

# 前後輪の姿勢角を能動制御する 車両の運動性能解析

(第1報：ステア角とキャンバ角の協調制御則)

森 和典\*

## Numerical Analysis of Vehicle Dynamics through Active Attitude Control of Front and Rear Wheels

(1st Report: Cooperative Control Rule of Steer Angles  
and Camber Angles)

Kazunori MORI\*

### Abstract

A new active control method for the attitude angles of wheels is proposed to improve the maneuverability and stability of automobiles. It is expected that a system for controlling not only the steer angles of the front and rear wheels but also their camber angles will make it possible to provide enhanced vehicle dynamics mainly due to the effect of camber thrust force, particularly during as under cornering behavior with relatively large lateral acceleration. According to theoretical analysis and computer simulation, it can be confirmed that the attitude control system of tire-wheels which uses combined methods of feedforward and feedback controls corresponding to various running conditions can realize the intended vehicle response characteristics in wider maneuvering ranges of lateral acceleration than four-wheel-steering systems depending on steer angle control only.

### 1. はじめに

自動車の安全性への要求が高まる中で四輪操舵(4WS)、アクティブサスペンションなど車両運動面から予防安全性に寄与するシャシ制御システムの研究開発が盛んに進められている。現在では、タイヤに働く前後、上下、左右の3軸方向の力を能動的に制御して運動性能の向上を図ることも可能になってきた<sup>(1)~(3)</sup>。

タイヤに作用する力のうち、横力であるコーナリングフォースやキャンバスラストの制御に関しては、従来からサスペンション機構において、旋回運動中に車体がロールすることを利用してタイヤのステア角<sup>(4)</sup>やキャン

バ角<sup>(5)</sup>などのホイールアライメントを変化させたり、横方向力によるサスペンションの弾性変形で生じるステア角変化などを利用して車両の操縦性・安定性の改善を図ることが行われてきた<sup>(6)</sup>。高速度域での操安性向上を目的とした4WSは、こうしたサスペンション機構による受動的なステア角制御の概念を発展させたものとも考えられる<sup>(7)</sup>。通常走行時のような、タイヤスリップ角が比較的小さい領域での操安性向上に4WSは大きな効果を発揮する。しかし、大きな横加速度を伴う旋回運動時のように、タイヤスリップ角が大きく、タイヤ特性が非線形となる領域ではコーナリングフォースが飽和状態に近づくため性能向上代は少なくなる<sup>(8)</sup>。そこで、ステア角に加え

\*交通機械工学科

平成6年8月19日受理

てタイヤのキャンバ角をも積極的に制御すれば、旋回運動時における操舵応答性をさらに向上できる可能性がある。

本研究では、前後輪タイヤのステア角とキャンバ角の両方を協調させてアクティブ制御する一制御手法を提案するとともに、このタイヤ姿勢角制御により車両の操縦性・安定性向上が図れることを解析・計算により明らかにする。また、その計算結果を報告する。

## 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。

$C_i$  : 等価コーナリングパワー {51.6, 96.9kN/rad}

$F_{jy}$  : タイヤ横力

$I_z$  : ヨー慣性モーメント {240kgm<sup>2</sup>}

$K_i$  : 等価キャンバスティフネス {6.7, 12.6kN/rad}

$K_\phi$  : 全ロール剛性

$K_{\phi i}$  : 前・後ロール剛性 {38.32kNm/rad}

$M$  : 車両質量 {1500kg}

$N$  : ステアリングO.A.ギヤ比 {15.4}

$W_j, w_i, w_{iy}$  : 輪荷重, 前・後軸重, 左右輪荷重移動量

$a, b$  : 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}

$h_i, h_s$  : ロールセンタ高さ, ロールモーメントアーム長

$l$  : ホイールベース

$m_s$  : パネ上質量 {1300kg}

$r$  : ヨーレイト

$s$  : ラプラス記号

$t$  : 時間

$t_i$  : トレッド {1.45, 1.45m}

$v$  : 車速

$\alpha_y$  : 横加速度

$\beta, \beta_i$  : 車体横すべり角, タイヤスリップ角

$\gamma_i$  : タイヤキャンバ角 (対地)

$\delta_o$  : ハンドル操作分のタイヤ実舵角  $\delta_o = \theta/N$

$\delta_{ci}, \delta_i$  : 前・後輪制御舵角, タイヤ実舵角

$\delta_i$  :  $\delta_i = \delta_o + \delta_{ci}$

$\theta$  : ハンドル操舵角

$\phi$  : ヨー角

$\mu$  : 路面摩擦係数 {1.0}

添字  $j$  : 1-右前輪, 2-右後輪, 3-左前輪, 4-左後輪

添字  $i$  :  $f$ -前輪,  $r$ -後輪

## 3. 基礎理論

### 3.1 運動方程式

タイヤ姿勢角が車両の運動に及ぼす影響を把握しやすくするために、解析は図1に示すような平面2自由度モデルで行う。車両が一定車速  $v$  で走行しているとき、次の運動方程式が成立する<sup>(9)</sup>。

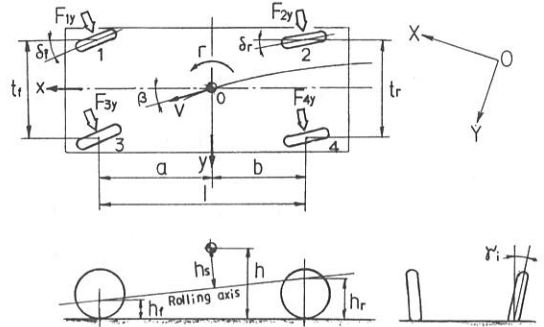


図1 車両モデル

$$Mv(\dot{\beta} + r) = \sum_{j=1}^4 F_{jy} \quad (1)$$

$$I_z \dot{r} = a(F_{1y} + F_{3y}) - b(F_{2y} + F_{4y}) \quad (2)$$

タイヤのスリップ角は

$$\left. \begin{aligned} \beta_f &= \delta_f - \beta - \frac{ar}{v} \\ \beta_r &= \delta_r - \beta + \frac{br}{v} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

ここで

$$\left. \begin{aligned} \delta_f &= \delta_i = \delta_o + \delta_{ci} \\ \delta_r &= \delta_{cr} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

各輪の横力は、タイヤのスリップ角、対地キャンバ角  $\gamma_i$  および上下方向荷重  $W_j$  の関数であり、コーナリングフォース  $F_c$  とキャンバスラスト  $F_a$  との単純加算の形で表わされるとすると

$$F_{jy}(\beta_i, \gamma_i, W_j) = F_c(\beta_i, W_j) - F_a(\gamma_i, W_j) \quad (5.a)$$

上式では解析を容易にするために左右輪のタイヤの姿勢角は等しいとおく。

次に、本解析のタイヤのコーナリング特性式は、一般的によく知られた Fiala の式を基本にして、タイヤ姿勢角  $\beta_i, \gamma_i$  の符号を考え合わせるとともに、タイヤ力が飽和状態で一定値となるようにした以下の式を用いる<sup>(10)</sup>。

$$\left. \begin{aligned} F_c(\beta_i, W_j) &= |\psi_j| / |\psi_j + \mu W_j| \quad (|\psi_j| > 3) \\ &= (\psi_j - |\psi_j| \psi_j / 3 + \psi_j^3 / 27) \cdot \mu W_j \quad (|\psi_j| \leq 3) \end{aligned} \right\}$$

(5. b)

ただし、 $\phi_j = K_c \tan \beta_i / \mu W_j$ ,  $\mu$ : 路面摩擦係数,  $K_c$ : コーナリングパワー。

$F_a(\gamma_i, W_j)$  についても式(5. b)中の  $K_c$ ,  $\beta_i$  をそれぞれ  $K_a$ : キャンバスティフネス,  $\gamma_i$  に置換した式を採用する。

輪荷重  $W_j$  は、横加速度  $\alpha_y = v(\dot{\beta} + r)$  による静的な左右輪間の荷重移動のみを考慮する。前後輪での左右輪荷重移動量を  $w_{iy}$  とすると、車両横方向およびロール軸回りのモーメントの釣り合いから

$$\left. \begin{aligned} w_{fy} &= \left[ \frac{h_f b M}{\ell} + \frac{K_{\phi_f} m_s h_s}{K_{\phi}} \right] \frac{\alpha_y}{l_f} \\ w_{ry} &= \left[ \frac{h_r b M}{\ell} + \frac{K_{\phi_r} m_s h_s}{K_{\phi}} \right] \frac{\alpha_y}{l_r} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

が導かれる。

したがって各輪の上下荷重は次のように定まる。

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

となる。

以上によりタイヤの姿勢角  $\delta_i, \gamma_i$  を決定すれば、式(1)~(7)により車両の運動を明らかにすることができる。

### 3. 2 タイヤの姿勢角制御則

前、後輪を協調させて操舵制御をすればヨーレイトと横加速度(または車体スリップ角)を自在に制御できるが、ここでは、前後輪の姿勢角制御により、タイヤ特性が線形の領域でステアリング操舵に対するヨーレイト特性を一次遅れ系とし、ヨー運動中心<sup>(11)~(12)</sup>を所定の位置にする制御則を導出する。

車両の目標特性をラプラス変換した形で表わすと次のようになる。但し、便宜上変数記号はラプラス変換後も同じ記号を使うことにする。

$$\frac{r(s)}{\theta(s)} = \frac{G_r}{1 + T_r s} \quad (8)$$

$$\beta(s) = \frac{e r(s)}{v} \quad (9)$$

ここで、 $G_r$ : 目標ヨーレイト定常ゲイン,  $T_r$ : 目標一次遅れ系時定数,  $e$ : 目標のヨー運動中心<sup>(11)</sup>~重心間距離を表わす。

また、前後輪の等価コーナリングパワーを  $C_f, C_r$ , 等価キャンバスティフネスを  $K_f, K_r$  とすれば、前後輪の横力は

$$\left. \begin{aligned} F_r &= 2C_f \beta_f - 2K_f \gamma_f \\ F_r &= 2C_r \beta_r - 2K_r \gamma_r \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

で与えられる。そこで、姿勢角制御則を、ステア角制御は、ステアリング操舵フィードフォワード比例とヨーレイトフィードバック制御の組み合わせとし、一方キャンバ角制御は、タイヤスリップ角によるフィードバック制御とする場合を考えると

$$\delta_f = \delta_0 + (R_1 - 1)\delta_0 + r_1 r \quad (11. a)$$

$$\delta_r = R_2 \delta_0 + r_2 r \quad (11. b)$$

$$\gamma_f = -k_1 \beta_f \quad (11. c)$$

$$\gamma_r = -k_2 \beta_r \quad (11. d)$$

と表わすことができる。ただし、 $R_{1,2}, r_{1,2}$ : ステア角制御ゲイン,  $k_{1,2}$ : 調整可能なキャンバ角制御ゲインである。

式(1)~(4)および式(8)~(11)により  $R_{1,2}, r_{1,2}$  に関する連立方程式が得られ、これを解くと次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= \frac{NG_r(Meb + I_z)}{2IC_f T_r} \\ R_2 &= \frac{NG_r(Mea - I_z)}{2IC_r T_r} \\ r_1 &= \frac{1}{2\ell C_f} \left\{ \frac{Mbv^2 + 2\ell C_f(e+a)}{v} - \frac{Meb + I_z}{T_r} \right\} \\ r_2 &= \frac{1}{2\ell C_r} \left\{ \frac{Mav^2 + 2\ell C_r(e-b)}{v} - \frac{Mea - I_z}{T_r} \right\} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

ただし

$$C_f = C_f + k_1 K_f \quad C_r = C_r + k_2 K_r$$

こうして、目標特性によりステア角制御ゲインが与えられるため、タイヤの姿勢角制御則が確定する。

### 3. 3 操舵応答伝達関数

横加速度を伴う旋回運動時における車両の操舵応答性・安定性について検討するため、文献(1)で示された方法にしたがい定常旋回運動状態から摂動を考え運動方程式を近似的に線形化を図ることにより、ステアリング操舵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<sup>(13)</sup>。

横加速度が<sup>3</sup>  $\alpha_{y0}$  となる定常円旋回 ( $r = \dot{\beta} = 0$ ) において、前後輪タイヤに働く横力と車両に働く遠心力の釣り合いを考えると、式(5. a)から

$$\left. \begin{aligned} F_c(\beta_{f0}, W_{10}) - F_a(\gamma_{f0}, W_{10}) + F_c(\beta_{f0}, W_{30}) \\ - F_a(\beta_{f0}, W_{30}) = bM\alpha_{y0}/\ell \\ F_c(\beta_{r0}, W_{20}) - F_a(\gamma_{r0}, W_{20}) + F_c(\beta_{r0}, W_{40}) \\ - F_a(\beta_{r0}, W_{40}) = bM\alpha_{y0}/\ell \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

の2つの式が得られる。なお、変数記号の添字0は定常

値を示している。式(13)は、式(1)~(7)および制御則の式(11)からタイヤスリップ角  $\beta_{r0}$ ,  $\beta_{r0}$  の非線形連立方程式になる。これは逐次近似計算法を用いて容易に近似解を得ることができる。したがってステアリング操舵による前輪舵角  $\delta_{00}$  と車体横すべり角  $\beta_0$  は式(3)により

$$\delta_{00} = \frac{1}{R_1 - R_2} \left\{ \beta_{r0} - \beta_{r0} + \left( \frac{1}{v} - r_1 + r_2 \right) r_0 \right\} \quad (14)$$

$$\beta_0 = R_1 \delta_{00} + \left( r_1 - \frac{a}{v} \right) r_0 - \beta_{r0} \quad (15)$$

と求められる。

$\delta_{00}$  と  $\beta_0$  が解ければ定常円旋回時における各変数の定常値は全て求められることになる。

次に、定常状態から過渡的にステアリングを微小操舵した時の状態変数の変動を調べる。運動方程式をラプラス変換してまとめると

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} \bar{M}v + \frac{\xi_3}{v} & \bar{M}vS + \xi_3 \\ I_z + \frac{\eta_3}{v} + \bar{d}_w v & \bar{d}_w vS + \xi_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta r(s) \\ \Delta \beta(s) \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} F_{c\beta f} & F_{c\beta r} \\ aF_{c\beta f} & -bF_{c\beta r} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \delta_f(s) \\ \Delta \delta_r(s) \end{bmatrix} \\ & \quad - \begin{bmatrix} F_{c\gamma f} & F_{c\gamma r} \\ aF_{c\gamma f} & -bF_{c\gamma r} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \gamma_f(s) \\ \Delta \gamma_r(s) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (16)$$

となる。ここで

$$\begin{aligned} \bar{M} &= M - d_{wf} - d_{wr} \\ \bar{d}_w &= b d_{wr} - a d_{wf} \\ d_{wf} &= \frac{F_{cwf} - F_{awf}}{t_f} \left[ \frac{h_f b M}{\ell} + \frac{K_{\phi} m_s h_s}{K_{\phi}} \right] \\ d_{wr} &= \frac{F_{cwr} - F_{awr}}{t_r} \left[ \frac{h_r a M}{\ell} + \frac{K_{\phi} m_s h_s}{K_{\phi}} \right] \\ \xi_3 &= a F_{c\beta f} - b F_{c\beta r} \\ \eta_3 &= a^2 F_{c\beta f} + b^2 F_{c\beta r} \\ \xi_3 &= F_{c\beta f} + F_{c\beta r} \end{aligned}$$

ただしタイヤの特性に関する係数  $F_{c\beta i}$ ,  $F_{cwi}$ ,  $F_{a\gamma i}$ ,  $F_{awi}$  は式(4, 21)内で示された係数と同じである。

左辺の  $2 \times 2$  行列を  $B(s)$  とし、 $B$  の余因子行列を  $\tilde{B}(s)$ 、この  $\tilde{B}(s)$  における第  $(i, j)$  余因子を  $\tilde{b}_{ij}(s)$  で表わすと

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} \Delta r(s) \\ \Delta \beta(s) \end{bmatrix} = \frac{1}{|B(s)|} \begin{bmatrix} \tilde{b}_{21}(s) & \tilde{b}_{11}(s) \\ \tilde{b}_{12}(s) & \tilde{b}_{22}(s) \end{bmatrix} \\ & \quad \times \left\{ \begin{bmatrix} F_{c\beta f} & F_{c\beta r} \\ aF_{c\beta f} & -bF_{c\beta r} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \delta_f(s) \\ \Delta \delta_r(s) \end{bmatrix} \right. \\ & \quad \left. - \begin{bmatrix} F_{a\gamma f} & F_{a\gamma r} \\ aF_{a\gamma f} & -bF_{a\gamma r} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \gamma_f(s) \\ \Delta \gamma_r(s) \end{bmatrix} \right\} \end{aligned} \quad (17)$$

ただし

$$|B| = \sum B_i s^i \text{ とすると}$$

$$B_2 = -\bar{M}I_z v$$

$$B_1 = -I_z \xi_3 - \bar{M}\eta_3 + \bar{d}_w \xi_3$$

$$B_0 = \frac{\xi_3^2 - \eta_3 \xi_3}{v} + (\bar{M}\xi_3 - \bar{d}_w \xi_3) v$$

また

$$\tilde{b}_{11}(s) = \bar{d}_w v S + \xi_3$$

$$\tilde{b}_{12}(s) = -I_z S - \frac{\eta_3}{v} - \bar{d}_w v$$

$$\tilde{b}_{21}(s) = -\bar{M}v S - \xi_3$$

$$\tilde{b}_{22}(s) = \bar{M}v + \frac{\xi_3}{v}$$

式(17)を変形すると

$$\begin{bmatrix} \Delta r(s) \\ \Delta \beta(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{\phi 1}(s) & C_{\phi 2}(s) \\ C_{\phi 3}(s) & C_{\phi 4}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{c\beta f} \Delta \delta_f(s) - F_{a\gamma f} \Delta \gamma_f(s) \\ F_{c\beta r} \Delta \delta_r(s) - F_{a\gamma r} \Delta \gamma_r(s) \end{bmatrix} \quad (18, a)$$

$s$  の関数は

$$\begin{aligned} C_{\phi 1}(s) &= \frac{\tilde{b}_{11}(s) + a \tilde{b}_{21}(s)}{|B(s)|} \\ C_{\phi 2}(s) &= \frac{\tilde{b}_{11}(s) - b \tilde{b}_{21}(s)}{|B(s)|} \\ C_{\phi 3}(s) &= \frac{\tilde{b}_{12}(s) + b \tilde{b}_{22}(s)}{|B(s)|} \\ C_{\phi 4}(s) &= \frac{\tilde{b}_{12}(s) - b \tilde{b}_{22}(s)}{|B(s)|} \end{aligned} \quad (18, b)$$

そこで式(1)から導かれるタイヤ姿勢制御角の変動分を上式に代入して伝達関数を求めると、以下の式で表わされる。

$$\frac{\Delta r(s)}{\Delta \delta_0(s)} = \frac{Q_2(s)}{Q_1(s)} \quad (19)$$

$$\frac{\Delta \beta(s)}{\Delta \delta_0(s)} = \frac{Q_3(s)}{Q_1(s)} \quad (20)$$

$$\frac{\Delta \alpha_y(s)}{\Delta \delta_0(s)} = \frac{v \{ s Q_3(s) + Q_2(s) \}}{Q_1(s)} \quad (21)$$

ここで

$$\begin{aligned} Q_1(s) &= 1 - K_a C_{\phi 1}(s) - K_b C_{\phi 2}(s) \\ & \quad + F_{n1} C_{\beta 1}(s) + F_{n2} C_{\beta 2}(s) \\ & \quad + K_x C_{\phi 2}(s) C_{\beta 1}(s) - K_x C_{\phi 1}(s) C_{\beta 2}(s) \\ Q_2(s) &= R_1 F_{m1} C_{\phi 1}(s) + R_2 F_{m2} C_{\phi 2}(s) \\ & \quad + K_y C_{\phi 1}(s) C_{\beta 2}(s) - K_y C_{\phi 2}(s) C_{\beta 1}(s) \\ Q_3(s) &= R_1 F_{m1} C_{\beta 1}(s) + R_2 F_{m2} C_{\beta 2}(s) \\ & \quad + K_z C_{\phi 1}(s) C_{\beta 2}(s) - K_z C_{\phi 2}(s) C_{\beta 1}(s) \end{aligned}$$

各係数は

$$K_a = r_1 F_{m1} - F_{n1} a / v$$

$$\begin{aligned}
 K_b &= r_2 F_{m2} + F_{n2} b / v \\
 K_x &= F_{n2} K_1 - F_{n1} K_b \\
 K_y &= R_1 F_{n2} F_{m1} - R_2 F_{n1} F_{m2} \\
 K_z &= R_1 K_b F_{m1} - R_2 K_a F_{m2} \\
 F_{n1} &= k_1 F_{aTf} \quad F_{n2} = k_2 F_{aTr} \\
 F_{m1} &= F_{cBf} + F_{n1} \quad F_{m2} = F_{cBr} + F_{n2}
 \end{aligned}$$

式(19~21)の伝達関数は有理関数だから、操舵による周波数応答特性などを解析的に検討することが可能になる。

#### 4. 解析・計算結果

4.1 円旋回運動時における操舵応答安定性  
 タイヤの姿勢角制御（以下ACT: Attitude Control of Tire-wheelsと記す）とステア角制御のみの4WS、および2WSの操安性能をシミュレーション計算により比較

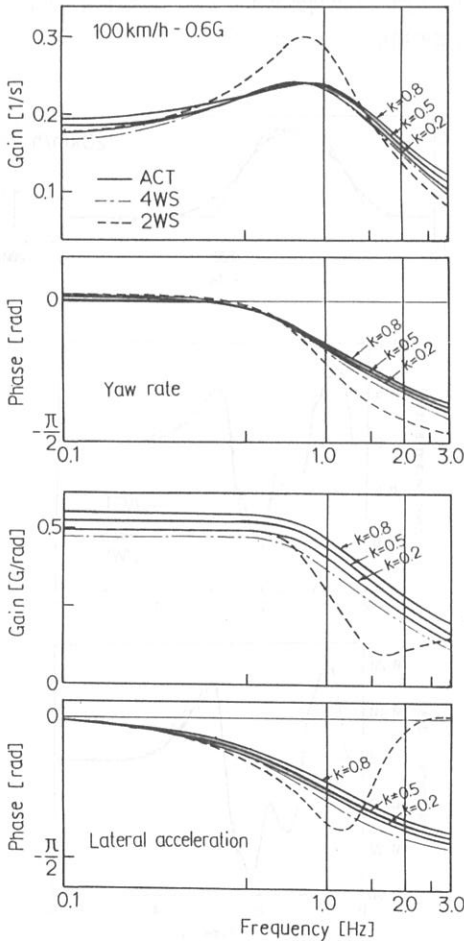


図2 周波数応答

する。ACTの制御則は式(1)を用い、一方4WSは同式において $k=k_1=k_2=0$ を代入した制御則を使用した。また、目標特性は、比較を容易にするために $G_r$ を2WSの定常ヨーレイトゲイン値とし、さらに $T_r=0.07\text{sec.}$ 、 $e=0\text{m}$ とした。なお、計算では一般的な小型乗用車の車両諸元値を用いた。

図2は、車速100km/h、定常横加速度 $a_0/g=0.6\text{G}$ 時のステアリング操舵に対するヨーレイトと横加速度の周波数応答特性を示す。ここでは、ACTの制御ゲイン $k$ を0.2, 0.5, 0.8と変化させた場合の特性も計算した。ACTは、2WS, 4WSに比べ、ヨーレイト、横G共に操舵周波数の増加に伴うゲインの低下が少なく、位相遅れも小さ

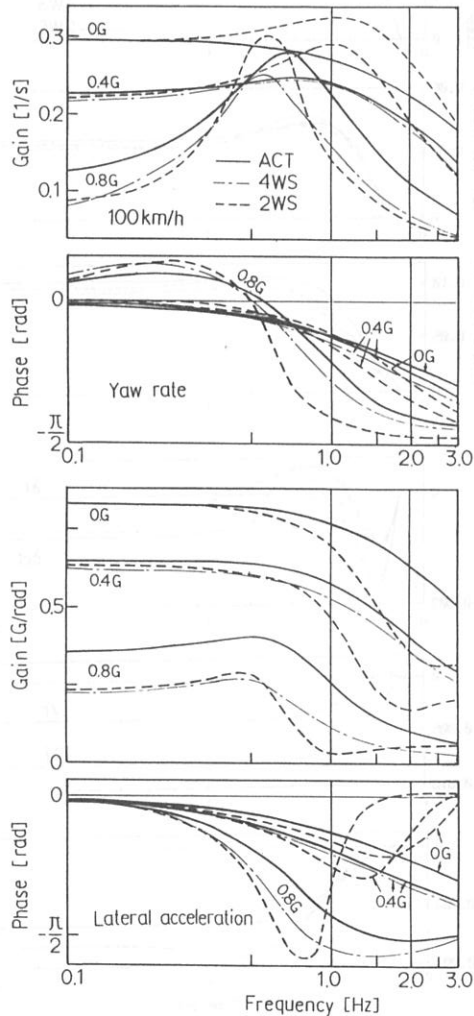


図3 定常横Gに対する周波数応答の変化

い。操舵応答性の良さは、ACT ( $k=0.8, 0.5, 0.2$ ), 4WS, 2WS の順になる。特に使用頻度の高い操舵周波数 1Hz 近傍でその差が顕著に表われている。また、 $k$  を大きくすると全周波数領域でヨーレイト、横  $G$  のゲインを増加させ、位相遅れを小さくできる。ただし、 $k$  を過大にするとキャンバ角の制御量が実用的な大きさではなくなる上に、舵の効き過ぎ等の問題も生じる可能性がある。そのため以後の計算では、現実的な値と思われる  $k=0.5$  として検討を行なった。

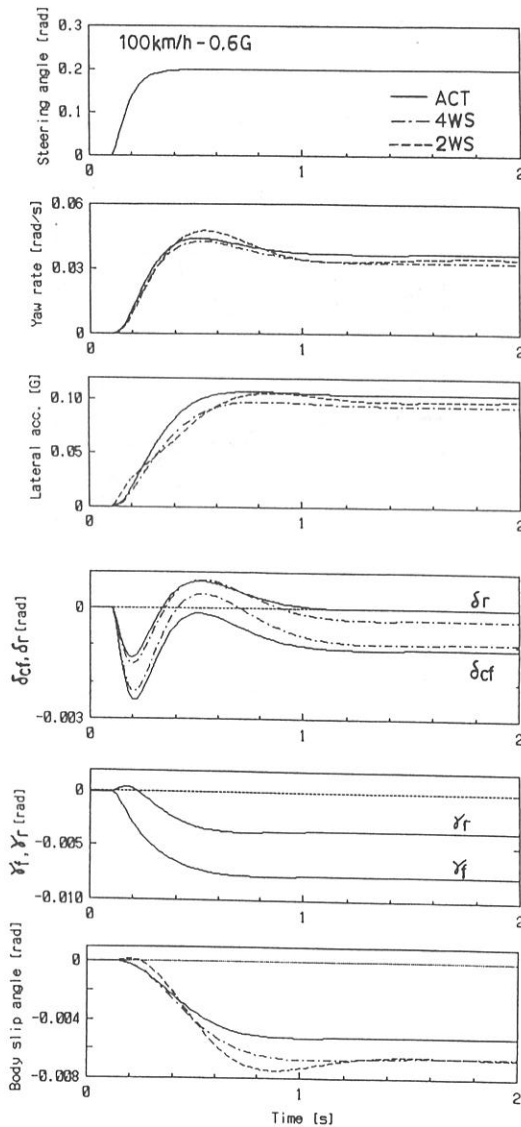


図4 ステップ応答

定常横加速度をパラメータとした場合の周波数応答特性を図3に示す。横加速度が大きい領域では、2WSは、ゲインの静動比が大きくなり、減衰性が悪く不安定に近い状態になるが、ACTは、減衰性の低下を抑制するなど、操舵応答安定性を改善できる。横加速度が大きくなるほど、キャンバ角制御の効果によりACTは、4WSに比べて、操舵応答安定性の向上度が大きくなる。

図4はステップ応答を示す。ACTは、ヨーレイトや横  $G$  の立ち上がりも早く、オーバーシュート量も少ない。また、車体スリップ角の変化も少ないなど応答性・安定性が良い。

#### 4.2 閉ループ応答特性

人間—自動車系のクローズド・ループ応答を調べるため、直接数値積分(Runge-Kutta法)を用いてダブルレーンチェンジのシミュレーション計算をおこなった。計算では、人間の車両制御動作モデルとして1次予測による前方誤差補正モデルを用いた。

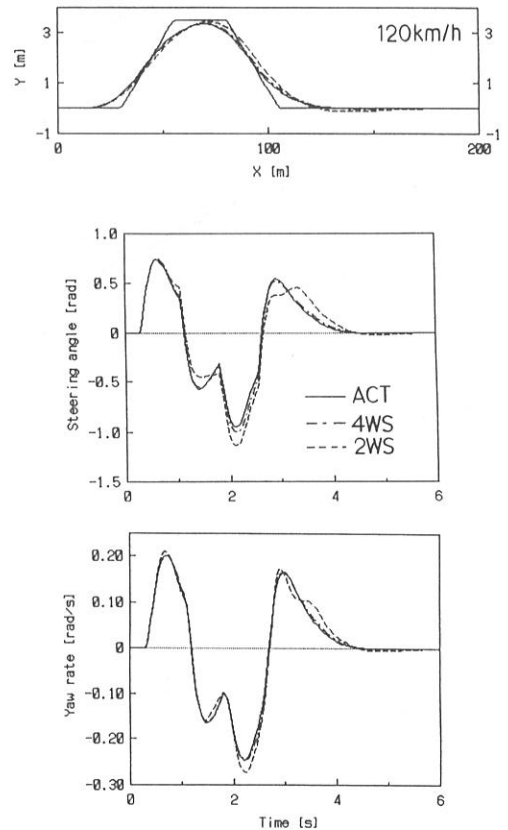


図5-1 車線変更

運動する車両の重心点軌跡を路面固定座標系の  $(X, Y)$  で表わすとき、 $X$ - $Y$  座標と車両固定座標系の  $x$ - $y$  座標間との関係は

$$\left. \begin{aligned} \frac{dX}{dt} &= v \cos(\beta + \phi) \\ \frac{dY}{dt} &= v \sin(\beta + \phi) \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

となる。したがって重心点の軌跡は

$$\left. \begin{aligned} X &= X_0 + \int_0^t v \cos(\beta + \phi) dt \\ Y &= Y_0 + \int_0^t v \sin(\beta + \phi) dt \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

で与えられる。ただし、

$$\phi = \phi_0 + \int_0^t r dt \quad (25)$$

であり、 $X_0, Y_0, \phi_0$  は初期値、 $t$  は任意の時間を表わす。

図5は計算結果である。ACTは、無理なく安定した操舵ができて、ステアリング操舵量も少なくすむ。また、 $\beta$ - $r$  線図から、車両は $\beta, r$  が小さく無駄な動きが少ないことがわかる。計算では比較的大きな横加速度が発生するように走行条件を設定しており、事故回避のための緊急な運転操作時にも車両は応答よく、安定した挙動を示すものと考えられる。

### 5. まとめ

前後輪タイヤの姿勢角を制御する車両の操縦性・安定性に関する検討をまとめると、次のようになる。

- (1) タイヤのステア角とキャンバ角を協調制御する車両の操舵応答性・安定性を解析するため、旋回運動時の横加速度による左右輪荷重移動量を考慮した簡易な理論モデルを作成した。
- (2) タイヤ特性を線形とした場合、ステアリング操舵角に対するヨーレイト特性を適切な1次遅れ系とし、車体の動的横すべり角が零となる位置を所期位置にできるタイヤ姿勢角制御則が得られた。
- (3) (2)の制御則により前後輪操舵に加えて対地キャンバ角も能動制御すると、前後輪操舵制御のみの場合より

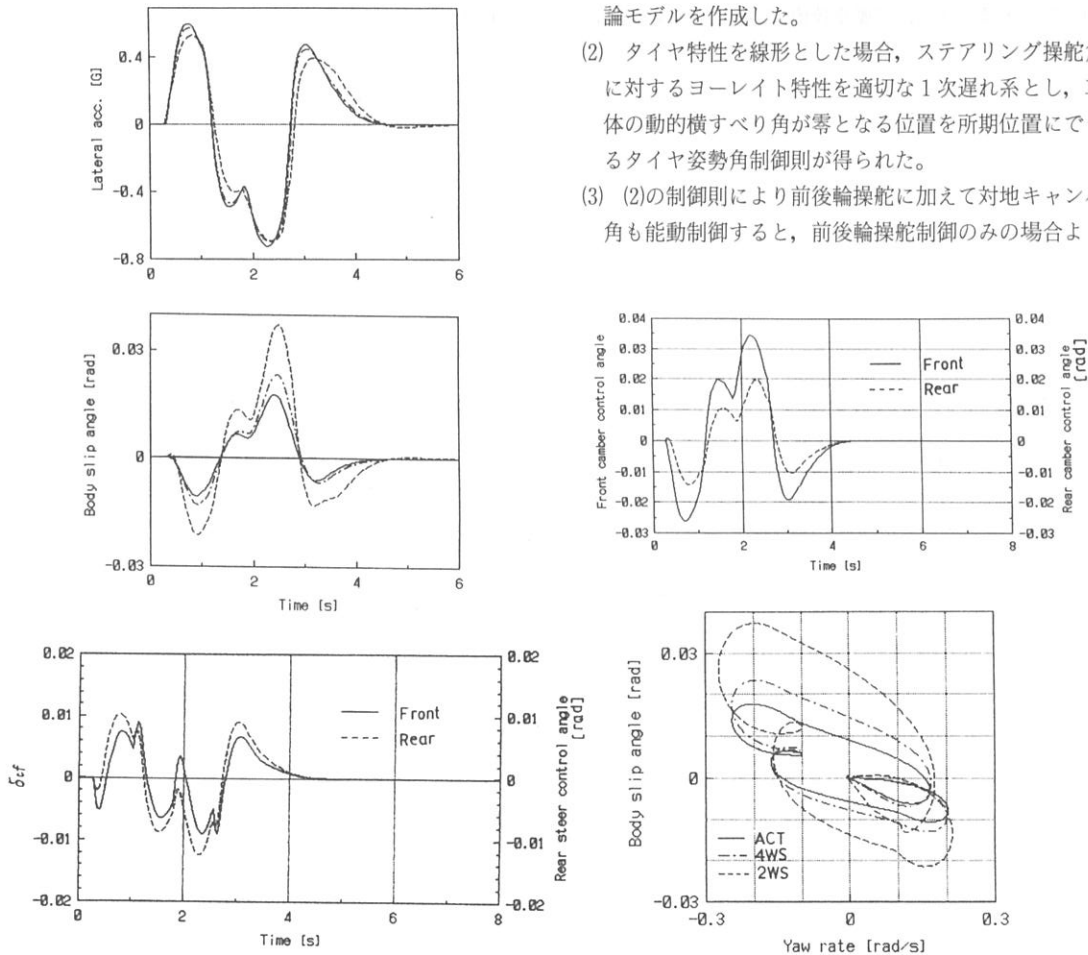


図5-2 車線変更

も幅広い運動走行領域で車両の操縦性・安定性が向上する。特に、大きな横加速度を伴う旋回運動時の操舵応答性の改善に効果がある。

本研究は、タイヤ姿勢角制御による車両の運動性能向上の可能性を理論的に追求したものである。将来の実用化を念頭に置いたとき、解析面を取り上げても、タイヤのスリップ角、キャンバ角が大きい領域でのコーナリングフォースとキャンバスラストとの関連性について実験および理論による正確な把握、制動駆動力を伴う場合のタイヤ姿勢角制御の有効性、ステアリング操舵感への影響、制御用アクチュエータの消費エネルギー量を考慮した制御則の検討など、解決されるべき課題はまだ多い。

#### 文 献

- (1) 福島・ほか4名, 自動車技術, 44-3 (1990), 29.
- (2) 井上・ほか4名, 自動車技術会学術講演会前刷集, No911060 (1991).
- (3) 林・ほか3名, 計測自動制御学会論文集, 28-7 (1992), 834.
- (4) 芝端・ほか4名, 自動車技術会学術講演会前刷集, No852115 (1985).
- (5) Tateishi, Y., ほか2名, SAE paper, No. 860245 (1986).
- (6) Tukuda, Y., SAE paper, No. 881774 (1988).
- (7) 入江・ほか1名, 自動車技術, 40-3 (1986), 360.
- (8) 山本, 自動車技術, 45-3 (1991), 43.
- (9) 安部, 自動車の運動と制御, (1992), 49, 山海堂
- (10) 新編自動車工学便覧(第2編), (1982), 2-40, 自動車技術
- (11) 井口, 自動車技術会論文集, 35 (1987), 120.
- (12) 中本・ほか1名, 自動車技術, 42-3 (1988), 286.
- (13) 森, 日本機械学会論文集, 59-560, C (1993), 1080.