

# シャシ統合制御を適用した車両の運動性能

森 和 典\*

## Maneuverability and Stability of Vehicle through Chassis Integrity Control

Kazunori MORI

### Abstract

We propose a method to control: the right and left torque distribution system of braking/driving forces, the four-wheel-steering and the active suspension cooperatively to concurrently improve maneuverability/stability and ride comfort for automobiles. Using the LQ control theory, we obtained the integrity control rule by which both the body slip angle and the yaw rate characteristics to steering input were made not only to follow the target values, but also control the swing of the body. Computer simulation confirmed that when the vehicle applied this chassis integrated control system, the effects of control for improving the vehicle performance were greater than that of the active suspension control alone. In addition, our data suggest that this system makes it possible to achieve good control effects under bad conditions such as a variety of rugged roads and the  $\mu$  turbulence roads. Moreover, because this system can greatly decrease the amount of steering work required of the driver, a reduction in physical and mental load can also be expected.

**Key Words:** Automobile, Vehicle Dynamics, Motion Control, Braking/Driving System, Four-Wheel-Steering, Active Suspension, Maneuverability, Stability, Simulation

### 1. 緒 言

自動車は、予防安全性の向上が期待されているが、一方では乗り心地など快適性の改善も求められており、操縦性安定性と乗り心地という相反する性能を高次元で両立させる必要がある。これまでに、車両運動性能と直接関係するタイヤに働く3方向力（前後力、左右力および上下力）または懸架系への入力を個別に制御して、操縦性安定性や乗り心地の改善を図ったVDC、4WS、アクティブサスペンションなど走行制御装置が数多く実用化されてきた<sup>(1)~(3)</sup>。最近では、4輪に働く2方向力を協調させて制御する手法も提案されている<sup>(4)~(6)</sup>。しかし、走行場面や車両の状態に応じて走行系や動力系の装置を統合的に協調させ、3方向力すべてを同時に制御すれば、様々な走行条件下において運転操作の制御が一層容易となり、乗員の快適性も向上するような車両性能を得られ

る可能性がある。

本報では、最適制御理論を適用してタイヤに働く3方向の力を統合化制御する方法を提案し、このシステムを搭載した車両は、うねり路面などで制動を伴いながら旋回走行するような過酷な条件下でも安定した走行が可能であり、乗り心地も向上できることをシミュレーション計算により明らかにする。また、システムの消費エネルギーと制御効果との関連性について考察する。さらに、従来の車両運動制御研究では、性能評価がステアリング操舵角と車両挙動の関係のみに言及され、制御系がドライバ操作力へ及ぼす影響が明らかにされておらず、ドライバの運転負荷に対する制御効果を把握する上では不十分であった。そこで、本論の性能評価では、操舵に要する仕事量を求めて、ドライバの運転負荷に対する制御効果を確認する。

\* 交通機械工学科  
平成13年9月27日受理

## 2. 記号の説明

本文のなかで使用する主な記号を示す。

$C_h$ : ステアリング系の等価減衰係数

$C_j$ : タイヤのコーナリングパワー

$F_h$ : ステアリング操舵力

$F_{jx}, F_{jy}, F_{jz}$ : 各輪位置に働く  $x, y, z$  方向の力

ただし,  $F_{jz}$  は懸架系から車体に作用する力

$F'_{jz}$ : タイヤから, ばね下質量に作用する力

$I_h$ : ステアリングホイール軸回り慣性モーメント

$I_i$ : 車輪回転軸回りの慣性モーメント

$I_x, I_y, I_z$ : ロール, ピッチ, ヨー慣性モーメント

$K_{st}$ : ステアリング剛性

$K_\phi, K_{\phi i}$ : 全ロール剛性, 前・後ロール剛性

$M$ : 制駆動力の左右差による直接ヨーモーメント

$M_{\phi i}$ : ロール抵抗モーメント

$N$ : ステアリング全ギヤ比

$R$ : タイヤ有効半径

$S_{ki}$ : スタビライザによるロール剛性成分

$T_h$ : ステアリングホイールの操舵トルク

$T_p$ : パワーステアリングのアシスト出力トルク

$T_j$ : タイヤに働く制動, 駆動トルク

$W_j$ : タイヤ荷重

$a, b$ : 前・後車軸～車両重心距離

$c_i$ : サスペンションの上下方向減衰係数

$c_{ti}$ : タイヤ縦方向の減衰係数

$d_h$ : ステアリングホイール直径  $T_h = F_h d_h$

$g$ : 重力加速度

$h_{cg}$ : 車両重心高

$h_{RC}$ : 重心位置におけるロールセンタ高さ

$h_i$ : 前・後ロールセンタ高さ

$h_s$ : ロールモーメントアーム長

$k_i$ : サスペンションの上下方向ばね定数

$k_{ti}$ : タイヤ縦ばね係数

$l$ : ホイールベース

$m, m_s, m_i$ : 車両質量, ばね上質量, ばね下質量

$r$ : ヨーレイト

$s_j, s$ : タイヤのスリップ比, ラプラス記号

$t$ : 時間

$t_p, t_c$ : 前・後輪トレッド, 前輪キャストトレール

$t_{pi}$ : タイヤのニューマチックトレール

$u_j, u_{0j}$ : 各輪位置での車体変位, 路面変位

$v, v_j, v_{j\omega}$ : 車速, 各輪のタイヤ中心位置における車体速

度, タイヤ中心線方向の速度成分

$u'_j$ : ばね下変位

$\alpha_x, \alpha_y, \alpha_z$ : 車両重心位置における前後, 横, 上下加速度

$\beta$ : 車両重心位置における車体スリップ角

$\beta_j$ : タイヤスリップ角

$\gamma_{ci}$ : 横力入力によるキャンバ剛性

$\gamma_{Ri}$ : ロールキャンバ

$\gamma_j$ : タイヤの対地キャンバ角

$\gamma_{i0}$ : 初期キャンバ角

$\delta_{ci}$ : 前後力と横力によるコンプライアンスステア

$\delta_f$ : ハンドル操舵による前輪実舵角

$\delta_{Ri}$ : ロールステア

$\delta_j$ : タイヤ実舵角

$\delta_{i0}$ : 初期トー角

$\delta_{ra}$ : 能動制御による後輪実舵角

$\varepsilon_j, \varepsilon'_j$ : ホイールストローク, タイヤ上下変位

$\eta$ : タイヤ利用率

$\theta$ : ハンドル操舵角

$\kappa, \kappa_1$ : 制動力と直接ヨーモーメントの前後配分比

$\lambda$ : ピッチ角, ラグランジュの未定乗数

$\mu_s, \mu_d$ : 路面静摩擦係数, 動摩擦係数

$\rho_i$ : サスペンションのリンク・レバー比

$\phi$ : ロール角

$\omega_j$ : タイヤの回転角速度

$o-xyz, O-XYZ$ : 車両固定座標系, 路面固定座標系

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

添字 0: 初期値

## 3. 運動方程式

### 3.1 車両系

図1は, シミュレーション計算と制御系の設計に用いる車両モデルを示す。車体の3軸回りの回転運動と並進運動に加えて, ばね下質量の上下運動および車輪の回転運動とを考慮した14自由度で表される。図では, 車体, 各輪のばね下質量および接地面の変位と各部位に作用する力との関係も示している。

また, 次の内容を前提にして式の簡略化を図った。車体固定座標回りの慣性相乗モーメントは全て零とする。ロールセンタは左右輪を結ぶ線の中点を含み, 路面に対して垂直な平面上に位置するものとし, 車体に固定されているものとする。

車体固定座標系を用いて車両の運動方程式を導くと,



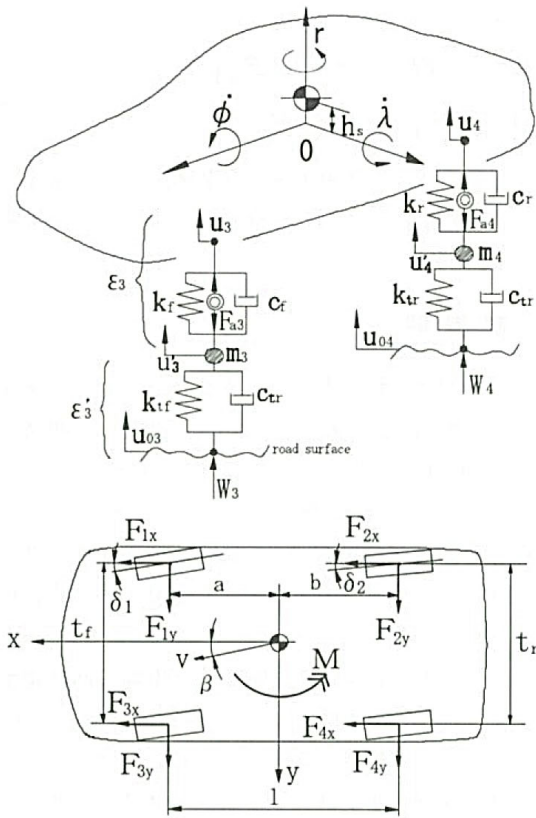


Fig. 1 Vehicle model

まず、並進運動は次のように表される。

$$m\alpha_x = \sum F_{jx} \quad \text{.....(1)}$$

$$m\alpha_y = \sum F_{jy} + m_s h_s \ddot{\phi} \quad \text{.....(2)}$$

$$m\alpha_z = \sum F_{jz} \quad \text{.....(3)}$$

ここで、各加速度は、

$$\begin{cases} \alpha_x = \ddot{x} - \dot{y}r + \dot{z}\dot{\lambda} \\ \alpha_y = \ddot{y} + \dot{x}r - \dot{z}\dot{\phi} \\ \alpha_z = \ddot{z} - \dot{x}\dot{\lambda} + \dot{y}\dot{\phi} \end{cases} \quad \text{.....(4)}$$

である。

ロール、ピッチ、ヨー軸回りのモーメントのつりあい式は、それぞれ次のように表される。

$$I_x \ddot{\phi} - m_s h_s \alpha_y - m_s h_s g \phi = M_{\phi f} + M_{\phi r} \quad \text{.....(5)}$$

$$I_y \ddot{\lambda} + m h_{cg0} \alpha_x = -a(F_{1z} + F_{3z}) + b(F_{2z} + F_{4z}) \quad \text{.....(6)}$$

$$I_z \dot{r} = a(F_{1y} + F_{3y}) - b(F_{2y} + F_{4y}) + M \quad \text{.....(7)}$$

直接ヨーモーメントは、

$$M = t_f(F_{1y} - F_{3y})/2 + t_r(F_{2y} - F_{4y})/2 \quad \text{.....(8)}$$

となる。

なお、式(5)におけるロールに関する諸式は、末尾の付録に記す。

前後輪のステア角は、

$$\begin{cases} \delta_1 = \delta_f - (t_c + t_{pf})(F_{1y} + F_{3y})/K_{st} + \delta_{Rf} + \delta_{cf} \\ \delta_2 = \delta_{Rr} + \delta_{cr} + \delta_{ra} \\ \delta_3 = \delta_f - (t_c + t_{pf})(F_{1y} + F_{3y})/K_{st} - \delta_{Rf} + \delta_{cf} \\ \delta_4 = -\delta_{Rr} + \delta_{cr} + \delta_{ra} \end{cases} \quad \text{.....(9)}$$

ここで、ロールステア  $\delta_{Ri}$  は、 $\varepsilon_j$  の関数であり、コンプライアンスステア  $\delta_{ci}$  は  $F_{jx}$  と  $F_{jy}$  の関数である。

また、同様にして、キャンバ角  $\gamma_j$  も  $\varepsilon_j$  および  $F_{jx}$  と  $F_{jy}$  の関数として表わされる。

ハンドル操舵によるタイヤ実舵角は、次式となる。

$$\delta_f = \theta/N \quad \text{.....(10)}$$

各車輪のタイヤスリップ角は、

$$\begin{cases} \beta_1 = \delta_1 - \tan^{-1}((\dot{y} + ar)/v) \\ \beta_2 = \delta_2 - \tan^{-1}((\dot{y} - br)/v) \\ \beta_3 = \delta_3 - \tan^{-1}((\dot{y} + ar)/v) \\ \beta_4 = \delta_4 - \tan^{-1}((\dot{y} - br)/v) \end{cases} \quad \text{.....(11)}$$

となる。

また、車速と重心位置での車体スリップ角は、

$$v = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \quad \text{.....(12)}$$

$$\tan \beta = \dot{y}/\dot{x} \quad \text{.....(13)}$$

となる。

車輪の回転運動は、次式で表される。

$$I_j \dot{\omega}_j = T_j - F_{jx} R \quad (1 \leq j \leq 4) \quad \text{.....(14)}$$

ただし、タイヤのスリップ比に関する式は、付録に記す。

ばね上質量の変位とばね下質量の変位は、それぞれ式(15)と式(16)で表わされる。

$$\begin{cases} u_1 = z - a\lambda - t_f \phi / 2 \\ u_2 = z + b\lambda - t_r \phi / 2 \\ u_3 = z - a\lambda + t_f \phi / 2 \\ u_4 = z + b\lambda + t_r \phi / 2 \end{cases} \quad \text{.....(15)}$$

$$\begin{cases} \varepsilon_j = u_j - u'_j \\ \varepsilon'_j = u'_j - u_{0j} \end{cases} \quad \text{.....(16)}$$

ばね上質量に関する力のつりあい式は、

$$\begin{cases} F_{1z} = -k_f \varepsilon_1 - c_f \dot{\varepsilon}_1 - F_{a1} - S_{kf}(\varepsilon_1 - \varepsilon_3)/t_f^2 \\ F_{2z} = -k_r \varepsilon_2 - c_r \dot{\varepsilon}_2 - F_{a2} - S_{kr}(\varepsilon_2 - \varepsilon_4)/t_r^2 \\ F_{3z} = -k_f \varepsilon_3 - c_f \dot{\varepsilon}_3 - F_{a3} - S_{kf}(\varepsilon_3 - \varepsilon_1)/t_f^2 \\ F_{4z} = -k_r \varepsilon_4 - c_r \dot{\varepsilon}_4 - F_{a4} - S_{kr}(\varepsilon_4 - \varepsilon_2)/t_r^2 \end{cases} \quad \text{.....(17)}$$

ばね下質量に関する力のつりあい式は、

$$\begin{cases} m_f \ddot{u}_1' = -F_{1z} + F_{1z}' \\ m_r \ddot{u}_2' = -F_{2z} + F_{2z}' \\ m_f \ddot{u}_3' = -F_{3z} + F_{3z}' \\ m_r \ddot{u}_4' = -F_{4z} + F_{4z}' \end{cases} \dots\dots\dots (18)$$

となる。

ただし、タイヤに加わる力は、

$$F'_{iz} = -k_{ij}\varepsilon'_j - c_{ij}\dot{\varepsilon}'_j \quad \dots\dots\dots (19)$$

タイヤ上下荷重は、

$$\begin{cases} W_1 = bmg/(2l) + F'_{1z} \\ W_2 = amg/(2l) + F'_{2z} \\ W_3 = bmg/(2l) + F'_{3z} \\ W_4 = amg/(2l) + F'_{4z} \end{cases} \dots\dots\dots (20)$$

と表わすことができる。

タイヤ前後力と横力の関係を表わす式には、スリップ比を考慮した酒井の式を用いる。計算実行上、タイヤ力はスリップ角に関して奇関数でなければならないため、酒井の式に一部変更を加えている<sup>(7)</sup>。車両運動の解析計算に用いた式を付録に記す。

### 3・2 ステアリング系

図2は、ステアリング装置の構成を示す。直線  $L$  は、キングピン軸を表し、 $L$  と路面の接点を  $A$  とする。前後力と横力によるキングピン軸回りモーメントを左右それぞれ、 $M_R$ ,  $M_L$  とおくと、ステアリングホイール回転軸回り換算のモーメントのつりあい式は、

$$I_h \ddot{\theta} + C_h \dot{\theta} + (M_R + M_L)/N = T_h + T_b \quad \dots\dots\dots (21)$$

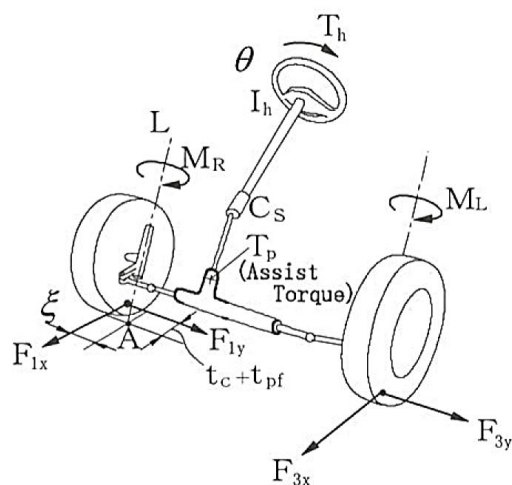


Fig. 2 Steering system model

となる。ここで、

$$\left. \begin{aligned} M_R &= -\xi F_{1x} + (t_c + t_{pf}) F_{1y} \\ M_L &= \xi F_{3x} + (t_c + t_{pf}) F_{3y} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (22)$$

図3には、パワーステアリング装置のアシスト出力トルク  $T_p$  が作用するときの前輪横力とステアリング操舵トルク  $T_h$  の関係を示す。

#### 4. 制 御 則

制御の目的は、車体スリップ角 $\beta$ とヨーレート $r$ をそれぞれの目標値 $\beta_m$ と $r_m$ に近づけるとともに、車体の揺動と上下動を極力小さくするために、ロール角 $\phi$ 、ピッチ角 $\lambda$ 、バウシング $z$ を零に近づけることとする。

制御器を設計する場合は、計算を容易にするために、前章の車両モデルを極力単純化した運動モデルを作成しておこう。

ここでは、ばね下質量の運動および車輪の回転運動は考慮せず、式(14)を省略して、式(16)と式(18)～(20)は付録に示された式に置き換える。さらにサスペンション特性のコンプライアンスステア成分、タイヤのスリップ比の影響も考慮しない等の仮定のもとで、状態方程式表現にまとめると、

$$\dot{x} = Ax + Bu + E\delta_r + w \quad \dots\dots\dots (23)$$

を得る。

ただし、

$$\begin{aligned}\mathbf{x} &= [\beta \quad r \quad \dot{\phi} \quad \phi \quad \dot{\lambda} \quad \lambda \quad \dot{z} \quad z]^T \\ \mathbf{u} &= [\delta_r \quad M \quad F_{a1} \quad F_{a2} \quad F_{a3} \quad F_{a4}]^T \\ \mathbf{w} &= [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad -mh_{c0}\alpha_r/I_u \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T\end{aligned}$$

$A, B, E$  は、車両、タイヤ特性および車速により決定される、それぞれ  $(8 \times 6)$ ,  $(8 \times 6)$ ,  $(8 \times 1)$  の行列である。また、 $\mathbf{x}$  と  $\mathbf{w}$  はすべて検出可能とする。

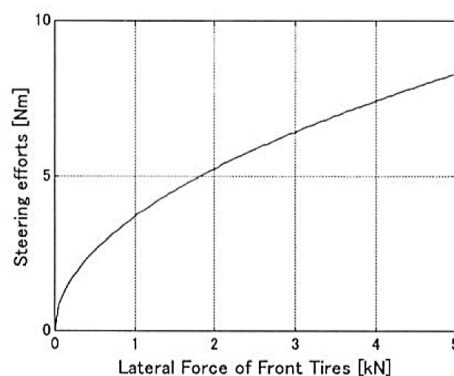


Fig. 3 Power steering characteristics

制御則の演算を簡単にするために、 $A$  の要素  $a_{31}$ ,  $a_{32}$  は、他の要素にくらべて影響が少ない項として零とする。また、 $B$  の要素  $b_{31}$ ,  $e_{31}$  も、舵角成分の影響が無いとして零として計算する。

したがって、式(23)を展開すると、

$$\dot{\mathbf{x}}_1 = \mathbf{A}_{11}\mathbf{x}_1 + \mathbf{A}_{12}\mathbf{x}_2 + \mathbf{B}_{11}\mathbf{u}_1 + \mathbf{E}_1\delta_f \quad \dots\dots\dots(24)$$

$$\dot{\mathbf{x}}_2 = \mathbf{A}_{22}\mathbf{x}_2 + \mathbf{B}_{22}\mathbf{u}_2 + \mathbf{w}_2 \quad \dots\dots\dots(25)$$

と記述できる。

ただし、

$$\mathbf{x}_1 = [\beta \quad r]^T$$

$$\mathbf{x}_2 = [\dot{\phi} \quad \phi \quad \dot{\lambda} \quad \lambda \quad \dot{z} \quad z]^T$$

$$\mathbf{u}_1 = [\delta_f \quad M]^T$$

$$\mathbf{u}_2 = [F_{a1} \quad F_{a2} \quad F_{a3} \quad F_{a4}]^T$$

とするとき、

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{11} & \mathbf{A}_{12} \\ \mathbf{0} & \mathbf{A}_{22} \end{bmatrix} \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{B}_{11} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{B}_{22} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{E} = \begin{bmatrix} \mathbf{E}_1 \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad \mathbf{w} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{w}_2 \end{bmatrix}$$

つぎに、前輪舵角に対する車体スリップ角とヨーレイ  
トの目標値は、次の伝達関数で与えられる。

$$\frac{\beta_m}{\delta_f} = \frac{G_{\beta 0}}{1 + \tau_{\beta}s} \quad \dots\dots\dots(26)$$

$$\frac{r_m}{\delta_f} = \frac{G_{r0}}{1 + \tau_r s} \quad \dots\dots\dots(27)$$

式(26),(27)を状態方程式で表わすと、

$$\dot{\mathbf{x}}_{1m} = \mathbf{A}_{11m}\mathbf{x}_{1m} + \mathbf{E}_{1m}\delta_f \quad \dots\dots\dots(28)$$

ただし、

$$\mathbf{x}_{1m} = [\beta_m \quad r_m]^T$$

$$\mathbf{A}_{11m} = \begin{bmatrix} -1/\tau_{\beta} & 0 \\ 0 & -1/\tau_r \end{bmatrix} \quad \mathbf{E}_{1m} = \begin{bmatrix} G_{\beta 0}/\tau_{\beta} \\ G_{r0}/\tau_r \end{bmatrix}$$

そこで、

$$\mathbf{e} = \mathbf{x}_1 - \mathbf{x}_{1m} \quad \dots\dots\dots(29)$$

とすると、式(24)と式(28)により、

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{e}} &= \dot{\mathbf{x}}_1 - \dot{\mathbf{x}}_{1m} \\ &= \mathbf{A}_{11}\mathbf{x}_1 + \mathbf{A}_{12}\mathbf{x}_2 + \mathbf{B}_{11}\mathbf{u}_1 + \mathbf{E}_1\delta_f - \mathbf{A}_{11m}\mathbf{x}_{1m} - \mathbf{E}_{1m}\delta_f \\ &= \mathbf{A}_{11}(\mathbf{x}_1 - \mathbf{x}_{1m}) + (\mathbf{A}_{11} - \mathbf{A}_{11m})\mathbf{x}_{1m} + \mathbf{B}_{11}\mathbf{u}_1 \\ &\quad + (\mathbf{E}_1 - \mathbf{E}_{1m})\delta_f + \mathbf{A}_{12}\mathbf{x}_2 \end{aligned} \quad \dots\dots\dots(30)$$

となる。

ここで、右辺の第2, 3, 4項を  $\mathbf{B}_{11}\mathbf{u}_{1b}$  とおくと、

$$\mathbf{B}_{11}\mathbf{u}_{1b} = (\mathbf{A}_{11} - \mathbf{A}_{11m})\mathbf{x}_{1m} + \mathbf{B}_{11}\mathbf{u}_1 + (\mathbf{E}_1 - \mathbf{E}_{1m})\delta_f \quad \dots\dots\dots(31)$$

となる。

式(31)を式(30)に代入すると、下記の誤差方程式が得られる。

$$\dot{\mathbf{e}} = \mathbf{A}_{11}\mathbf{e} + \mathbf{B}_{11}\mathbf{u}_{1b} + \mathbf{A}_{12}\mathbf{x}_2 \quad \dots\dots\dots(32)$$

式(25)と式(32)をまとめて書くと、

$$\dot{\tilde{\mathbf{x}}} = \mathbf{A}\tilde{\mathbf{x}} + \mathbf{B}\tilde{\mathbf{u}} + \mathbf{w} \quad \dots\dots\dots(33)$$

となる。

ただし、

$$\tilde{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \mathbf{e} \\ \mathbf{x}_2 \end{bmatrix} \quad \tilde{\mathbf{u}} = \begin{bmatrix} \mathbf{u}_{1b} \\ \mathbf{u}_2 \end{bmatrix}$$

ここで、式(33)を最適レギュレータ問題として取り扱い  $\tilde{\mathbf{u}}$  を求める<sup>(8)</sup>。

・  $\tilde{\mathbf{u}}$  を求める手順を示す。

評価関数  $J$  を最小化する。

$$J = \int_0^\infty (\tilde{\mathbf{x}}^T \mathbf{Q} \tilde{\mathbf{x}} + \tilde{\mathbf{u}}^T \mathbf{R} \tilde{\mathbf{u}}) dt \quad \dots\dots\dots(34)$$

ただし、 $\mathbf{Q}$ ,  $\mathbf{R}$  は任意の重み付け定数行列である。

いま、ハミルトニアン  $H$  を次式で表す。

$$H = L + \lambda^T \mathbf{f} \quad \dots\dots\dots(35)$$

ただし、

$$\begin{cases} L = \tilde{\mathbf{x}}^T \mathbf{Q} \tilde{\mathbf{x}} + \tilde{\mathbf{u}}^T \mathbf{R} \tilde{\mathbf{u}} \\ \mathbf{f} = \mathbf{A}\tilde{\mathbf{x}} + \mathbf{B}\tilde{\mathbf{u}} + \mathbf{w} \end{cases}$$

$\lambda$  は、ラグランジュの未定乗数ベクトルを示す。

最適制御問題におけるオイラー方程式を用いると、 $J$  を最小にする必要条件は、

$$\begin{cases} \dot{\lambda} = -\left(\frac{\partial H}{\partial \tilde{\mathbf{x}}}\right)^T \\ \frac{\partial H}{\partial \tilde{\mathbf{u}}} = 0 \\ \dot{\tilde{\mathbf{x}}} = \left(\frac{\partial H}{\partial \lambda}\right)^T \end{cases} \quad \dots\dots\dots(36)$$

である。

したがって、式(36)より次の式(37)～(39)を得る。

$$\left(\frac{\partial H}{\partial \tilde{\mathbf{x}}}\right)^T = \mathbf{Q}\tilde{\mathbf{x}} + \mathbf{A}^T \lambda = -\dot{\lambda} \quad \dots\dots\dots(37)$$

$$\frac{\partial H}{\partial \tilde{\mathbf{u}}} = \mathbf{R}\tilde{\mathbf{u}} - \mathbf{B}^T \lambda = 0 \quad \dots\dots\dots(38)$$

$$\dot{\tilde{\mathbf{x}}} = \mathbf{A}\tilde{\mathbf{x}} + \mathbf{B}\tilde{\mathbf{u}} + \mathbf{w} \quad \dots\dots\dots(39)$$



ここで,

$$\lambda = \tilde{P}\dot{x} + P_1 w \quad \dots\dots\dots (40)$$

とおく。

式(38)より,  $\tilde{u} = -R^{-1}B^T\lambda$  となるから,

$$\tilde{u} = -R^{-1}B^T(\tilde{P}\dot{x} + P_1 w) \quad \dots\dots\dots (41)$$

$P_1$  を一定として, 式(40)の両辺を時間微分すると,

$$\dot{\lambda} = \tilde{P}\ddot{x} + \dot{\tilde{P}}\dot{x} + P_1 \dot{w} \quad \dots\dots\dots (42)$$

式(39),(41),(42)を式(37)に代入してまとめる。

$$(\dot{P} + PA - PBR^{-1}B^TP + Q + A^TP)\tilde{x} \\ + (A^TP_1 - PBR^{-1}B^TP_1 + P)w + P_1\dot{w} = 0$$

$w$  が一定とすると  $\dot{w} = 0$  だから, 任意の時間で上式が成り立つためには,

$$\dot{P} + PA - PBR^{-1}B^TP + Q + A^TP = 0 \quad \dots\dots\dots (43)$$

$$A^TP_1 - PBR^{-1}B^TP_1 + P = 0 \quad \dots\dots\dots (44)$$

となる必要がある。式(43)は, よく知られた  $P$  に関するリッカチ方程式である。式(43)を解くことにより  $P$  を得る。これを式(44)に代入すると,

$$P_1 = (PBR^{-1}B^T - A^T)^{-1}P \quad \dots\dots\dots (45)$$

となる。

以上から, 式(41)により  $\tilde{u}$  が決定する。

$\tilde{u}$  の要素である  $u_{1b}$  (フィードバック成分) とフィードフォワード成分  $u_{1f}$  の和を  $u_1$  とすると,

$$u_1 = u_{1f} + u_{1b} \quad \dots\dots\dots (46)$$

式(46)を式(31)に代入すると,

$$B_{11}u_{1b} = (A_{11} - A_{11m})x_{1m} + B_{11}(u_{1f} + u_{1b})$$

$$+ (E_1 - E_{1m})\delta_f$$

$$B_{11}u_{1f} = -(A_{11} - A_{11m})x_{1m} - (E_1 - E_{1m})\delta_f$$

故に

$$u_{1f} = -B_{11}^{-1}\{(A_{11} - A_{11m})x_{1m} + (E_1 - E_{1m})\delta_f\} \quad \dots\dots\dots (47)$$

を得る。

式(28)の両辺をラプラス変換してまとめると,

$$(sI - A_{11m})\hat{x}_{1m}(s) = E_{1m}\hat{\delta}_f(s)$$

$$\hat{x}_{1m} = (sI - A_{11m})^{-1}E_{1m}\hat{\delta}_f$$

これを, 式(47)の両辺をラプラス変換した式に代入すると,

$$\hat{u}_{1f} = -B_{11}^{-1}\{(A_{11} - A_{11m})(sI - A_{11m})^{-1}E_{1m} \\ + (E_1 - E_{1m})\}\hat{\delta}_f \quad \dots\dots\dots (48)$$

となる<sup>(4)</sup>。

式(8)で与えられる直接ヨーモーメント  $M$  を各輪の前後力として配分する方法は, 次式を採用する。

$$\begin{cases} F_{1x} = m\alpha_x\kappa/2 + M\kappa_1/t_f \\ F_{2x} = m\alpha_x(1-\kappa)/2 + M(1-\kappa_1)/t_r \\ F_{3x} = m\alpha_x\kappa/2 - M\kappa_1/t_f \\ F_{4x} = m\alpha_x(1-\kappa)/2 - M(1-\kappa_1)/t_r \end{cases} \quad \dots\dots\dots (49)$$

ただし,  $0 \leq \kappa, \kappa_1 \leq 1$  であり, これらの配分比は任意に指定できるため,  $\kappa$  は前後輪のタイヤ荷重の配分比に等しくおき,  $\kappa_1$  は  $F_{1x}$  が各輪のタイヤ荷重に比例するように求めた値とすれば,

$$\begin{cases} \kappa = (F_{1x} + F_{3x})/mg = F_{1x}/mg \\ \kappa_1 = d_{yf}t_f/(dt_f + d_{yr}t_r) \end{cases} \quad \dots\dots\dots (50)$$

式(49)から明らかなように, 一定速の旋回では, 左右輪にそれぞれ同じ大きさの制動力と駆動力が作用することになる。

## 5. 計算と考察

タイヤの3方向力を統合して制御する車両(本報告ではXYZ制御と呼ぶ)とアクティブサスペンション制御のみをおこなう車両(Z制御と呼ぶ), および制御をしない車両に関して, シミュレーション計算をおこない操舵応答安定性能の比較をする。

XYZ制御は, 式(41),(46)と式(47)で示される制御則を用いる。目標のヨーレート特性および横加速度特性は, 式(26),(27)において定常ゲイン  $G_{\beta 0}$  を零とし,  $G_{r0}$  を  $\alpha_x = 0$  時の制御無し車両と等しくおく。1次遅れ時定数は  $\tau_\beta = \tau_r = 0.035$  sec. とする。また, 後述の目標値追従性とZ制御との比較の計算では, 前後輪の制駆動力配分は式(49)と式(50)の配分則を用いる。

車速に応じて変化する制御パラメータは, コントローラ内にあらかじめ計算された10~20km/h毎マップを作成しておき, 車速を検出して切り替えられるようにした。ただし, 式(34)では,  $Q = \text{diag}(250, 30, 1, 1, 1, 1, 1)$ ,  $R = \text{diag}(300, 1.1 \times 10^{-8}, 1.0 \times 10^{-8}, 1.0 \times 10^{-8}, 1.0 \times 10^{-8}, 1.0 \times 10^{-8})$  とし, 車速や路面状態の変化に対しても一定とした。シミュレーション計算は, 一般的な四輪駆動の小型乗用車の車両諸元値と特性値を用い, 第3章の解析モデルを直接数値積分しておこなった。

### 5・1 定常円旋回からの操舵応答

図4は, ステアリング操舵角が30deg, 初期車速120

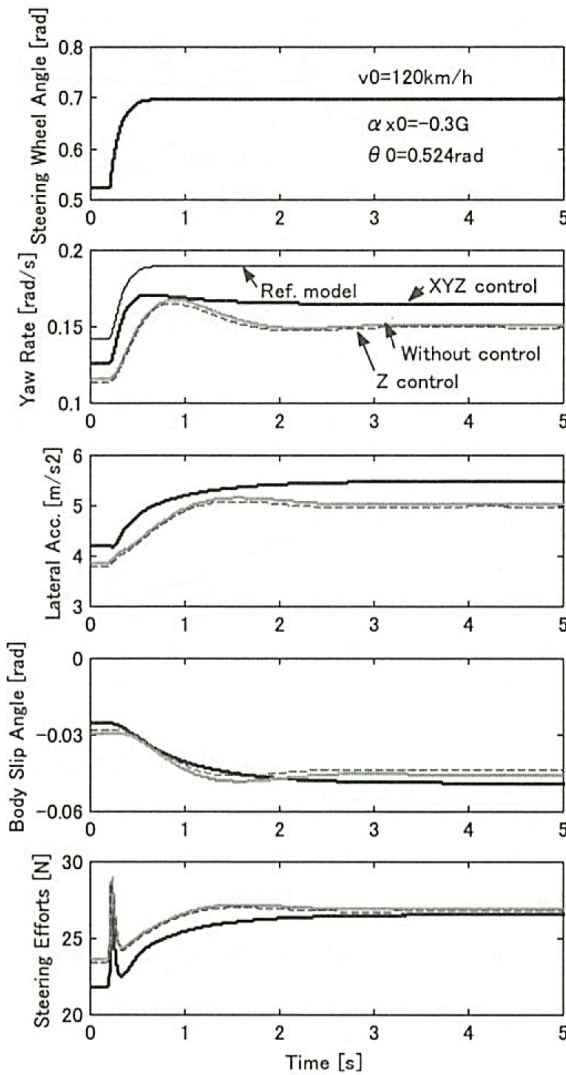


Fig. 4 Step response characteristics

km/h, 減速度0.3Gの制動を伴った円旋回の状態から、操舵角15degでステップ操舵を実施した場合の応答性を示す。前後方向の加減速による速度変化が無視できるほどに短い時間を前提とした準定常状態として計算をおこなった。XYZ制御は、Z制御や制御無し車両よりも、ヨーレイト、横加速度は立ち上がり早く、オーバーシュートも少ない。特に、ヨーレイトは目標特性によく追従している。車体スリップ角は絶対値での優位性が無いもののオーバーシュートが無く安定している。Qの重み付けを変更すれば、車体スリップ角の特性をさらに改善できる可能性はある。

XYZ制御は、ステップ操舵から操舵力が定常保舵力値から大きく変化する。ヨーレイトと横加速度も定常値およびステップからの変化代が大きく、いわゆる「舵が効く」という性能を得られる。

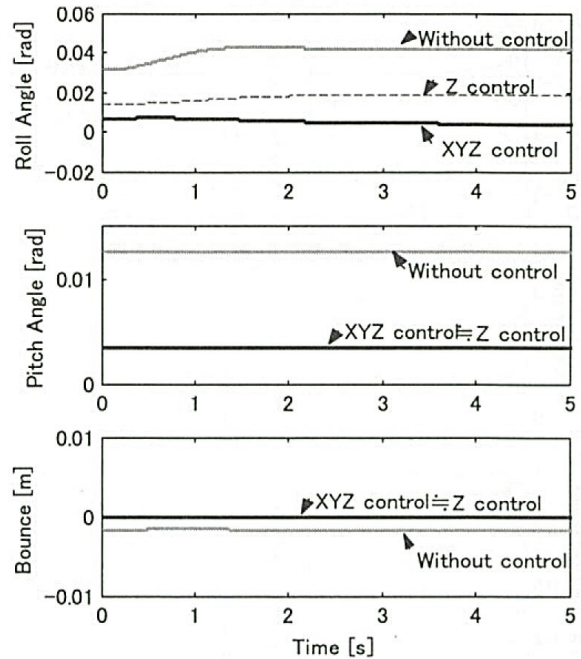


Fig. 5 Attitude of body

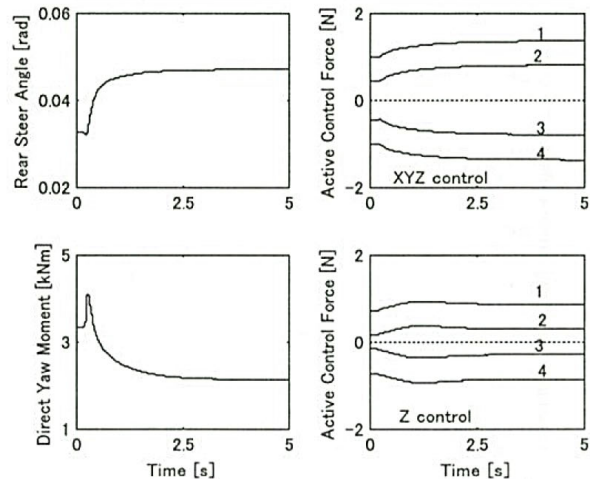


Fig. 6 Control input

図5は、車体の揺動を示す。XYZ制御、Z制御ともに、目標値の零にほぼ近くなっており、揺動が小さく極めて良好な結果である。

図6は、制御入力を示す。XYZ制御は、Z制御よりも上下方向の制御入力大きい結果となった。

図7は、タイヤの前後、横力とタイヤ負担率<sup>(10)</sup>の比較を示す。XYZ制御はZ制御に比べてタイヤが発生できる力を有効に利用していることがわかる。

## 5・2 路面凹凸外乱の影響

ステアリング操舵角30deg, 車速120km/hで円旋回を



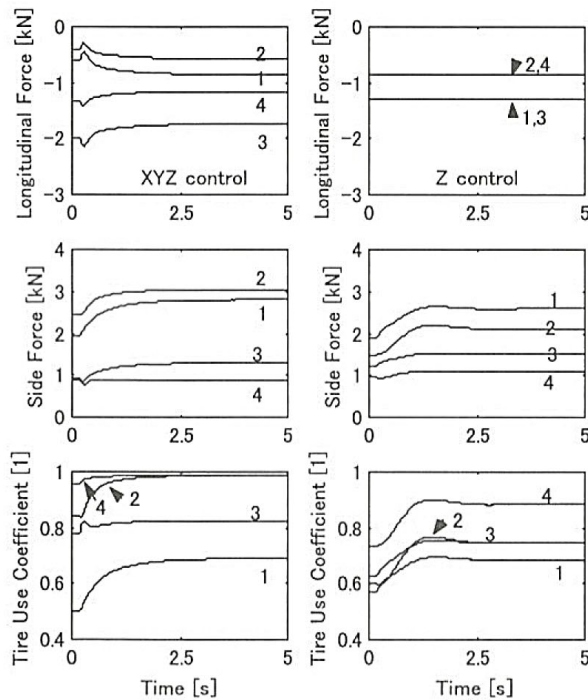


Fig. 7 Tire force characteristics

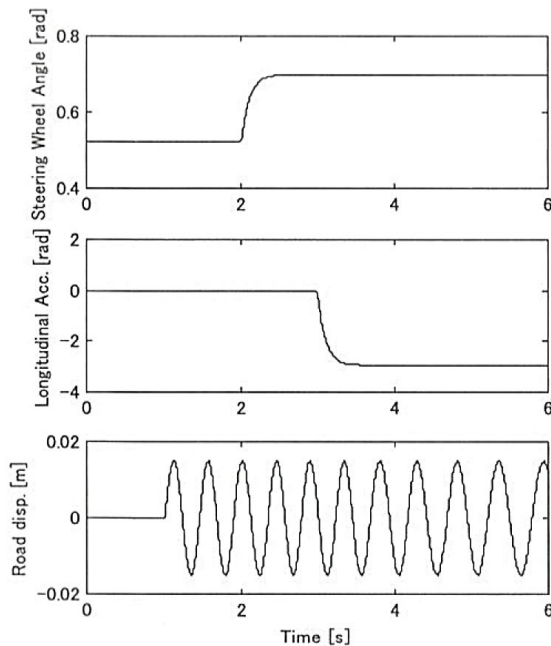


Fig. 8 Running condition

している状態から、うねり路に進出し操舵および制動をおこなう場合を考える<sup>(11)</sup>。うねり路は、凹凸振幅を0.015m、路面周期を14.9mとする。左右輪への路面入力とは同位相とする。

図8～11は、計算結果を示す。上下方向の路面凹凸外乱がある場合、XYZ制御およびZ制御の効果は大きい。

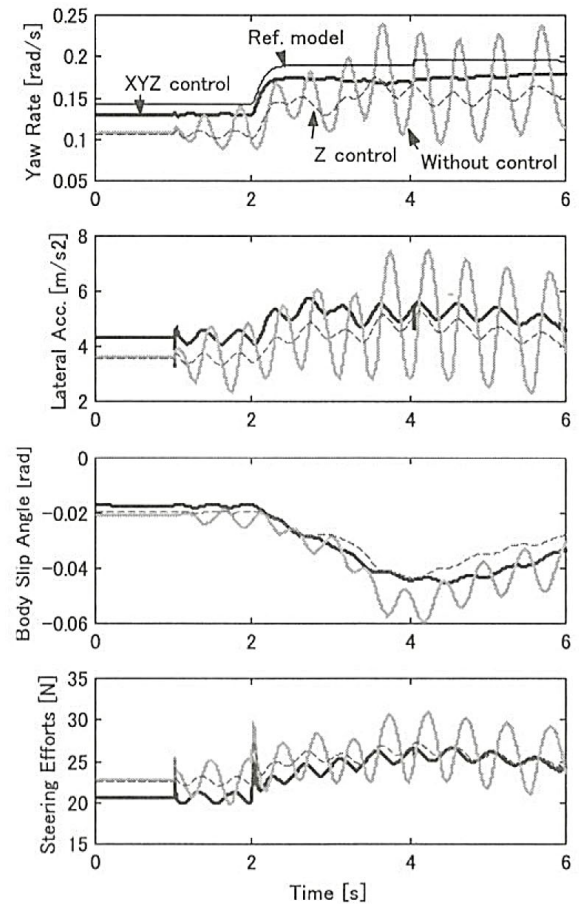


Fig. 9 Vehicle motion on the undulation road

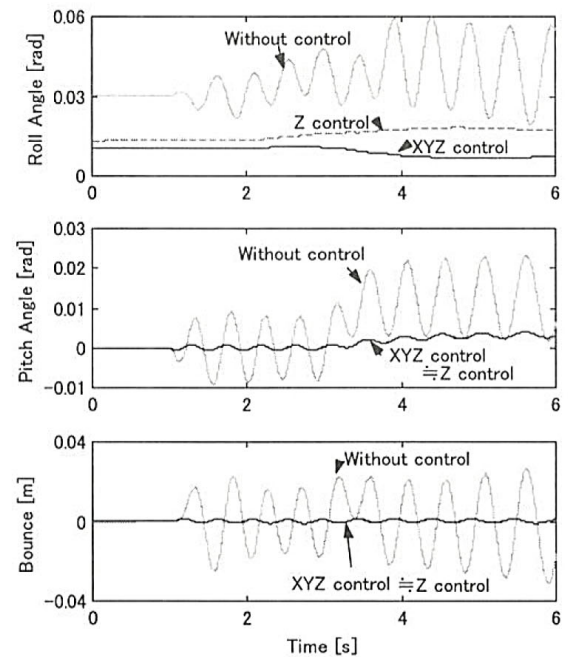


Fig. 10 Attitude of body on the undulation road



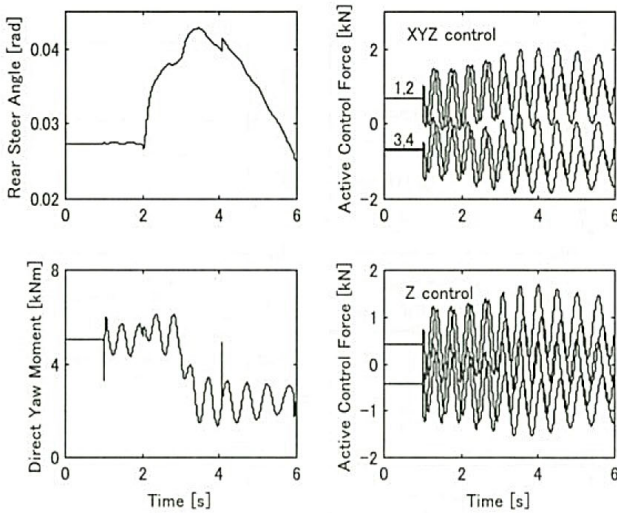


Fig. 11 Control input on the undulation road

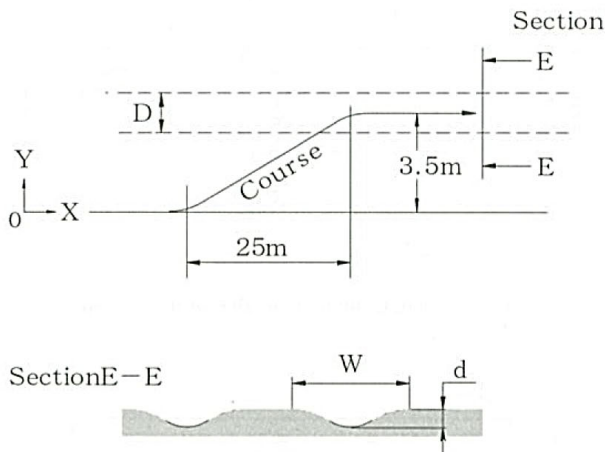


Fig. 12 Rut surface road

さらに、シミュレーション計算のように曲線のうねり路を走行する場合、XYZ制御の効果は、Z制御よりも大きくなる。XYZ制御は、目標特性によく追従する。また、上下方向の制御入力、XYZ制御とZ制御はほぼ同じであった。

つぎに、路面の横断方向凹凸による外乱の影響を調べるために、車速120km/h、減速度0.3Gで車線変更により、わだち路へ進入する走行場面を考える。ドライバモデルは1次予測モデルを用いた。

タイヤが路面進行方向に対して角度 $\phi$ でわだちへ進入した場合、キャンバスラストとタイヤ荷重の路面接触線方向成分との和 $F_{jyc}$ が、横力 $F_{jy}$ の外乱として式(2)、(7)の右辺に加わる。

$$F_{jyc} = K_{cj}\gamma_j \cos\gamma_j - W_j \sin\gamma_j \quad \dots\dots\dots (51)$$

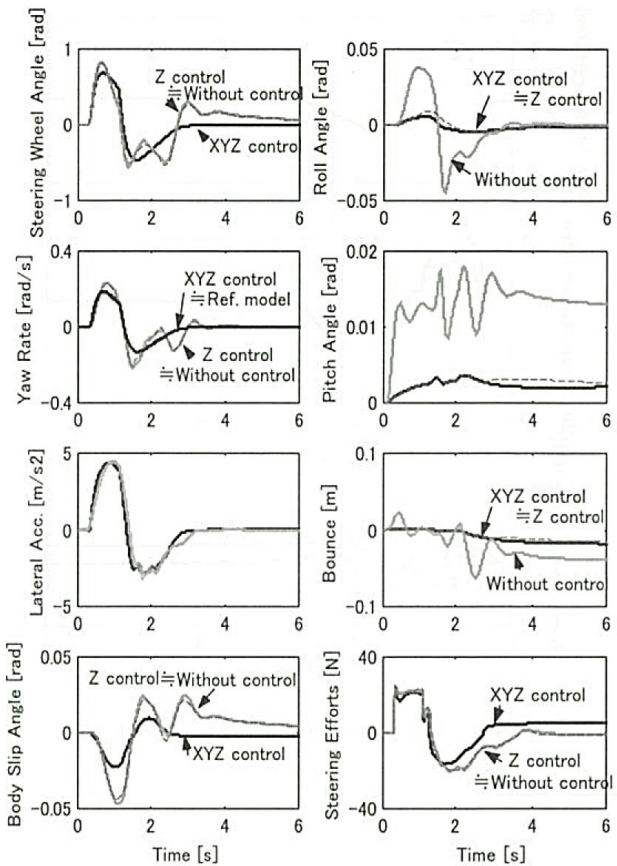


Fig. 13 Vehicle motion on the rut road

ただし、 $\gamma_j$ は対地キャンバ角で、式は付録に記す。

図12は、わだち路の走行経路と路面横断面図を示す。計算では、わだち堀深さ $d$ を0.04m、わだち堀 $W$ を0.9m、両わだち堀の中心間距離 $D$ を1.49mとした。

図13、14は計算結果を示す。XYZ制御は、上下、横方向の路面不整と横力外乱の影響を小さくできてわだち路でも平坦路の場合とほぼ同様に安定したスムーズな車線変更が達成される。制御の効果はXYZ制御の方がZ制御よりも大きい。

上下方向の制御入力は、XYZ制御とZ制御は大差がなかった。

制御をおこなうと、うねり路、わだち路ともに車体の揺動が少なくなるために、ドライバの視線が定まりやすく車両の運転負荷が減少すると考えられる。

### 5・3 路面摩擦係数の変化の影響

制動安定性の評価などに用いられるスプリット $\mu$ 路面走行をシミュレーションする。図15にはスプリット $\mu$ 路面を示す。高 $\mu$ 路面および低 $\mu$ 路面の動摩擦係数は、そ

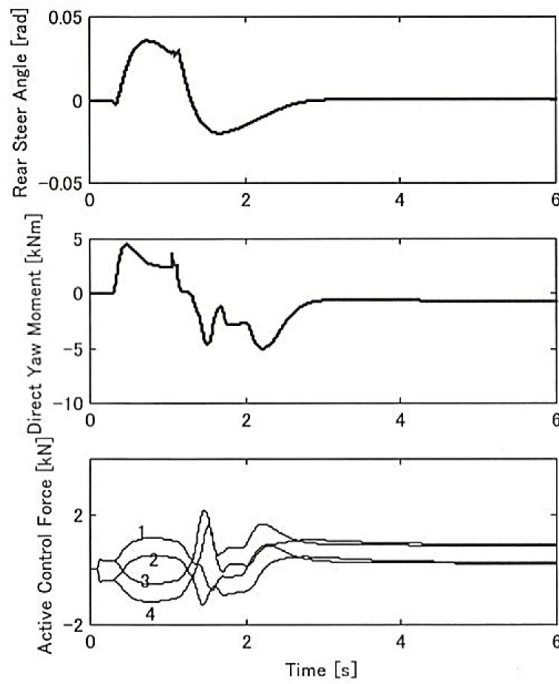


Fig. 14 Control input on the rut road

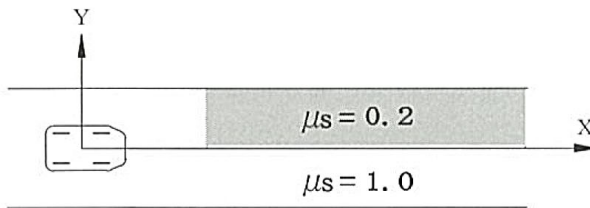


Fig. 15 Sprit  $\mu$  road

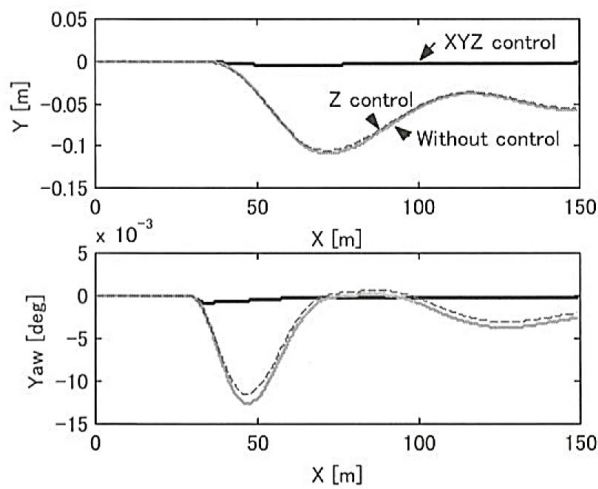


Fig. 16 Lateral displacement and yaw angle

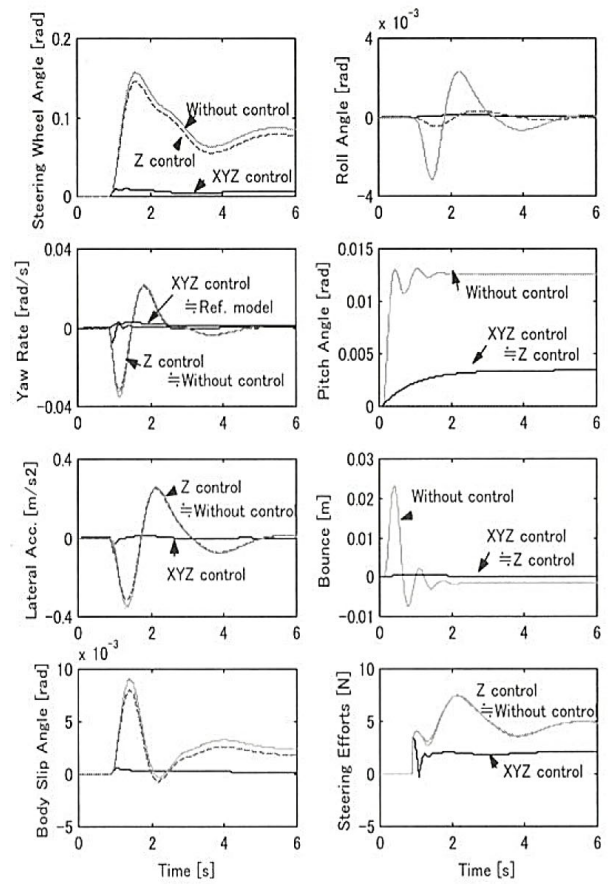


Fig. 17 Vehicle motion on the sprit  $\mu$  road

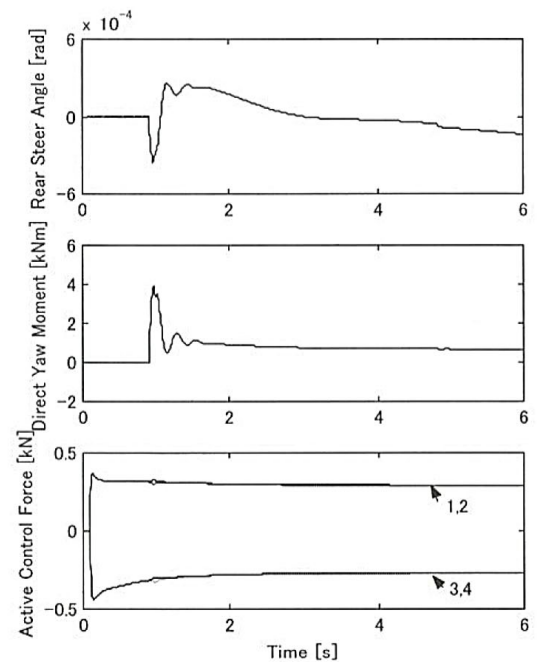


Fig. 18 Control input on the sprit  $\mu$  road



れぞれ0.8と0.14とした。

初期車速を120km/h、30m直進してから減速度0.3Gで制動をかけてスプリット $\mu$ 路面に進出し、直進を保つようにステアリングを操舵するようにした。ドライバモデルは前節と同じである。図16～18は、計算結果を示す。XYZ制御は、車両のふらつきと横移動も無く、わずかな修正操舵量で直進することが可能である。Z制御は、小さいものの、方向安定性に対する制御効果はほとんど無い。

#### 5・4 操舵に要する仕事

ドライバの物理的な負担を調べるため、 $t_1 \sim t_2$ の時間区間にドライバがステアリングホイールに対しておこなった仕事  $W_k$  を計算する。

$$W_k = \int_{t_1}^{t_2} |T_h \dot{\theta}| dt \quad \dots\dots\dots (52)$$

図19は、これまでのわだち路への車線変更およびスプリット $\mu$ 路面への進入走行時における制御仕様毎のドライバの仕事量を示す。計算では、 $t_1 = 0$ 、 $t_2 = 6$  sec.とした。前節の結果と同様にXYZ制御は最もドライバの負担が小さいこと、路面凹凸の外乱や路面 $\mu$ の変化に対して制御系のロバスト性を確保できることがわかる。なお、式(52)で算出される仕事は一定値であり、制御効果等を比較する際に定量的でわかりやすい指標となる。

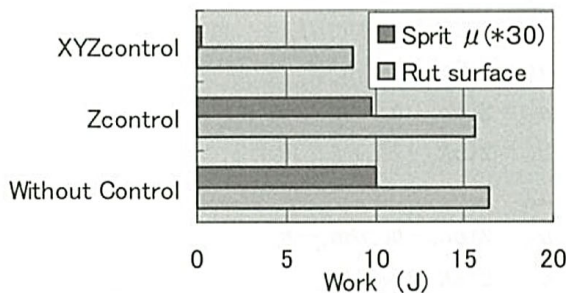


Fig. 19 Comparison of Driver's work

## 6. 結 語

制駆動力左右差配分制御（前後力制御）、四輪操舵（左右力制御）およびアクティブサスペンション（上下力制御）装置を用いて、車両に加わる上下、前後、左右の3方向力を統合的に制御する方法を検討し、その制御成績を車両運動性能のシミュレーション計算により確認した結果、以下のことが明らかになった。

(1) LQ制御理論の適用により、ステアリング操舵角

に対するヨーレイトおよび車体スリップ角特性を目標値に追従させるとともに、車体の揺動も抑制する統合制御則を得た。

- (2) (1)の制御系を適用した車両は、アクティブサスペンション制御のみの場合よりも、性能向上への効果は大きく、様々な凹凸路面や $\mu$ 外乱路面など悪条件下の走行場面においても、操舵応答安定性と乗り心地を高次元で両立できる。ドライバの操舵に対する仕事量も大幅に低減できるため、肉体および精神的な負担の軽減も期待される。
- (3) アクティブサスペンション制御のみの場合と制御入力量を比較すると、上下方向制御入力量は差が無いが、前後、左右力制御入力量の分だけ(1)の制御系のほうが、多くなる。

走行場面によって制御入力量も変わるが、全消費エネルギーの低減までは至らないことがわかった。

なお、本研究は、技術的な可能性を理論的に検討することに主眼を置いたために、状態変数はすべて検出可能、制御装置の遅れは無いとして計算をおこなった。今後、オブザーバを適用した制御系の設計、装置の遅れや非線形要素を考慮した場合の制御効果の確認などが課題として残る。

最後に、本論文を執筆するに当たって、図の作成に協力していただいた本学大学院生の中島正登君、交通機械工学科卒研究生の長田寛、野崎雄介、西花知宏、畑山隆夫、規家健治君らに感謝の意を表する。

## 付 録

式の説明：

・式(5)において、

$$M_{\phi_f} = -t_f(F_{1z} - F_{3z})\rho_f/2$$

$$M_{\phi_r} = -t_r(F_{2z} - F_{4z})\rho_r/2$$

$$h_{RC} = (bh_f + ah_r)/l$$

$$h_{cg} = h_{RC} + h_s = h_{cg0} + z$$

$$h_f = h_{f0} + z, h_r = h_{r0} + z$$

・式(9)において、

$$\delta_{Ri} = \delta_{i0} + \delta_{i1}\epsilon_j + \delta_{i2}\epsilon_j^2$$

$$\delta_{ci} = \left( \frac{\partial \delta_{ci}}{\partial F_{jx}} \right) F_{jx} + \left( \frac{\partial \delta_{ci}}{\partial F_{jy}} \right) F_{jy}$$

また、キャンバ角については、