四輪操舵車の旋回運動時操舵応答性の解析*

森 和 典^{*1}Response Analysis for Four-Wheel-Steering Vehicle
to Steering Inputs under Cornering Motion

Kazunori MORI

This paper presents theoretical analysis on maneuverability and stability for four-wheel-steering (4WS) vehicles with lateral acceleration generated by cornering motion. In order to analyze this, a method has been proposed which uses simple linear equations of the vehicle dynamics model approximated by nonlinear equations considering the fluctuation of vertical loads on right and left wheels and characteristics of suspension such as roll steer. It shows that 4WS system through yaw rate feedback control results in improvement in steering response during cornering by the use of this method.

Key Words: Vehicle Dynamics, Transient Response, Stability, Simulation, Four-Wheel-Steering

1. 緒 言

車両の操縦性・安定性を向上させる主要な技術として、四輪操舵(4WS)は数多くの研究が行われ、その成果が発表されている。

こうした中で、タイヤのコーナリング諸特性が線形となるようなタイヤスリップ角が比較的小さい領域での4WS車の操舵応答性能は、ほぼ解明されてきている。しかし、旋回時の舵の効きや緊急回避性など安全性とも密接な関わりがある横加速度を伴う旋回運動領域の操舵応答性では、タイヤなどの非線形特性を考慮しなければならず、理論的な解析を困難にしている。これまでの研究では、輪荷重一定としてタイヤスリップ角に対するコーナリングフォースの非線形性を取扱った例⁽¹⁾、定常旋回状態での横加速度による左右輪荷重移動量も考慮した例⁽²⁾などがあるが、過渡操舵状態における左右輪荷重移動および車両懸架特性まで含めた解析例は見当たらないようである。また、タイヤなどの非線形特性を考慮した車両運動性能解析には直接数値シミュレーション計算で解く方法もあるが、各種パラメータが車両の操舵応答性に与える影響を考察す

る上では必ずしも十分ではない。

そこで、本論では、横加速度を伴う旋回状態での4WS車の操舵応答性向上について検討するために、左右輪荷重移動に起因するタイヤ非線形特性および車両懸架特性を考慮した運動方程式を近似的に線形化することにより簡易的な理論解析を試みた。その結果、タイヤ、懸架特性および4WS制御則が旋回時の操縦性・安定性に及ぼす影響を定量的に把握することが容易に可能となった。さらに上記解析法により、懸架特性を考慮して導出したヨーレイトフィードバック式4WS制御則は、旋回時の操舵応答性の向上にも有効であることを検証した。

2. 解 析

2.1 車両モデル 解析する車両モデルは、3自由度系(ヨーレイト、車体スリップ角、ロール)とする。また、懸架特性は線形、タイヤのスリップ角およびキャンバ角は左右輪同一と仮定する。運動方程式は次式で表される⁽³⁾。

車両は

$$Mv(\dot{\beta} + r) - m_s h_s \ddot{\phi} = F_{1i} + F_{1o} + F_{2i} + F_{2o} \quad \dots\dots\dots (1 \cdot a)$$

$$I_z \dot{r} = a(F_{1i} + F_{1o}) - b(F_{2i} + F_{2o}) \quad \dots\dots\dots (1 \cdot b)$$

* 原稿受付 平成4年9月3日。

^{*1} 正員、久留米工業大学工学部 (〒830 久留米市上津町 2228)。

$$I_{\phi}\ddot{\phi} + C_{\phi}\dot{\phi} + K_{\phi}\phi = m_s h_s v(\dot{\beta} + r) \quad \cdots (1 \cdot c)$$

タイヤのスリップ角は

$$\left. \begin{aligned} \beta_1 &= \delta_1 - \beta - ar/v \\ \beta_2 &= \delta_2 - \beta + br/v \end{aligned} \right\} \quad \cdots (2)$$

実舵角は

$$\left. \begin{aligned} \delta_1 &= \delta_f - \frac{t_c + t_{pf}}{K_{st}} (F_{1i} + F_{1o}) + \frac{\partial \phi_{rf}}{\partial \phi} \phi \\ &\quad + C_{sf} (F_{1i} + F_{1o})/2 \\ \delta_2 &= \delta_{cr} + \frac{\partial \phi_{rr}}{\partial \phi} \phi + C_{sr} \frac{F_{2i} + F_{2o}}{2} \end{aligned} \right\} \quad \cdots (3)$$

タイヤのキャンバ角は

$$\left. \begin{aligned} \gamma_1 &= \frac{\partial \phi_{cf}}{\partial \phi} \phi + C_{b1} \frac{F_{1i} + F_{1o}}{2} \\ \gamma_2 &= \frac{\partial \phi_{cr}}{\partial \phi} \phi + C_{b2} \frac{F_{2i} + F_{2o}}{2} \end{aligned} \right\} \quad \cdots (4)$$

ただし

$$\left. \begin{aligned} a &= l_f - t_{pf}, b = l_r + t_{pr} \\ \delta_f &= \theta/N, C_{\phi} = (t_f^2 \alpha_f + t_r^2 \alpha_r)/2 \\ K_{\phi s} &= K_{\phi} - m_s h_s g \\ h_s &= h - (l_r h_f + l_f h_r)/l \end{aligned} \right\} \quad \cdots (5)$$

タイヤのコーナリング特性のモデルとして Fiala の式⁽⁴⁾を採用する。コーナリングフォース F_c およびキャンバスラスト F_a は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} F_c(\beta, W) &= (\psi_c - \psi_c^2/3 + \psi_c^3/27) \mu W \cos \beta \\ F_a(\gamma, W) &= (\psi_a - \psi_a^2/3 + \psi_a^3/27) \mu W \\ \psi_c &= K_c \tan \beta / \mu W, \psi_a = K_a \tan \gamma / \mu W \end{aligned} \right\} \quad \cdots (6)$$

したがって各輪のサイドフォースは

$$\left. \begin{aligned} F_{1i} &= F_c(\beta_1, W_{1i}) - F_a(\gamma_1, W_{1i}) \\ F_{1o} &= F_c(\beta_1, W_{1o}) - F_a(\gamma_1, W_{1o}) \\ F_{2i} &= F_c(\beta_2, W_{2i}) - F_a(\gamma_2, W_{2i}) \\ F_{2o} &= F_c(\beta_2, W_{2o}) - F_a(\gamma_2, W_{2o}) \end{aligned} \right\} \quad \cdots (7)$$

と表される。

2・2 定常旋回 定常旋回 ($\dot{r} = \ddot{\phi} = \dot{\phi} = \dot{\beta} = 0$) の場合、ヨーレート r_0 , 横加速度 a_0 , ロール ϕ_0 は、旋回半径を R_0 とすると

$$r_0 = v/R_0, a_0 = vr_0 = v^2/R_0 \quad \cdots (8)$$

式(1・a)より

$$\phi_0 = m_s h_s a_0 / K_{\phi s} \quad \cdots (9)$$

また左右輪荷重移動量を前後それぞれ $\Delta W_1, \Delta W_2$ とすると

$$\left. \begin{aligned} \Delta W_1 &= (h_f b M / l + K_{\phi f} m_s h_s / K_{\phi s}) a_0 / t_f \\ \Delta W_2 &= (h_r a M / l + K_{\phi r} m_s h_s / K_{\phi s}) a_0 / t_r \end{aligned} \right\} \quad \cdots (10)$$

それぞれの輪荷重は

$$\left. \begin{aligned} W_{1i0} &= W_1/2 - \Delta W_1, W_{1o0} = W_1/2 + \Delta W_1 \\ W_{2i0} &= W_2/2 - \Delta W_2, W_{2o0} = W_2/2 + \Delta W_2 \end{aligned} \right\} \quad \cdots (11)$$

となる。ここで、荷重移動量は静止時荷重に比べて小さいとして、前後輪に働くサイドフォース F_{f0}, F_{r0} を $\Delta W_1, \Delta W_2$ のべき級数に展開し 1 次成分までとると

$$\begin{aligned} F_{f0} &= F_{1i0} + F_{1o0} = b M a_0 / l \\ &= F_c(\beta_{10}, W_1/2) + \frac{\partial F_c}{\partial W}(\beta_{10}, W_1/2) \cdot \Delta W_1 \\ &\quad - F_a(\gamma_{10}, W_1/2) - \frac{\partial F_a}{\partial W}(\gamma_{10}, W_1/2) \cdot \Delta W_1 \\ &\quad + F_c(\beta_{10}, W_1/2) + \frac{\partial F_c}{\partial W}(\beta_{10}, W_1/2) \cdot (-\Delta W_1) \\ &\quad - F_a(\gamma_{10}, W_1/2) - \frac{\partial F_a}{\partial W}(\gamma_{10}, W_1/2) \cdot (-\Delta W_1) + \cdots \\ &\doteq 2F_c(\beta_{10}, W_1/2) - 2F_a(\gamma_{10}, W_1/2) \quad \cdots (12) \end{aligned}$$

同様に

$$F_{r0} = a M a_0 / l \doteq 2F_c(\beta_{20}, W_2/2) - 2F_a(\gamma_{20}, W_2/2) \quad \cdots (13)$$

ただし、状態量を表す記号の添字 0 は定常旋回時の値を表している。上式(12), (13)において F_{f0}, F_{r0}, F_a は既知だから、後輪操舵制御舵角 δ_{cr0} を設定すれば、ニュートン・ラフソン法を適用して近似解 β_{10}, β_{20} が求められる。また式(2), (3)を用いて δ_{f0}, β_0 を得る。

2・3 定常旋回からの操舵過渡応答 次に定常旋回状態からステアリングを過渡的に微小操舵した時の車両の応答性について検討する。

式(1)～(7)は非線形方程式のため、解析的に直接解くことは困難である。そこで、定常状態からの摂動を考えることで線形化を図る。ここで、各変数の変動分は Δ を付けて表す。過渡的な操舵による前後輪の左右輪荷重移動量を $\Delta w_1, \Delta w_2$ とすると

$$\begin{aligned} \Delta w_1 &= (h_f \Delta F_f + I_{\phi 1} \ddot{\phi} + C_{\phi 1} \dot{\phi} + K_{\phi f} \phi) / t_f \\ \Delta w_2 &= (h_r \Delta F_r + I_{\phi 2} \ddot{\phi} + C_{\phi 2} \dot{\phi} + K_{\phi r} \phi) / t_r \end{aligned} \quad \cdots (14)$$

ただし、ここでは車両諸元の数値的な近似から $I_{\phi 1} \doteq b M I_{\phi} / l, I_{\phi 2} \doteq a M I_{\phi} / l$ とする。また $C_{\phi 1} = t_f^2 \alpha_f / 2, C_{\phi 2} = t_r^2 \alpha_r / 2$ で表す。

前後輪のサイドフォースの変動分をそれぞれ $\Delta F_f, \Delta F_r$ で表し、いま 1 次近似として $\Delta \beta_{1,2}, \Delta \gamma_{1,2}, \Delta w_{1,2}$ のべき級数に展開し、その 1 次成分までとると

$$\Delta F_f = F_{c\beta 1} \Delta \beta_1 + F_{a\gamma 1} \Delta \gamma_1 + (F_{cw1} + F_{aw1}) \Delta w_1 \quad \cdots (15)$$

$$\Delta F_r = F_{c\beta 2} \Delta \beta_2 + F_{a\gamma 2} \Delta \gamma_2 + (F_{cw2} + F_{aw2}) \Delta w_2 \quad \cdots (16)$$

ただし,

$$\left. \begin{aligned} F_{c\beta 1} &= \frac{\partial F_c}{\partial \beta}(\beta_{10}, W_{100}) + \frac{\partial F_c}{\partial \beta}(\beta_{10}, W_{110}), F_{c\beta 2} = \frac{\partial F_c}{\partial \beta}(\beta_{20}, W_{200}) + \frac{\partial F_c}{\partial \beta}(\beta_{20}, W_{210}), \\ F_{cw1} &= \frac{\partial F_c}{\partial W}(\beta_{10}, W_{100}) - \frac{\partial F_c}{\partial W}(\beta_{10}, W_{110}), F_{cw2} = \frac{\partial F_c}{\partial W}(\beta_{20}, W_{200}) - \frac{\partial F_c}{\partial W}(\beta_{20}, W_{210}) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (17)$$

$F_{a\beta 1}, F_{a\beta 2}, F_{aw1}, F_{aw2}$ についても F_a に関して式(17)と同様の関係式を得る。

式(1)～(4)に式(14)～(17)を代入して, ラプラス変換を行い, 行列の形にまとめる。ただし, 各変数記号は便宜上ラプラス変換後も同じ記号を使うことにする。

$$\left[\begin{array}{ccc} Mv + (a\bar{C}_{f1} - b\bar{C}_{r1})/v & Mvs + \bar{C}_{f1} + \bar{C}_{r1} & -(m_s h_s + \bar{I}_\phi)s^2 - \bar{C}_\phi s - \bar{K}_\phi \\ I_{zs} + (a^2\bar{C}_{f1} + b^2\bar{C}_{r1})/v & a\bar{C}_{f1} - b\bar{C}_{r1} & I_{\phi m}s^2 + C_{\phi m}s + K_{\phi m} \\ -m_s h_s v & -m_s h_s v s & I_\phi s^2 + C_\phi s + K_\phi \end{array} \right] \begin{bmatrix} \Delta\gamma \\ \Delta\beta \\ \Delta\phi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{C}_{f1} & \bar{C}_{r1} \\ a\bar{C}_{f1} & -b\bar{C}_{r1} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta\delta_f \\ \Delta\delta_{cr} \end{bmatrix} \dots\dots\dots (18)$$

各係数は次のとおり

$$\left. \begin{aligned} I_{\phi m} &= b\bar{I}_{\phi 2} - a\bar{I}_{\phi 1}, \bar{I}_\phi = \bar{I}_{\phi 1} + \bar{I}_{\phi 2}, \bar{C}_{f1} = t_f C_{f1}/\Delta_1, \bar{C}_{r1} = t_r C_{r1}/\Delta_2, \Delta_1 = t_f - h_f L_{f1}, \\ C_{\phi m} &= b\bar{C}_{\phi 2} - a\bar{C}_{\phi 1}, \bar{C}_\phi = \bar{C}_{\phi 1} + \bar{C}_{\phi 2}, \bar{I}_{\phi 1} = L_{f1} I_{\phi 1}/\Delta_1, \bar{I}_{\phi 2} = L_{r1} I_{\phi 2}/\Delta_2, \Delta_2 = t_r - h_r L_{r1}, \\ K_{\phi m} &= b\bar{K}_{r1} - a\bar{K}_{f1}, \bar{K}_\phi = K_{\phi f} + K_{\phi r}, \bar{C}_{\phi 1} = L_{f1} C_{\phi 1}/\Delta_1, \bar{C}_{\phi 2} = L_{r2} C_{\phi 2}/\Delta_2, K_2 = (t_c + t_{pf})/K_{st}, \\ \bar{R}_{f1} &= (F_{c\beta 1} \frac{\partial \phi_{rf}}{\partial \phi} - F_{ar1} \frac{\partial \phi_{cf}}{\partial \phi}) / \Delta_3, \Delta_3 = 1 + K_2 F_{c\beta 1} + C_{b1} \frac{\partial F_a}{\partial \gamma}(\gamma_{10}, W_{100}) - \frac{C_{sf}}{2} \frac{\partial F_c}{\partial \beta}(\beta_{10}, W_{100}), \\ \bar{R}_{r1} &= (F_{c\beta 2} \frac{\partial \phi_{rr}}{\partial \phi} - F_{ar2} \frac{\partial \phi_{cr}}{\partial \phi}) / \Delta_4, \Delta_4 = 1 + C_{b2} \frac{\partial F_a}{\partial \gamma}(\gamma_{20}, W_{200}) - \frac{C_{sr}}{2} \frac{\partial F_c}{\partial \beta}(\beta_{20}, W_{200}), \\ C_{f1} &= F_{c\beta 1}/\Delta_3, C_{r1} = F_{c\beta 2}/\Delta_4, L_{f1} = (F_{cw1} - F_{aw1})/\Delta_3, L_{r1} = (F_{cw2} - F_{aw1})/\Delta_4, \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (19)$$

式(18)はタイヤ線形領域の運動方程式に類似する形となっており $\bar{C}_{f1}, \bar{C}_{r1}$ は旋回運動時における等価コーナリングパワーと定義できる。

以上により, ステアリング操舵角と車両運動の状態変数との線形的な関係が得られた。

2・4 4WSの制御方法 ヨーレイトフィードバック式4WSは操舵応答安定性に加えて, 横風外乱などに対する自立安定性が向上することが知られている⁽⁵⁾⁽⁶⁾。ここでは, さらに旋回時の操舵応答性向上の可能性について検討する。そのため, タイヤ特性が線形を示す領域において, 所定の位置で車体の動的スリップ角を零とするように導かれた⁽⁷⁾ステアリング操舵角フィードフォワード式制御(4WS-I)とヨーレイトフィードバック式制御(4WS-II)を比較してみる。解析計算に際して, 4WS-Iは文献(8)の制御則を用い, 4WS-IIも4WS-Iと同じように懸架特性を考慮した制御則を導出する。前後輪タイヤのコーナリングパワーが K_{cf}, K_{cr} でキャンバラスト係数が K_{af}, K_{ar} の場合, 動的スリップ角零の位置を車両重心から後方 e の距離とするような制御則は逆問題として求めることができ次式のようになる。

$$\delta_{cr}(s) = G_1(s)\delta_f(s) + G_2(s)r(s) \dots\dots\dots (20)$$

ただし

$$G_1(s) = -C_f'/C_r' \dots\dots\dots (21\cdot a)$$

$$G_2(s) = \{MeI_{RS}^3 + \{(Mv + \xi)I_R + \xi M_\phi$$

$$+ MeC_R\}s^2 + \{Me\varepsilon + C_R(Mv + \xi)\}s + Mv\varepsilon + \xi K_R\} / C_f' \{(I_R + M_\phi)s^2 + C_Rs + K_R\} \dots\dots\dots (21\cdot b)$$

ここで, 各係数は

$$\left. \begin{aligned} C_f' &= 2K_{cf}/\Delta_5, C_r' = 2K_{cr}/\Delta_6, \\ K_{af}' &= 2K_{af}/\Delta_5, K_{ar}' = 2K_{ar}/\Delta_6, \\ \Delta_5 &= 1 - C_f(C_{sf} - 2K_2) + C_{b1}K_{af}, \\ \Delta_6 &= 1 - C_rC_{sr} + C_{b2}K_{ar}, \varepsilon = K_R - N_\phi, \\ I_R &= C_R - M_\phi, C_R = MC_\phi/M_\phi, K_R = MK_{\phi s}/M_\phi, \\ \xi &= \{C_f'(l_f + e) + C_r'(e - l_r)\}, M_\phi = m_s h_s, \\ N_\phi &= C_f' \frac{\partial \phi_{rf}}{\partial \phi} - K_{cf}' \frac{\partial \phi_{cf}}{\partial \phi} + C_r' \frac{\partial \phi_{rr}}{\partial \phi} - K_{cr}' \frac{\partial \phi_{cr}}{\partial \phi} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (22)$$

操舵応答特性は, 式(18)を変形して

$$\begin{bmatrix} \Delta r \\ \Delta \beta \\ \Delta \phi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{rf}(s) & C_{rr}(s) \\ C_{\beta f}(s) & C_{\beta r}(s) \\ C_{\phi f}(s) & C_{\phi r}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \delta_f \\ \Delta \delta_{cr} \end{bmatrix} \dots\dots\dots (23)$$

となる。式(20), (23)より $\Delta\delta_f$ に対する $\Delta r, \Delta\alpha, \Delta\phi$ の伝達関数を求めると

$$\frac{\Delta r}{\Delta \delta_f} = \frac{C_{rf} + G_1 C_{rr}}{1 - G_2 C_{rr}} \dots\dots\dots (24)$$

$$\begin{aligned} \frac{\Delta \alpha}{\Delta \delta_f} &= v \{sC_{\beta f}(1 - G_2 C_{rr}) + sC_{\beta r}(G_1 + G_2 C_{rf}) \\ &\quad + C_{rf} + G_1 C_{rr}\} / (1 - G_2 C_{rr}) \dots\dots\dots (25) \end{aligned}$$

$$\frac{\Delta \phi}{\Delta \delta_f} = \frac{C_{\phi f}(1 - G_2 C_{rr}) + C_{\phi r}(G_1 + G_2 C_{rf})}{1 - G_2 C_{rr}} \dots\dots\dots (26)$$

式(24)～(26)で表される操舵応答伝達関数は、 s に関して有理関数の形をとる。

3. 計算および考察

3.1 4WS 制御の効果 計算では、一般的な小型乗用車の車両諸元を用いたが、簡略化のためキャンバ特性は省略した。また 4WS-I, II は重心位置で車体の動的スリップ角を零とする制御 (4WS-II は式(20)で $e=0$) とする。

図 1 は旋回半径一定、図 2 は車速一定の場合の横加速度に対するヨーレイト定常ゲインの変化を示す。定常応答の場合、4WS は中低速域でゲインが高く、高速域で低くなり (図 1)、車速一定時では横加速度が大きくなっても 2WS よりゲイン低下は少ない傾向にある (図 2)。特に、4WS-II は I に比べてゲインが適度に高く、ステアリング操舵も少なく済み、舵の効きが良いと思われる。これは、前後輪の舵角比を $\Delta\delta_{cr}/\Delta\delta_r$ と定めると、4WS-II は横加速度が大きくなるのに従い舵角比が小さくなるためである (図 3)。

図 1 ヨーレイト定常ゲイン (旋回半径一定)

図 2 ヨーレイト定常ゲイン (車速一定)

図 4, 5 はステップ応答および周波数応答について、4WS-I, II と 2WS の比較を示す。4WS-II は使用頻度の高い 1 Hz 近傍でもゲイン、位相遅れの低下が少なく良好な応答性を得る。また α_0/g が大きくなっても応答性の低下は 2WS に比べて少ない (図 6)。タイヤの最大コーナリングフォースと実コーナリングフォースとの差を残留コーナリングフォースと呼ぶとすると、ステップ応答時の前 2 輪、後 2 輪分の残留コーナリングフォースは図 7 のようになる。4WS-II は、残留分の変化が少なく、タイヤの力を有効に発生させる。

3.2 動的車体スリップ角零の位置と操舵応答性

式(20)の制御則を用いて、タイヤ線形域での動的車体スリップ角零の位置を変えた場合の旋回運動時ヨーレイト特性を計算すると、 e を重心前方に移動させるほどゲインが増大し、位相遅れが小さくなることがわ

図 3 前後輪の舵角比

図 4 ステップ応答

かる(図8)。これは、タイヤ線形域におけるヨーレイ
ト特性と同じ傾向であり、線形域特性がそのまま非線
形域まで拡張されたことを示す。

3・3 操舵力特性 簡単なステアリング系モデル
を用いて、操舵力 T_h の特性を調べる。

$$\Delta T_h = I_h s^2 + C_h s + (t_c + t_{pf}) \Delta F_f / N \quad \cdots \cdots (27)$$

図9は操舵角に対する操舵力の周波数応答を示す。

図5 周波数応答

図7 残留コーナリングフォース

4WS-IIは、操舵周波数に対するゲイン低下が少なく、
舵の手ごたえ感が減少しない。

以上各種応答性の計算結果を調べたが、特に注目す
べき点は、タイヤのスリップ角が大きくなりコーナリ

図6 定常横 G に対する周波数応答の変化

図8 車体スリップ角零の位置とヨーレイト特性

図 9 操舵力特性

ングフォースが非線形特性を示す領域でも、4WS-II は良好な操舵応答性が得られるという点である。

4. 結 言

四輪操舵車について、横加速度を伴う旋回運動時の操舵応答性に関する解析を行い、次のような結果を得た。

(1) 横加速度による左右輪荷重移動量および懸架特性を考慮した簡易的な理論解析モデルが作成できた。

(2) 懸架特性も考慮して、動的車体スリップ角が零となる位置を任意に保つことが可能なヨーレイトフィードバック式4WS制御則を理論的に導出した。

(3) 上記ヨーレイトフィードバック式4WSの制御は、旋回時における操舵応答性の向上に有効である。

本研究の解析では懸架特性を考慮したため、トー、キャンバ変化、コンプライアンスステアなどが4WS制御に与える影響を定量的に把握する場合にも有効と考えられる。

今後の課題としては、解析結果と実際の現象との比較、懸架特性の非線形性の影響、制駆動力を伴う場合の解析、などがある。

付 録

記号 {パラメータ基準値}

本論文の車両モデルで用いた記号と、計算に使用した主なパラメータ基準値は以下のとおりである。

M, m_s : 車両質量, ばね上質量 {1 500, 1 300 kg}
 I_z, I_ϕ : ヨー, ロール慣性モーメント {240, 55 kgm²}
 l, l_f, l_r : 軸距, 重心～前・後軸距離 {2.6, 1.2, 1.4 m}
 t_f, t_r : 前・後輪トレッド {1.45, 1.45 m}
 t_c : キャスタートレール {0.03 m}
 t_{pf}, t_{pr} : 前・後輪ニューマチックトレール {0.03, 0.03 m}
 $\alpha, \alpha_f, \alpha_r$: 横加速度, 前・後輪の減衰力
 β, v : 車体スリップ角 (at C.G), 車速
 $\beta_1, \beta_2, \gamma_1, \gamma_2$: 前・後輪スリップ角, 対地キャンバ角
 r, ϕ : ヨーレイト, ロール角
 δ_1, δ_2 : 前・後輪の実舵角
 δ_f, δ_{cr} : ステアリング実舵角, 後輪操舵制御舵角
 h, h_f, h_r : 車両重心高, 前・後ロールセンタ高さ
 $K_{\phi f}, K_{\phi r}$: 前・後ロール剛性 {38, 32 kNm/rad}
 K_ϕ, K_{st} : ロール剛性, ステアリング剛性
 K_c, K_{cf}, K_{cr} : 前・後輪コーナリングパワー {64 kN/rad}
 K_a, K_{af}, K_{ar} : 前・後輪キャンバラスト係数
 C_{sf}, C_{sr} : 横力による前・後輪コンプライアンスステア
 C_{b1}, C_{b2} : 横力による前・後輪キャンバ剛性
 $\frac{\partial \phi_{rf}}{\partial \phi}, \frac{\partial \phi_{rr}}{\partial \phi}$: 前・後輪単位ロール角当りのトー角変化
 $\frac{\partial \phi_{cf}}{\partial \phi}, \frac{\partial \phi_{cr}}{\partial \phi}$: 前・後輪単位ロール角当りのキャンバ角変化
 F_{mn}, W_{mn} : 各車輪のサイドフォース, 輪荷重
 ここで, $m=i, o, n=1, 2$ はそれぞれ旋回内・外輪, 前・後輪を示す。
 θ, T_h : ステアリング操舵角, 操舵力
 N : ステアリングギヤ比 {15.4}
 I_h, C_h : ステアリング系の慣性モーメント, 減衰係数
 μ, g : 路面摩擦係数 {1.0}, 重力加速度
 s : ラプラス記号

文 献

- (1) 永井・ほか1名, 自技会論文集, 43(1990), 97-102.
- (2) 安部, 自技会論文集, 37(1988), 135-140.
- (3) 安部, 車両の運動と制御, (1979), 122-152, 共立出版.
- (4) 酒井, タイヤ工学, (1987), 190-194, グランプリ出版.
- (5) Sato, H., ほか3名, IMEC, C 124/83(1983), 147-156.
- (6) 横矢・ほか3名, 自動車技術, 45-10 (1991), 47-52.
- (7) 井口, 自技会論文集, 35(1987), 120-125.
- (8) 森・ほか4名, 自技会論文集, 45(1990), 31-36.