比

κ_1 : 直接ヨーモーメントの前後輪配分比

τ : 目標ヨーレイト伝達関数の1次遅れ時定数

$o-xy$: 車両固定座標系

添字 i : f -前輪, r -後輪

添字 j : 1-右前輪, 2-右後輪, 3-左前輪, 4-左後輪

3. 車両モデル

解析では、図1に示される操安性2自由度の車両モデルを用いる。前後、左右の荷重移動と制動力の左右差配分を考慮するために4輪モデルとする。運動方程式は次のようになる。

$$M(\ddot{x} - \dot{y}r) = \sum F_{jx} \tag{1}$$

$$M(\ddot{y} - \dot{x}r) = \sum F_{jy} \tag{2}$$

$$I\dot{r} = a(F_{1y} + F_{3y}) - b(F_{2y} + F_{4y}) + \Delta M \tag{3}$$

ここで制動力の左右差による直接ヨーモーメントは

$$\Delta M = t_f(F_{1x} - F_{3x})/2 + t_r(F_{2x} - F_{4x})/2 \tag{4}$$

で表される。

また、車両重心位置における前後および横加速度は

$$\left. \begin{aligned} \alpha_x &= \ddot{x} - \dot{y}r \\ \alpha_y &= \ddot{y} + \dot{x}r \end{aligned} \right\} \tag{5}$$

である。

解析を容易にするために左右輪のタイヤスリップ角は同一とし、車体重心位置における車体スリップ角は小さいとして前後方向速度は車体速度に等しいとする。タイヤスリップ角は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \beta_f &= \delta_f - \tan^{-1} \frac{\dot{y} + ar}{v} \approx \delta_f - \beta - \frac{a}{v}r \\ \beta_r &= \delta_r - \tan^{-1} \frac{\dot{y} - br}{v} \approx \delta_r - \beta + \frac{b}{v}r \end{aligned} \right\} \tag{6}$$

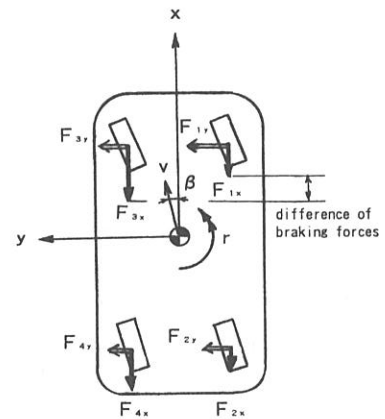


Fig. 1 Analytical model

各輪タイヤ上下荷重は、前後および横加速度による荷重移動により

$$\left. \begin{aligned} W_1 &= W_f/2 + w_{fy} - w_x \\ W_2 &= W_r/2 + w_{ry} + w_x \\ W_3 &= W_f/2 - w_{fy} - w_x \\ W_4 &= W_r/2 + w_{ry} + w_x \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

となる。

ただし

$$w_{iy} = d_{yi} a_y \quad (8)$$

$$w_x = \frac{M h a_x}{2l} \quad (9)$$

d_{yi} は車両諸元および懸架系特性によって決まる定数である。また減速度の場合、 a_x は負で表される。

タイヤ横力とタイヤスリップ角の関係を表す式として、ここでは酒井の式⁽¹⁰⁾を用いるが、計算に際して横力はタイヤスリップ角に関して奇関数でなければならないため、式を次のようにする。添字は $i=f$ の時、 $j=1, 3, i=r$ の時、 $j=2, 4$ をとる。

$$F_{jy0} = \begin{cases} -\mu_d W_j : q_j < -1 \\ K_j \tan \beta_j (1 - |q_j|)^2 + \mu_d W_j q_j |q_j| (3 - 2|q_j|) : |q_j| \leq 1 \\ \mu_d W_j : q_j > 1 \end{cases} \quad (10)$$

コーナリングパワーはタイヤ荷重の関数として

$$K_j = \mu_d K_0 \left\{ \frac{4}{3} \left(\frac{W_j}{W_0} \right) - \frac{1}{3} \left(\frac{W_j}{W_0} \right)^2 \right\} \quad (11)$$

の関係があると仮定する。 K_0 は基準とするタイヤ荷重が W_0 のときのコーナリングパワーを示す。

また横力と前後力の関係は楕円の式が成り立つとして

$$F_{jy} = F_{jy0} \sqrt{1 - \left(\frac{F_{jx}}{\mu_d W_j} \right)^2} \quad (12)$$

で表すことができる。

3.2 制御則

タイヤ線形領域におけるヨーレート特性がハンドル操舵角に対して1次遅れ系の形になるようにして、比較的大きな横加速度を伴う場合や制動力が加わった時などのタイヤ非線形領域においても、線形領域でのヨーレート特性を確保することを制御の目標とする。目標特性は次のように表される⁽¹¹⁾。

$$\frac{r_i}{\delta_i} = \frac{G_0}{1 + \tau \cdot s} \quad (13)$$

G_0 は定常ゲインで、 τ は時定数である。ここでは G_0 を2WSの定常ゲインと同じにする。

制御則の考え方としては以下の通りである。タイヤ線形領域では主として操舵角フィードフォワードで四輪操舵を制御する。制動力を伴うようなタイヤ非線形領域で

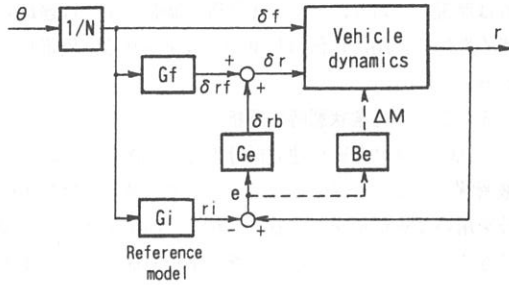


Fig. 2 Block diagram of control system

は、フィードフォワード制御に加えて、制動時の横力減少によるヨーレートゲインの低下や車両特性の非線形性などによる目標特性からの誤差を少なくするために、実ヨーレートと目標ヨーレートの差に基づき四輪操舵と制動力左右差配分を制御する。制御系のブロック線図を図2に示す。

後輪操舵と直接ヨーモーメントの制御則はそれぞれ

$$\delta_2(s) = G_r(s) \delta_r(s) + G_e \{ r(s) - r_i(s) \} \quad (14)$$

$$\Delta M(s) = B_e \{ r(s) - r_i(s) \} \quad (15)$$

となる。式(14)の右辺第1項が操舵角フィードフォワードの項で、第2項がヨーレートフィードバック項である。

$G_r(s)$ は、タイヤ特性が線形のときに目標ヨーレートを得るように導出される後輪制御関数である。式(2)(3)を用いて、式(13)の目標特性を得る逆問題として解ける。 s に関して2次/2次の形で表されて、

$$G_r(s) = \frac{q_0 + q_1 s + q_2 s^2}{p_0 + p_1 s + p_2 s^2} \quad (16)$$

となる。 s に関する係数および定数項は、車両特性、タイヤの等価コーナリングパワーおよび車速の関数である。 G_0 を2WSのヨーレート定常ゲインに等しいとすると、 q_0 は零になる。 G_e, B_e は調整可能なフィードバックである。

制御力の前後配分 κ と直接ヨーモーメントの前後輪配分 κ_1 は共に一定とするとき、前後力は

$$\left. \begin{aligned} F_{1x} &= \frac{\kappa M a_x}{2} + \frac{\kappa_1}{t_f} \Delta M \\ F_{2x} &= \frac{(1-\kappa) M a_x}{2} + \frac{1-\kappa_1}{t_f} \Delta M \\ F_{3x} &= \frac{\kappa M a_x}{2} - \frac{\kappa_1}{t_f} \Delta M \\ F_{4x} &= \frac{(1-\kappa) M a_x}{2} - \frac{1-\kappa_1}{t_f} \Delta M \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

で表される。この場合、簡単化のために車輪の回転慣性、タイヤのスリップ率、原動機からの伝達トルクなどの影

響は無視しており、ブレーキ装置の制動トルクは遅れも無く理想的に路面に伝わり車両を減速させると仮定している。

3. 3 準定常状態時の解析

式(1)~(3)は非線形連立微分方程式であり、理論的な厳密解を得ることはできない。そこで、通常には数値積分を用いて近似解を求める。しかし、前後加速度が無視できるほど小さいと仮定した準定常を前提として、操舵角を固定した制動旋回から微小操舵する場合、状態変数の摂動を考慮して式の線形化を図ることにより、理論的に解くことが可能になる⁽¹²⁾⁽¹³⁾。これは周波数応答を計算する場合に有効である。

制動旋回からステアリングを微小操舵する場合の車両の応答性と安定性を調べる。準定常を前提にするために式(1)は省略できる。状態変数の摂動を考慮して式(2), (3)の線形化を図る。各変数の変動分は定常旋回の変数値に比べて小さいとして、その1次成分までを考慮する。摂動分は Δ を付して表し、線形化された運動方程式をラプラス変換してまとめると、

$$\begin{bmatrix} \bar{M}v + \xi/v & \bar{M}vs + \xi \\ Is + \bar{d}_wv + \eta/v & \bar{d}_wvs + \xi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta r \\ \Delta \beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{1\beta} & F_{2\beta} \\ aF_{1\beta} & -bF_{2\beta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \delta_1 \\ \Delta \delta_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_u \\ F_m \end{bmatrix} \quad (10)$$

となる。 s に関する係数と定数項は、車両諸元、タイヤ、制動力特性および定常旋回時の各変数値によって決まる。

なお、各変数記号は便宜上ラプラス変換後も同じ記号を使用している。

式(10)を展開すると、

$$\left. \begin{aligned} \Delta r &= C_{\varphi 1}(s)F_{1\beta}\Delta\delta_1 + C_{\varphi 2}(s)F_{2\beta}\Delta\delta_2 \\ &\quad + C_{\varphi 3}(s)\Delta\Delta M \\ \Delta \beta &= C_{\beta 1}(s)F_{1\beta}\Delta\delta_1 + C_{\beta 2}(s)F_{2\beta}\Delta\delta_2 \\ &\quad + C_{\beta 3}(s)\Delta\Delta M \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

となる。また、 $\Delta\alpha_y = v(s\Delta\beta + \Delta r)$ の関係より

$$\Delta\alpha_y = C_{a1}(s)F_{1\beta}\Delta\delta_1 + C_{a2}(s)F_{2\beta}\Delta\delta_2 + C_{a3}(s)\Delta\Delta M \quad (12)$$

が得られる。

制御則の式(10), (11)を式(10), (12)に代入して前輪操舵角に対するヨーレイト、車体スリップ角および横加速度の伝達関数を求めると、

$$\left. \begin{aligned} \frac{\Delta r}{\Delta \delta_1} &= \frac{\sum \varphi_{ni}s^i}{\sum \bar{A}_i s^i} \\ \frac{\Delta \beta}{\Delta \delta_1} &= \frac{\sum \beta_{ni}s^i}{\sum \bar{A}_i' s^i} \\ \frac{\Delta \alpha_y}{\Delta \delta_1} &= \frac{\sum a_{ni}s^i}{\sum \bar{A}_i' s^i} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

と有理関数の形になり、操舵による車両運動の周波数応答などが比較的簡単に計算できる。 s^i の各係数や定数項は、まとめて付録に記す。

4. 計算結果と考察

制動力左右差配分と四輪操舵を協調制御する車両(BSC-Brake and Steering Control)と4WSおよび制御無し(2WS)との操舵応答安定性能の比較を行う。

BSCは式(14)と式(15)を組み合わせた制御則を用いフィードバックゲインを $G_e=0.04$, $B_e=-3.0 \times 10^3$ と設定する。4WSは式(14)で $G_e=0$ として操舵角フィードフォワードによる後輪操舵制御則とする。目標のヨーレイト特性は式(13)において定常ゲインを2WSと等しくし、1次遅れ時定数を0.07sec.とする。また、前後輪の制動力配分と左右差配分は一定として、それぞれ $\kappa=0.5$, $\kappa_1=0.5$ とする。

計算では一般的な後輪駆動の小型乗用車の車両諸元値を用いた。

定常円旋回の検討では、タイヤの最大発生摩擦に対する前後力と横力の稼働状況を調べるために、タイヤ力利用効率 η を次のように定義する⁽¹⁴⁾。

$$\eta = \frac{\sqrt{F_{ix}^2 + F_{iy}^2}}{\mu_d W_j} \quad (14)$$

4. 1 制動を伴う定常円旋回

高 μ 路面($\mu_s=1.0$, $\mu_d=0.8$)と低 μ 路面($\mu_s=0.4$, $\mu_d=0.37$)について調べた。旋回半径を100m一定、減速度を高 μ 路面で0.4G、低 μ 路面で0.2Gとした制動旋回で、横加速度を変化させたときのハンドル操舵角、車体スリップ角およびスタビリティファクタ、定常ヨーレイトゲインの変化を図3に示す。4WSとBSCはタイヤ線形領域近傍で定常特性が2WSと同じになるような制御をしているために、横加速度が小さい領域では、車両特性はほぼ同じになる。特に今回計算した領域では、4WSは2WSの特性にほぼ等しくなった。横加速度がさらに大きくなり、タイヤの限界領域に近づくとき有意差が生じてくる。4WSは、戻しハンドル気味になり、高 μ 路面では車体スリップ角もBSCより大きくなる。また、定常ヨーレイト

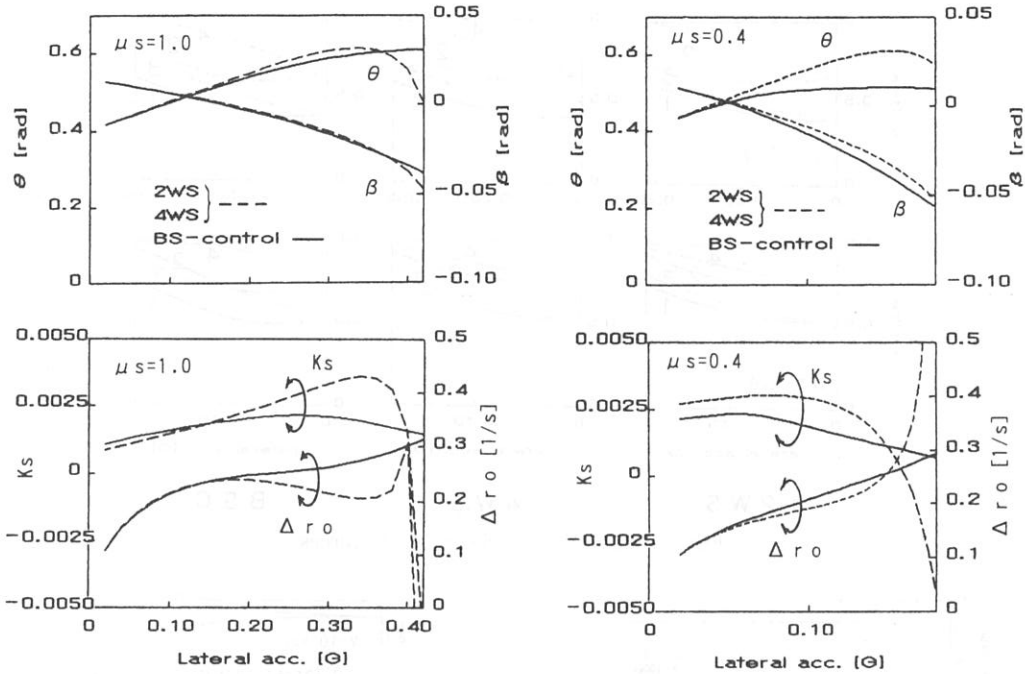


Fig. 3 Circular turning with braking (Constant radius of curvature)

ゲインが急増するためにスタビリティファクタは小さくなり不安定傾向となる。しかし、BSCはハンドル操舵角が横加速度に対して線形的に増えるとともに、スタビリティファクタも緩やかに減少する程度である。低 μ 路面では、車体スリップ角がBSCのほうが4WSよりも若干大きくなるものの、総合的には高 μ 路面の場合よりもBSCの走行性能の良さが顕著にでてくる。

図4は横加速度に対する後輪操舵角と直接ヨーモーメントの大きさを示す。定常状態では、4WSは後輪がほとんど操舵されていない。BSCでは、高 μ 路面の場合、横加速度が0.35G付近までは直接ヨーモーメントがヨーレイトゲインを増す方向に働き、それ以上の横加速度ではヨーレイトゲインを減じる方向に作用している。後輪もフィードバック項分が操舵されているが、その方向は直接ヨーモーメントの作用とは逆方向であることがわかる。

図5はタイヤ力利用効率を示す。図の中でグラフに示された数字は車輪の位置を表す。高 μ 路面では横加速度が0.35G付近まで、また低 μ 路面では0.15G付近までBSCは4WSに比べて内輪側の効率が高いが外輪側は低い。さらに横加速度が大きくなると効率は4輪ともにほぼ同じになる。制御ゲインの調整等により、横加速度が比較的小さい領域での効率改善の余地はありそうである。

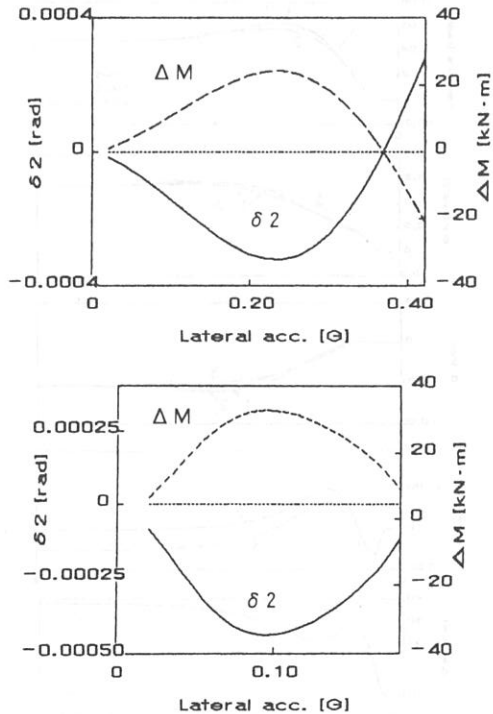


Fig. 4 Rear steering angle and direct yaw moment characteristics

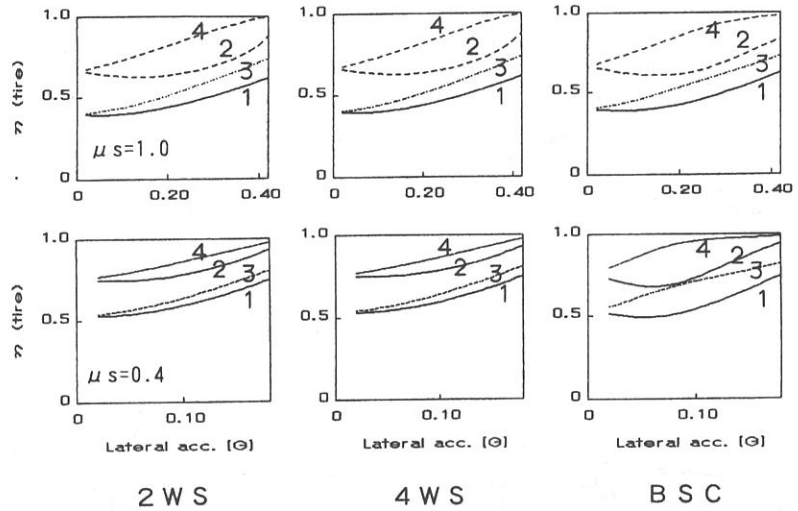


Fig. 5 Operation efficiency of tire forces

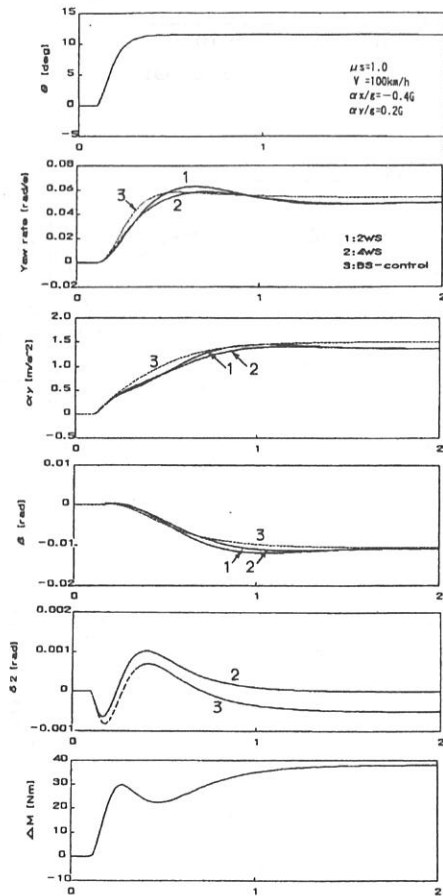


Fig. 6 Step response characteristics

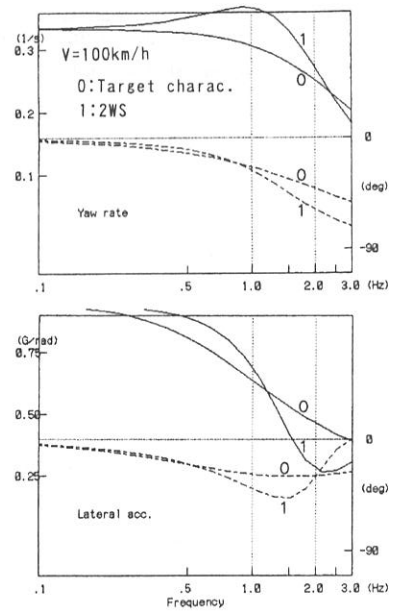


Fig. 7 Frequency response characteristics of control target

4.2 過度操舵応答

制動を伴った円旋回運動から過渡的にステアリング操舵を行った場合の車両運動を調べる。初期状態での車速は100km/hとし、タイヤの非線形性が強い領域での運動特性を把握するために、減速度および横加速度は高μ路面の場合それぞれ0.4G, 0.2G, 低μ路面の場合、0.2G, 0.14Gとした。

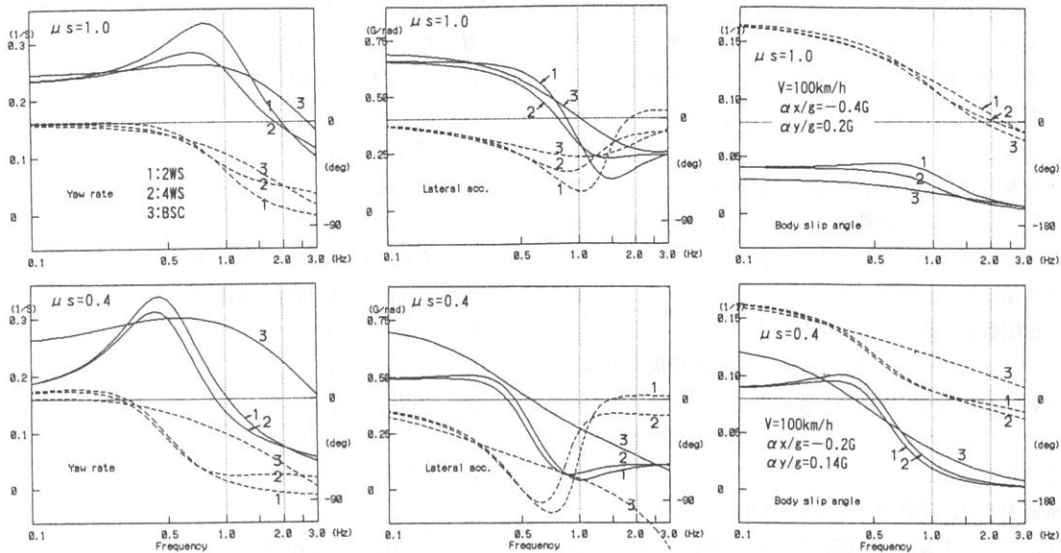


Fig. 8 Frequency response characteristics

図6は高 μ 路面走行時のステップ応答を示す。4WSは2WSに比べて、ヨーレイトや横加速度の立ち上がりが速く、オーバーシュートも少ない。また車体スリップ角も小さい。しかしBSCは、4WSよりもさらに良好な過渡特性を実現している。

図7は比較のためにタイヤ線形領域における2WSの操舵周波数応答特性と4WS、BSCの制御目標のヨーレイト特性を示す。つぎに制動旋回時における車両状態量と制御入力の周波数応答特性を図8、9にそれぞれ示す。図中、実線はゲイン、破線は位相角の特性曲線である。BSCはヨーレイト、横加速度とともに操舵周波数が高くなってもゲインの低下が少なく、ヨーレイトの位相遅れも小さい。また、ゲインの静動比も小さくヨーレイトの減衰性が良いことがわかる。路面 μ の大きさに関わらず、こうした傾向になるが、低 μ 路面走行の場合は顕著である。

以上から操舵応答性・安定性の良さはBSC、4WS、2WSの順になる。制御力左右差配分と四輪操舵との協調制御を適用した車両は操舵応答安定性を改善できることがわかった。

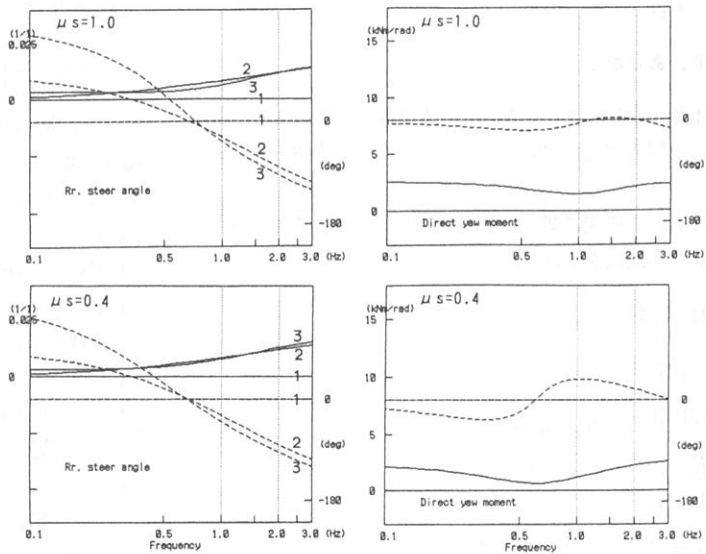


Fig. 9 Frequency response characteristics of rear steering angle and direct yaw moment

5. まとめ

制動力の左右差配分と四輪操舵を協調させて制御する車両について、操縦性・安定性に関する検討結果をまとめると以下のようになる。

- (1) 次の条件を満たす単純な制御則を得た。

- 四輪操舵は操舵角フィードフォワード制御に加えて実ヨーレイトと目標ヨーレイトの差に基づき制御する。操舵角フィードフォワードの制御関数は、あらかじめタイヤ線形領域で目標の車両特性となるように設定する。
- 制動力の左右差により生じる直接ヨーモーメントは実ヨーレイトと目標ヨーレイトの差に基づき、四輪操舵制御を補完するように制御する。
- 四輪操舵と直接ヨーモーメントのフィードバック制御関数は一定とし、調整可能とする。

(2) シミュレーション計算により、(1)の制御則を用いると制動を伴う旋回運動時の操舵応答安定性が向上することがわかった。また、 μ が低い路面でも制御効果があることを確認した。

本研究では、制動力の発生を理想的に取り扱ったが、今後、ブレーキ装置の制御応答遅れを考慮した時の制御効果の確認、タイヤスリップ率などを考慮した精度の高い解析をする必要がある。また操舵力への影響の把握なども課題として残っている。

6. あとがき

本論文を執筆するにあたり、本学大学院生の浅川和秀君には図の作成で協力いただいた。ここに感謝の意を表す。

なお、本研究に関して平成8年度久留米工業大学特別研究費の助成を受けた。

付 録

式(13)において

$$G_0(2WS) = \frac{v}{l(1+K_s v^2)}$$

$$K_s = M(b/c_f - a/c_r)/l^2$$

式(16)において

$$q_0 = \frac{c_f c_r l v - G_0 \{c_f c_r l^2 - M v^2 (a c_f - b c_r)\}}{c_f c_r l v}$$

$$q_1 = \frac{\tau c_f c_r l + a c_f M v - G_0 \{I(c_f + c_r) + M(a^2 c_f + b^2 c_r)\}}{c_f c_r l}$$

$$q_2 = \frac{M v (\tau a c_f - I G_0)}{c_f c_r l}$$

$$p_0 = 1$$

$$p_1 = \frac{b M v + \tau c_f l}{c_f l}$$

$$p_2 = \frac{\tau b M v}{c_f l}$$

式(18)において

$$\bar{M} = M - d_f F_{1w} - d_r F_{2w}$$

$$\bar{d}_w = -a d_f F_{1w} + b d_r F_{2w}$$

$$\xi = a F_{1\beta} - b F_{2\beta}$$

$$\eta = a^2 F_{1\beta} + b^2 F_{2\beta}$$

$$\zeta = F_{1\beta} + F_{2\beta}$$

ただし

$$d_f = (h_f b M / l + K_{\phi_f} m_s h_s / K_{\phi_s}) / t_f$$

$$d_r = (h_r a M / l + K_{\phi_r} m_s h_s / K_{\phi_s}) / t_r$$

$$K_{\phi_s} = K_{\phi} - m_s h_s g$$

$$h_s = h - (h_f b + h_r a) / l$$

$$F_{1\beta} = \left(\frac{\partial F_{1y}}{\partial \beta_1} \right)_0 + \left(\frac{\partial F_{3y}}{\partial \beta_3} \right)_0$$

$$F_{2\beta} = \left(\frac{\partial F_{2y}}{\partial \beta_2} \right)_0 + \left(\frac{\partial F_{4y}}{\partial \beta_4} \right)_0$$

$$F_{1w} = \left(\frac{\partial F_{1y}}{\partial W_1} \right)_0 - \left(\frac{\partial F_{3y}}{\partial W_3} \right)_0$$

$$F_{2w} = \left(\frac{\partial F_{2y}}{\partial W_2} \right)_0 - \left(\frac{\partial F_{4y}}{\partial W_4} \right)_0$$

$$F_u = \frac{k_1}{t_f} \left\{ \left(\frac{\partial F_{1y}}{\partial F_{1x}} \right)_0 - \left(\frac{\partial F_{3y}}{\partial F_{3x}} \right)_0 \right\} + \frac{1-k_1}{t_r} \left\{ \left(\frac{\partial F_{2y}}{\partial F_{2x}} \right)_0 - \left(\frac{\partial F_{4y}}{\partial F_{4x}} \right)_0 \right\}$$

$$F_n = \frac{a k_1}{t_f} \left\{ \left(\frac{\partial F_{1y}}{\partial F_{1x}} \right)_0 - \left(\frac{\partial F_{3y}}{\partial F_{3x}} \right)_0 \right\} - \frac{b(1-k_1)}{t_r} \left\{ \left(\frac{\partial F_{2y}}{\partial F_{2x}} \right)_0 - \left(\frac{\partial F_{4y}}{\partial F_{4x}} \right)_0 \right\} + 1$$

ここで添字 0 は初期状態値を表す。

式(19), (20)において

$$C_{\varphi 1}(s) = (\bar{a}_{11} + a\bar{a}_{21})/|A| = \sum \varphi_{f1} s^i / \sum A_i s^i$$

$$C_{\varphi 2}(s) = (\bar{a}_{11} - b\bar{a}_{21})/|A| = \sum \varphi_{r1} s^i / \sum A_i s^i$$

$$C_{\varphi 3}(s) = (\bar{a}_{11} F_u + \bar{a}_{21} F_m)/|A| = \sum \varphi_{b1} s^i / \sum A_i s^i$$

$$C_{\beta 1}(s) = (\bar{a}_{12} + a\bar{a}_{22})/|A| = \sum \beta_{f1} s^i / \sum A_i s^i$$

$$C_{\beta 2}(s) = (\bar{a}_{12} - b\bar{a}_{22})/|A| = \sum \beta_{r1} s^i / \sum A_i s^i$$

$$C_{\beta 3}(s) = (\bar{a}_{12} F_u + \bar{a}_{22} F_m)/|A| = \sum \beta_{b1} s^i / \sum A_i s^i$$

$$C_{a1}(s) = v \{ s(\bar{a}_{12} + a\bar{a}_{22}) + \bar{a}_{11} + a\bar{a}_{21} \} / |A| = \sum a_{f1} s^i / \sum A_i s^i$$

$$C_{a2}(s) = v \{ s(\bar{a}_{12} - b\bar{a}_{22}) + \bar{a}_{11} - b\bar{a}_{21} \} / |A| = \sum a_{r1} s^i / \sum A_i s^i$$

$$C_{a3}(s) = v \{ s(\bar{a}_{12} F_u + \bar{a}_{22} F_m) + \bar{a}_{11} F_u + \bar{a}_{21} F_m \} / |A| = \sum a_{b1} s^i / \sum A_i s^i$$

ただし

$$|A| = \sum A_i s^i$$

$$A_0 = -\bar{M} l v$$

$$A_1 = -\zeta I - \bar{M} \eta + \xi \bar{d}_w$$

$$A_2 = (\xi^2 - \eta \zeta) / v + (\bar{M} \xi - \bar{\zeta}_w) v$$

行列 A の余因子行列 \bar{A} について、各要素 $\bar{a}_{ij}(s)$ の s^k の係数を \bar{a}_{ijk} とすると

$$\tilde{a}_{111} = \bar{d}_w v, \tilde{a}_{110} = \xi$$

$$\tilde{a}_{211} = -\bar{M}v, \tilde{a}_{210} = -\zeta$$

$$\tilde{a}_{121} = -I, \tilde{a}_{120} = -\eta/v - \bar{d}_w v$$

$$\tilde{a}_{220} = \bar{M}v + \xi/v$$

式(2)において

$$\sum \varphi_{ni} s^i = \sum_{i,j,k} (F_{i\beta} \varphi_{fi} \rho_j \rho_k + F_{2\beta} \varphi_{ri} q_j \rho_k - F_{2\beta} G_e G_0 \varphi_{ri} \rho_j D_k - B_e G_0 \varphi_{bi} \rho_j D_k) s^{i+j+k}$$

$$\sum \bar{A}_i s^i = \sum_{i,j,k} (A_i \rho_j \rho_k - F_{2\beta} G_e \varphi_{ri} \rho_j \rho_k - B_e \varphi_{bi} \rho_j \rho_k) s^{i+j+k}$$

$$\sum \beta_{ni} s^i = \sum_{i,j,k,l} (F_{1\beta} \beta_{fi} \rho_j \rho_k \bar{A}_l + F_{2\beta} \beta_{ri} q_j \rho_k \bar{A}_l - F_{2\beta} G_e G_0 \beta_{ri} \rho_j D_k \bar{A}_l - B_e G_0 \beta_{bi} \rho_j D_k \bar{A}_l + F_{2\beta} G_e \beta_{ri} \rho_j \rho_k \varphi_{nl} + B_e \beta_{bi} \rho_j \rho_k \varphi_{nl}) s^{i+j+k+l}$$

$$\sum A_i' s^i = \sum_{i,j,k,l} A_i \rho_j \rho_k \bar{A}_l$$

$$\sum \alpha_{ni} s^i = \sum_{i,j,k,l} (F_{1\beta} \alpha_{fi} \rho_j \rho_k \bar{A}_l + F_{2\beta} \alpha_{ri} q_j \rho_k \bar{A}_l - F_{2\beta} G_e G_0 \alpha_{ri} \rho_j D_k \bar{A}_l - B_e G_0 \alpha_{bi} \rho_j D_k \bar{A}_l + F_{2\beta} G_e \alpha_{ri} \rho_j \rho_k \varphi_{nl} + B_e \alpha_{bi} \rho_j \rho_k \varphi_{nl}) s^{i+j+k+l}$$

ただし

$$\rho_{01} = \tau, \rho_{00} = 1$$

D_k は計算時に用いるダミー関数で

$$D_1 = 0, D_0 = 1 \text{ とする。}$$

文 献

(1) 森山・ほか 1 名, 自動車技術会学術講演会前刷集,

9539031, Vol.954 (1995-9), 109-112
 (2) 名切・ほか 3 名, 自動車技術会学術講演会前刷集, 9633306, Vol.962 (1995-5), 161-164
 (3) 井上・ほか 3 名, 自動車技術会学術講演会前刷集, 921035, Vol.921 (1992-5), 139-142
 (4) 安井・ほか 3 名, 自動車技術会学術講演会前刷集, 9539103, Vol.954 (1995-9), 137-140
 (5) 土居・ほか 2 名, 自動車技術会学術講演会前刷集, 9539112, Vol.954 (1995-9), 141-144
 (6) 小野・ほか 2 名, 自動車技術会学術講演会前刷集, 9539121, Vol.954 (1995-9), 145-148
 (7) 小野・ほか 1 名, 計測自動制御学会論文集, 30-4, 1994, 443-451
 (8) 平野・ほか 1 名, 日本機械学会論文集, 62-597, C (1996), 105-110
 (9) 古川, 自動車技術, 49-8, 1995, 148-152
 (10) 酒井, 自動車技術, 30-11, 1976, 968-972
 (11) 井上・ほか 1 名, 日産技報論文集, 1993, 13-19
 (12) 森, 日本機械学会論文集, 60-577, C (1994), 208-214
 (13) K. Mori, JSME Int. Journal, 39-1, 1996, 58-66
 (14) 森, 日本機械学会論文集, 59-560, C (1993), 112-117