

博士論文

自動車の操縦性安定性の基本設計と  
これに基づくシャシー制御に関する研究

山本真規



## — 目次 —

<b>第1章 序論</b>	1
1.1 研究の背景と目的	2
1.2 論文の構成	5
<b>第2章 操縦性安定性の基本計画</b>	9
2.1 はじめに	10
2.2 基礎解析モデル	11
2.3 パラメータの正規化	13
2.4 正規化パラメータを用いた操舵応答特性の表現	17
2.5 感度解析	26
2.6 初期ホイールアライメントを考慮した等価コーナリングパワー	32
2.7 まとめ	40
<b>第3章 ドライバの感覚に合う操舵特性</b>	41
3.1 はじめに	42
3.2 実験方法	43
3.3 車両応答特性と主観評価	47
3.4 ドライバの感覚に合う操舵トルク特性	48
3.5 定量評価検証	50
3.6 操舵感覚指標の定式化	52
3.7 操舵感覚指標を考慮した等価コーナリングパワーの設計	57
3.8 まとめ	61
<b>第4章 後輪アクティブステアによる操舵応答性・外乱安定性の向上</b>	63
4.1 はじめに	64
4.2 制御則	64
4.3 操舵応答特性	69
4.4 操舵トルク特性	76
4.5 操舵感覚指標と後輪操舵	79
4.6 外乱応答特性	81
4.7 システム応答遅れの影響解析	88
4.8 ロール特性への影響解析	91

4.9	閉ループシミュレーション	100
4.10	実車性能評価	101
4.11	まとめ	104
<b>第5章</b>	<b>非線形性を考慮した操縦性安定性設計</b>	<b>107</b>
5.1	はじめに	108
5.2	旋回非線形特性の評価	108
5.3	タイヤ横力のスリップ角に対する非線形性の定式化	113
5.4	荷重移動の影響の定式化	115
5.5	操舵系非線形性の定式化	121
5.6	局所コーナリングパワーの定式化と解析モデルの検証	126
5.7	旋回非線形特性に影響する設計諸元	130
5.8	各シャシー制御システムの効果領域	137
5.9	まとめ	140
<b>第6章</b>	<b>スリップ角位相平面を用いた限界運動解析</b>	<b>141</b>
6.1	はじめに	142
6.2	限界運動解析モデル	142
6.3	平衡点の静特性解析	145
6.4	スリップ角位相平面と平衡点の動的性質	153
6.5	走行条件（操舵角，車速）と平衡点	157
6.6	スリップ角位相平面における解軌跡	159
6.7	詳細タイヤモデルでの検証	166
6.8	まとめ	168
<b>第7章</b>	<b>4輪アクティブ制動力制御によるスタビリティコントロール</b>	<b>169</b>
7.1	はじめに	170
7.2	限界での人間自動車系特性とスタビリティコントロールのコンセプト	171
7.3	横力が飽和する操舵条件	173
7.4	操舵限界における車両挙動	178
7.5	限界挙動変化抑制に必要な外力	184
7.6	制御論理と性能予測	187
7.7	システム構成	193
7.8	実車性能評価	194

7.9 まとめ.....	199
<b>第8章 結論</b> .....	201
引用文献.....	207
筆者発表論文.....	215
謝辞.....	219



## —記 号—

$A$  : 線形特性のスタビリティファクタ

$A^*$  : 非線形特性を考慮したスタビリティファクタ

$a_i$  : 横力ステア係数 ( $i=f,r$ )

$a_p, a_{p1}, a_{p3}$  : パワーステアリングのアシスト係数

$a_y$  : 横加速度

$B_i$  : 正規化キャンバスティッフネス ( $i=f,r$ )

$b_i$  : ロールステア係数 ( $i=f,r$ )

$C$  : タイヤの正規化コーナリングパワー

$C^*$  : タイヤの局所正規化コーナリングパワー

$C_{SF}$  : 空力横力係数

$C_{YM}$  : 空力ヨーモーメント係数

$C_i, C_f, C_r$  : 前後輪の正規化コーナリングパワー ( $i=f,r$ )

$C_i^*, C_f^*, C_r^*$  : 前後輪の局所正規化コーナリングパワー ( $i=f,r$ )

$C_{i0}^*$  : 左右輪平均のタイヤ局所正規化コーナリングパワー ( $i=f,r$ )

$\bar{C}_i$  : 左右輪平均の正規化コーナリングパワー ( $i=f,r$ )

$C_s$  : 操舵系減衰係数

$C_s^*$  : ドライバが望む操舵トルク特性のために付与すべき操舵系減衰係数

$C_\phi$  : ロール減衰係数

$c_i$  : 横力キャンバ係数 ( $i=f,r$ )

$D_i, D_f, D_r$  : 前後荷重移動配分比 ( $D_f+D_r=1$ ), ( $i=f,r$ )

$d_i, d_f, d_r$  : 前後軸重配分比 ( $d_f+d_r=1$ ), ( $i=f,r$ )

$d_{pf}, d_{pr}$  : ホイルベースで正規化した撃心～前後軸間距離

$d_w$  : ホイルベースで正規化した重心～横風着力点間距離

$E_i, E_f, E_r$  : 折れ線タイヤの限界を超えた後の横力変化勾配 ( $i=f,r$ )

$e_i, e_f, e_r$  : コーナリングパワー増幅率 ( $i=f,r$ )

$F$  ; タイヤ横力

$F_i, F_f, F_r$  : 前後輪横力 ( $i=f,r$ )

$F_s$  : 操舵系摩擦トルク

$F_w$  : 横風外乱力

$f$  : 周波数

$G_B$  : 横加速度に対する定常スリップ角ゲイン

$G_B^*$  : 横加速度に対する局所スリップ角ゲイン

$G_H$  : ハンドル角に対する定常操舵トルクゲイン

$G_R$  : ハンドル角に対する定常ヨーレイトゲイン  
 $G_R^*$  : ハンドル角に対する局所ヨーレイトゲイン  
 $G_{Ra}, G_{Rb}, G_{Rc}, G_{R4}$  : 各後輪操舵制御のハンドル角に対する定常ヨーレイトゲイン  
 $(G_{Ra}=G_{Rb}=G_{Rc}=G_{R4})$   
 $G_{Rmax}$  : ハンドル角に対する定常ヨーレイトゲインの最大値  
 $G_{R4max}$  : 後輪操舵制御のハンドル角に対する定常ヨーレイトゲインの最大値  
 $G_b$  : 操舵角に対する定常スリップ角ゲイン  
 $G_m$  : 操舵角に対する定常 SAT ゲイン  
 $G_r$  : 操舵角に対する定常ヨーレイトゲイン  
 $G_{ra}, G_{rb}, G_{rc}, G_{r4}$  : 各後輪操舵制御の操舵角に対する定常ヨーレイトゲイン  
 $(G_{ra}=G_{rb}=G_{rc}=G_{r4})$   
 $G_{rd}$  : ヨーモーメント外乱に対する定常ヨーレイトゲイン  
 $G_{rda}$  : 後輪操舵(制御則 A)のヨーモーメント外乱に対する定常ヨーレイトゲイン  
 $G_{rw}$  : 横風外乱に対する定常ヨーレイトゲイン  
 $G_{rwa}$  : 後輪操舵(制御則 A)の横風外乱に対する定常ヨーレイトゲイン  
 $G_y$  : 重力加速度単位の横加速度 ( $=a_x/g$ )  
 $G_{yf}, G_{yf}$  : 周期的操舵入力において、前後輪が飽和するときの重心位置横加速度  
 $G_\beta$  : 操舵角に対する定常スリップ角ゲイン  
 $G_{\beta d}$  : ヨーモーメント外乱に対する定常スリップ角ゲイン  
 $G_{\beta da}$  : 後輪操舵(制御則 A)のヨーモーメント外乱に対する定常スリップ角ゲイン  
 $G_{\beta w}$  : 横風外乱に対する定常スリップ角ゲイン  
 $G_{\beta wa}$  : 後輪操舵(制御則 A)の横風外乱に対する定常スリップ角ゲイン  
 $g$  : 重力加速度  
 $H$  : 重心高  
 $h_f, h_r$  : 前後のロールセンタ高  
 $h_s$  : ロールアーム長  
 $h_{sf}, h_{sr}$  : 重心とロールセンタ高の上下方向距離  
 $I$  : ヨー慣性モーメント  
 $I_h$  : 操舵系慣性モーメント  
 $I_n$  : 正規化したヨー慣性モーメント  
 $I_x$  : ロール慣性モーメント  
 $I_0$  : 前後車軸位置に質量集中している場合のヨー慣性モーメント  
 $K$  : タイヤコーナリングパワー  
 $K_F, K_B, K_0, K_1, T_1$  : 後輪操舵の制御係数



$K_i, K_f, K_r$  : 前後輪のコーナリングパワー ( $i=f, r$ )  
 $\bar{K}_i$  : 左右輪平均のコーナリングパワー ( $i=f, r$ )  
 $K_{kp}$  : キングピン軸回りのサスペンションステア角剛性  
 $K_{sh}$  : パワーステアリングより上流側のステアリングシャフト剛性  
 $K_{ss}$  : パワーステアリングより下流側のステアリングシャフト剛性  
 $K_s^*$  : 操舵系等価剛性  
 $K_\phi$  : トータルロール剛性  
 $K_{\phi f}, K_{\phi r}$  : 前後のロール剛性  
 $L$  : 車両全長  
 $l$  : ホイルベース  
 $l_f, l_r$  : 重心～前後軸間距離  
 $l_{pf}, l_{pr}$  : 撃心～前後軸間距離  
 $l_w$  : 重心～横風外乱着力点間距離  
 $M_a$  : パワーステアリングのアシストトルク  
 $M_f$  : 前輪アライニングトルク  
 $M_h$  : 操舵トルク (ハンドルトルク)  
 $M_s$  : ステアリングシャフト下端トルク  
 $M_t$  : パワーステアリングトルクセンサ値  
 $M_{xa}$  : 制御サスペンションによるロールモーメント制御量  
 $M_z$  : タイヤのセルフアライニングトルク  
 $M_{zxij}$  : 各輪制動力による直接ヨーモーメント変化 ( $i=f, r, j=1, 2$ )  
 $M_{zyij}$  : 各輪制動力に伴う横力変化によるヨーモーメント変化 ( $i=f, r, j=1, 2$ )  
 $M_{zzij}$  : 各輪制動力に伴う前後荷重移動によるヨーモーメント変化 ( $i=f, r, j=1, 2$ )  
 $M_{zij}$  : 各輪制動力によるヨーモーメント変化 ( $i=f, r, j=1, 2$ )  
 $m$  : 車両質量  
 $N_s$  : ステアリングギア比  
 $n$  : タイヤ横力特性のスリップ角に対する非線形性を表す指数  
 $n_t$  : ニューマチックトレールのスリップ角に対する非線形性を表す指数  
 $p$  : ロールレイト  
 $P_i, P_f, P_r$  : タイヤマジックフォーミュラー形状係数  
 $Q_i, Q_f, Q_r$  : タイヤマジックフォーミュラー形状係数  
 $q_i$  : ロールキャンバキャンセル率 ( $i=f, r$ )  
 $R_i, R_f, R_r$  : 前後ロール剛性配分比 ( $R_f+R_r=1$ ), ( $i=f, r$ )  
 $r$  : ヨーレイト

$S$  : 前輪に対する後輪の横力飽和率の伝達関数  
 $s$  : ラプラス演算子  
 $s_{ij}^*$  : 目標スリップ率 ( $i=f,r$  ,  $j=1,2$ )  
 $T$  : トレッド  
 $T_D$  : ステップ操舵応答の収束時定数  
 $T_E$  : ステップ操舵応答の応答時定数  
 $T_R$  : ハンドル角に対するヨーレイトの 1 次遅れ時定数  
 $T_Y$  : ハンドル角に対する横加速度の 1 次遅れ時定数  
 $T_V$  : 横加速度とヨーレイトの 1 次遅れ時定数の差  
 $T_F$  : 操舵角に対する SAT の 1 次遅れ時定数( $=T_{wf}$ )  
 $T_H$  : ハンドル角に対する操舵トルクの 1 次進み時定数  
 $T_H^*$  : 望ましい操舵トルクの 1 次進み時定数  
 $T_S$  : 望ましい操舵トルク特性とするための操舵系補填トルクの 1 次進み時定数  
 $T_W$  : 前輪横力と後輪横力の 1 次遅れ時定数の差  
 $T_{wf}$  : 操舵角に対する前輪横力の 1 次遅れ時定数  
 $T_{wr}$  : 操舵角に対する後輪横力の 1 次遅れ時定数  
 $T_r$  : 操舵角に対するヨーレイト伝達関数の分子 1 次係数  
 $T_\beta$  : 操舵角に対するスリップ角伝達関数の分子 1 次係数  
 $T_{y1}$  : 操舵角に対する横加速度伝達関数の分子 1 次係数  
 $T_{y2}$  : 操舵角に対する横加速度伝達関数の分子 2 次係数  
 $T_{f1}$  : 操舵角に対する前輪横力伝達関数の分子 1 次係数  
 $T_{f2}$  : 操舵角に対する前輪横力伝達関数の分子 2 次係数  
 $T_{r1}$  : 操舵角に対する後輪横力伝達関数の分子 1 次係数  
 $T_{\beta w}$  : 横風外乱に対するスリップ角の伝達関数の分子 1 次係数  
 $T_{rw}$  : 横風外乱に対するヨーレイトの伝達関数の分子 1 次係数  
 $T_{rd}$  : ヨーモーメント外乱に対するヨーレイト伝達関数の分子 1 次係数  
 $T_{Ra}$  : 後輪操舵 (制御則 A, B) のヨーレイトの 1 次遅れ時定数 ( $=T_a$ )  
 $T_{Ya}$  : 後輪操舵 (制御則 A, B) の横加速度の 1 次遅れ時定数 ( $=T_a$ )  
 $T_{Va}$  : 後輪操舵 (制御則 A, B) のヨーレイトと横加速度の時定数差 ( $=0$ )  
 $T_{Fa}$  : 後輪操舵 (制御則 A, B) の SAT の 1 次遅れ時定数  
 $T_{Ha}^*$  : 後輪操舵 (制御則 A, B) の必要操舵トルクの 1 次進み時定数  
 $T_{Sa}$  : 後輪操舵 (制御則 A, B) の操舵系補填トルクの 1 次進み時定数  
 $T_a$  : 後輪操舵 (制御則 A, B) の操舵角に対する伝達関数の分母 1 次係数  
 $T_{a1}, T_{a2}$  : 後輪操舵 (制御則 A) の外乱に対する伝達関数の 2 つの分母係数 ( $T_{a2}=T_a$ )

$T_{fa}$  : 後輪操舵（制御則 A, B）の SAT の伝達関数の分子 1 次係数  
 $T_{Rc}$  : 後輪操舵（制御則 C）のヨーレイトの 1 次遅れ時定数  
 $T_{Yc}$  : 後輪操舵（制御則 C）の横加速度の 1 次遅れ時定数  
 $T_{Vc}$  : 後輪操舵（制御則 C）のヨーレイトと横加速度の時定数差 (=0)  
 $T_{Fc}$  : 後輪操舵（制御則 C）の SAT の 1 次遅れ時定数  
 $T_{Hc}^*$  : 後輪操舵（制御則 C）の必要操舵トルクの 1 次進み時定数  
 $T_{Sc}$  : 後輪操舵（制御則 C）の操舵系補填トルクの 1 次進み時定数  
 $T_{rc}$  : 後輪操舵（制御則 C）のヨーレイトの伝達関数の分子 1 次係数  
 $T_{\beta c}$  : 後輪操舵（制御則 C）のスリップ角の伝達関数の分子 1 次係数  
 $T_{y1c}, T_{y2c}$  : 後輪操舵（制御則 C）の横加速度の伝達関数の分子 1 次係数, 分子 2 次係数  
 $T_{f1c}, T_{f2c}$  : 後輪操舵（制御則 C）の SAT の伝達関数の分子 1 次係数, 分子 2 次係数  
 $t$  : 時間  
 $V$  : 走行速度  
 $V_B$  : 定常スリップ角がゼロとなる速度  
 $V_C$  : 定常ヨーレイトゲインが最大となる速度  
 $V_{C4}$  : 後輪操舵の定常ヨーレイトゲインが最大となる速度  
 $V_D$  : 減衰比が 1 となる速度  
 $V_D'$  : 前輪が限界を超えているとき, 減衰比が 1 となる速度  
 $V_O$  : 固有振動数が前輪コーナリングパワーの影響を受けない速度  
(=定常円旋回で前輪舵角と前輪スリップ角が一致する速度)  
 $V_R$  : 緩周波数の周期的操舵時, ヨーレイトの位相がゼロとなる速度  
 $V_S$  : 周期的操舵時, 後輪横力飽和が先に起こる臨界速度  
 $V_Y$  : 緩周波数の周期的操舵時, 横加速度の位相がゼロとなる速度  
 $V_{Bn} := V_B / V_O$   
 $V_{Cn} := V_C / V_O$   
 $V_{Dn} := V_D / V_O$   
 $V_{Rn} := V_R / V_O$   
 $V_{Sn} := V_S / V_O$   
 $V_{Yn} := V_Y / V_O$   
 $W$  : タイヤ荷重  
 $W_i, W_f, W_r$  : 前後輪の荷重 ( $i=f,r$ )  
 $W_{ij}$  : 各輪荷重 ( $i=f,r, j=1,2$ )  
 $\alpha$  : タイヤスリップ角  
 $\alpha_i, \alpha_f, \alpha_r$  : 前後輪のスリップ角 ( $i=f,r$ )

$\beta$  : 重心位置の車体スリップ角  
 $\beta_e$  : 平衡点の車体スリップ角  
 $\gamma_{i0}$  : イニシャルキャンバ角 ( $i=f,r$ )  
 $\Delta H$  : 旋回時の重心横移動等を考慮するときの等価重心高の増加分  
 $\Delta h$  : ロールセンタ高の前後差 ( $\Delta h = h_r - h_f$ )  
 $\Delta r_\delta$  : ステア角により生ずるヨーレイト  
 $\Delta r_{Fx}$  : 制駆動力左右差により生ずるヨーレイト  
 $\Delta r_{Mx}$  : ロール剛性配分変化による発生ヨーレイトの差  
 $\Delta_i, \Delta_f, \Delta_r$  : ステア角換算したサスペンション, 操舵系のコーナリングコンプライアンス ( $i=f,r$ )  
 $\Delta_{fL}$  : 前輪コーナリングコンプライアンスの線形項  
 $\Delta_{fN}$  : 前輪コーナリングコンプライアンスの操舵系非線形項  
 $\Delta\alpha$  : 前輪と後輪のスリップ角差  
 $\Delta\alpha_S$  : 安定解が限界に達するときの前後輪のスリップ角差  
 $\Delta\alpha_U$  : 2種類の不安定解が一致するときの前後輪のスリップ角差  
 $\Delta\delta_{Yi}$  : 横力ステア角変化 ( $i=f,r$ )  
 $\Delta\delta_{Mi}$  : アライニングモーメントステア角変化 ( $i=f,r$ )  
 $\Delta\delta_{\varphi i}$  : ロールステア角変化 ( $i=f,r$ )  
 $\Delta\delta_{li}$  : 初期トー角による左右輪平均のステア角変化 ( $i=f,r$ )  
 $\Delta\gamma_{Yi}$  : 横力キャンバ角変化 ( $i=f,r$ )  
 $\Delta\gamma_{\varphi i}$  : ロールキャンバ角変化 ( $i=f,r$ )  
 $\Delta\gamma_{li}$  : 初期キャンバ角による左右輪平均のキャンバ角変化 ( $i=f,r$ )  
 $\delta_S$  : 前輪が限界に達する操舵角  
 $\delta_U$  : 2種類の不安定解が分岐する操舵角  
 $\delta_f$  : 前輪操舵角  
 $\delta_r$  : 後輪操舵角  
 $\delta_h$  : ハンドル角  
 $\delta_{hf}, \delta_{hr}$  : 周期的操舵において, 前後輪横力が飽和するハンドル角  
 $\delta_{hd}$  : ヨーモーメント外乱に対して定常ヨーレイトをゼロにするための修正ハンドル角  
 $\delta_{hda}$  : 後輪操舵 (制御則 A) のヨーモーメント外乱に対する修正ハンドル角  
 $\delta_{hdb}$  : 後輪操舵 (制御則 B) のヨーモーメント外乱に対する修正ハンドル角  
 $\delta_{hdc}$  : 後輪操舵 (制御則 C) のヨーモーメント外乱に対する修正ハンドル角  
 $\delta_{hw}$  : 横風外乱に対して定常ヨーレイトをゼロにするための修正ハンドル角  
 $\delta_{hwa}$  : 後輪操舵 (制御則 A) の横風外乱に対する修正ハンドル角

$\delta_{hwb}$  : 後輪操舵（制御則 B）の横風外乱に対する修正ハンドル角  
 $\delta_{hwc}$  : 後輪操舵（制御則 C）の横風外乱に対する修正ハンドル角  
 $\delta_{i0}$  : イニシャルトー角 ( $i=f,r$ )  
 $\varepsilon$  : タイヤ正規化コーナリングパワーの対荷重変化率  
 $\zeta$  : 操舵応答減衰比  
 $\zeta_s$  : 舵力（前輪横力）入力の変衰比  
 $\eta_1$  : スリップ角位相平面における解軌跡の縦軸との接線勾配  
 $\eta_2$  : スリップ角位相平面における解軌跡勾配=0 となる点と原点を結ぶ直線の勾配  
 $\theta_f$  : アライニングトルクに対するステア角変化  
 $\theta_{kp}$  : アライニングトルクに対するキングピン軸回りのサスペンション系変形角  
 $\theta_{sh}$  : アライニングトルクに対する PS 上流ステアリングシャフトの変形角  
 $\theta_{ss}$  : アライニングトルクに対する PS 下流ステアリングシャフトの変形角  
 $\kappa$  : タイヤ摩擦係数の対荷重変化率  
 $\lambda_l$  : ロール慣性モーメントとヨー慣性モーメントの比  
 $\lambda_f$  : 重心～前軸ロールセンタの上下方向距離と重心～前軸の前後方向距離の比( $=h_{sf}/l_f$ )  
 $\lambda_r$  : 重心～後軸ロールセンタの上下方向距離と重心～後軸の前後方向距離の比( $=h_{sr}/l_r$ )  
 $\lambda_1, \lambda_2$  : 不安定な平衡点（鞍点）の 2 つの特性根  
 $\mu$  : タイヤ摩擦係数  
 $\mu_i, \mu_f, \mu_r$  : 前後輪の摩擦係数 ( $i=f,r$ )  
 $\bar{\mu}_i$  : 左右輪平均の前後輪の摩擦係数 ( $i=f,r$ )  
 $\mu_{i0}$  : 荷重移動を考えないときの前後輪の摩擦係数 ( $i=f,r$ )  
 $\nu$  : タイヤ横スリップ比 ( $=\tan\alpha$ )  
 $\xi$  : トレール  
 $\xi_c$  : キヤスタートレール  
 $\xi_{ti}$  : ニューマチックトレール ( $i=f,r$ )  
 $\xi_{i0}$  : 直進時のニューマチックトレール  
 $\rho$  : タイヤ摩擦係数の対キャンバ角変化率  
 $\Sigma\Delta\delta_i$  : 横加速度 1 G 旋回換算のステア角変化総和 ( $i=f,r$ )  
 $\Sigma\Delta\gamma_i$  : 横加速度 1 G 旋回換算のキャンバ角変化総和 ( $i=f,r$ )  
 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_\phi, \sigma_R, \sigma_Y$  : ドライバが必要とする操舵トルク位相進み特性の各係数  
 $\tau$  : 後輪操舵システムの応答遅れ時間  
 $\varphi$  : ロール角  
 $\psi$  : ロール軸傾斜角

$\omega$  : 角振動数

$\omega_S$  : 舵力（前輪横力）入力に対する後輪横力の共振振動数

$\omega_{Sn}$  : 舵力入力の固有振動数

$\omega_{S0}$  : 後輪横力飽和が先に起こる境界速度の操舵振動数

$\omega_Y$  : ヨー共振振動数

$\omega_n$  : 操舵応答固有振動数

# 第 1 章

## 序論

## 1.1 研究の背景と目的

歴史上最初の自動車はキュノーが 1769 年に製作した蒸気自動車といわれている<sup>(1-1),(1-2)</sup>。同時に、この車は、試走時にカーブを曲がれず壊れてしまったという逸話でも有名であり、自動車の発明当初から、操縦性安定性は重要なテーマであったことを物語っている。以来、今日に至るまで、自動車の操縦性安定性、すなわち、ドライバの意図どおりに運動する操縦しやすい特性、ドライバが意図しない挙動が起きにくい安心な特性の追及が、絶え間なく続いている。運動力学に基づく理論的解析手法の研究、性能目標や評価手法の研究、性能を具現化するための要素技術開発やシステム開発が一体となって、操縦性安定性の進化を支えてきた<sup>(1-3),(1-4),(1-5)</sup>。

道路環境が整備され、自動車が高速化してきた 20 世紀中旬以降、操縦性安定性の理論構築が本格的に始まった。Segel は、ロール軸を水平固定し、タイヤ横力はスリップ角に比例するなど線形仮定により、車両の平面運動とロール運動を記述する 3 自由度運動方程式を導いた<sup>(1-6)</sup>。Whitcomb らは、Segel モデルからロールの自由度を省略した平面 2 自由度線形モデルを用いて、操縦性安定性の基本的性質を理論的に解析した<sup>(1-7)</sup>。藤井は、操舵系の弾性が、平面 2 自由度線形モデルの前輪コーナリングパワーを減少することと等価であることを明らかにした<sup>(1-8)</sup>。その後、サスペンション特性の影響を統一的に取り扱おうとする試みがなされ、Bundorf らは、サスペンション特性の影響を単位横加速度当りのステア角に換算するコーナリングコンプライアンスの考え方を示した<sup>(1-9)</sup>。原田は、サスペンションの幾何学的変化やコンプライアンス変形を前後輪のタイヤ特性に等価的に置き換えることにより、平面 2 自由度線形モデルを複雑化することなくサスペンション特性を考慮する概念を示した<sup>(1-10)</sup>。こうした考え方をさらに拡張し、酒井らはサスペンション特性の横力発生タイミングの動的影響を考慮した解析法<sup>(1-11)</sup>、安部は加減速の影響をタイヤのコーナリングパワーに換算する解析法を提案した<sup>(1-12)</sup>。ロールを含む運動の解析は、Segel モデルに基づいて解析ができるが、Segel モデルはロール軸を基準としてロール運動を記述しているため、これをロール軸が傾斜している場合に拡張するときには扱いづらくなる。岡田らは、車体重心を座標原点にとり、ロール軸傾斜を表現しやすい運動方程式を示し、その影響を解析した<sup>(1-13)</sup>。Segel モデルにおいてロール軸を傾斜させるとき、ばね下を前後一体としたまま拡張すると不整合が生じることは、近年皆川によっても指摘された<sup>(1-14)</sup>。限界領域の運動解析手法の代表例としては、Pacejka の静的釣り合い状態を示すハンドリング線図を用いた解析法<sup>(1-15)</sup>、Milliken らの力 - モーメント線図を用いた解析法<sup>(1-16)</sup>などがある。これらも、シンプルな平面 2 自由度モデルに、スリップ角非線形性を有するタイヤ横力特性を適用して、限界運動の基本性質を考察する手法である。

一方、近年の操縦性安定性の解析には、多自由度シミュレーションモデルによる CAE(Computer Aided Engineering) も広く活用されている<sup>(1-17),(1-18)</sup>。CAE に活用しやすいマジックフォーミュラーと呼ばれるタイヤモデルが開発され<sup>(1-19)</sup>、さらに動特性を考慮できるタイヤモデルの開発、温



度に対する特性変化を考慮したタイヤモデルの開発<sup>(1-20)</sup>など、より計算精度を高めるための取り組みも進められている。CAE によって、詳細なサスペンション特性の解析<sup>(1-21)</sup>、車体剛性の影響解析<sup>(1-22)</sup>なども実施されている。また、シミュレーションモデルの一部に、実際の制御システムの ECU(Electronic Computer Unit)を組み入れた HILS(Hardware in the Loop Simulation)による解析も最近のトレンドとなっている<sup>(1-23)</sup>。こうした CAE 技術の発展により、机上で詳細な性能予測が可能となり、車両評価を効率化する点でも有効な手段となっている。反面、多自由度モデルによる大規模シミュレーションは、計算に必要な大量なデータを同定する困難さや、モデルの構造俯瞰がしにくく、メカニズムの解釈が難しくなるといった側面も抱えている。

特に、車両開発の初期段階においては、性能の方向付けや各設計諸元への性能割付が重視されるため、複雑なモデルで高精度な性能予測を追求することよりも、シンプルなモデルを用いた性能計画が重要である。これと全く同様な議論が、近年の車両運動特性の発展に大きく貢献しているシャシー制御システムの制御系設計にも当てはまる。多自由度モデルを用いて、種々のシャシー制御システムの特性を数値的に解析するアプローチは、性能予測精度の面で優れているが、骨格となる基本制御論理の導出や、制御構造の解釈には不向きであり、システム設計の初期段階では、簡易なモデルが有用である。

しかし、簡易なモデルを用いる場合、モデルには陽に表現されないが、実際には大きな影響を及ぼす設計諸元の取り扱い方が課題となる。上述したように、サスペンションの幾何学的変化やコンプライアンス特性を平面 2 輪モデルに等価的に考慮する方法は既に確立しているが、他にも平面 2 輪モデルに直接表現されない重要な設計諸元がまだ多くある。具体的に挙げれば、初期ホイールアライメント、重心高、トレッド、ロール剛性配分、パワーステアリング特性、操舵系の剛性分布などである。操縦性安定性に支配的な影響を及ぼす、これらの諸元も大域的に考慮したシンプルな解析手法の構築は、実際の性能設計を見通しよく実施するために必要と考える。

操縦性安定性設計のために、車両の力学的特性だけでなく、ドライバにとって望ましい目標とすべき車両特性を明らかにすること、すなわち評価手法に関する研究も進められてきた。TB 値と称するヨーレイトの応答時間と車体スリップ角の積が走行タイムや主観評価と極めて相関が高く、この値が小さいほど車をコントロールしやすいという Linke ら研究<sup>(1-24)</sup>、ヨーレイトのゲインと応答時間の関係の望ましい範囲が存在するという Weir らの研究<sup>(1-25)</sup>などに続いて、佐野ら<sup>(1-26)</sup>、菅沢ら<sup>(1-27)</sup>、古川ら<sup>(1-28)</sup>は、平面運動の 2 つの自由度、すなわちヨーレイトと横加速度の応答と、ドライバの主観評価や運転のしやすさとの関係を調べている。こうした車両の応答特性に着目した研究に加えて、EPS(Electric Power Steering)の普及に伴い、操舵感覚に影響の大きい操舵トルク特性と主観評価との関係も注目されてきた<sup>(1-29),(1-30)</sup>。また、安部らは、閉ループ試験においてドライバ特性のパラメータを同定して、運転のしやすさの評価指標とする方法を提案している<sup>(1-31)</sup>。

ドライバは、車両挙動と操舵トルクを視覚、体感、触覚で同時に感じながら、車両を操縦していると考えられ、また、車両の力学的特性の観点からも、前輪に発生するセルフアライニングトルク特性が操舵トルクに反映されるので、車両挙動と操舵トルクは密接な関連がある。したがって、ドライバの操舵感覚に合う車両応答特性と操舵トルク特性の関係を調べることは、操縦性安定性評価において取り組むべき重要な課題と考える。

自動車の開発においては、解析手法や評価手法は手段であり、それらに基づいて車両特性を実現することが目的である。車体の構造や機構、タイヤ、サスペンション、ステアリングなどのシャシー特性への性能割付設計と、それを具現化するためのシャシー要素の開発、改良、熟成が、自動車の誕生以来絶え間なく続いている。このような構造や機構の開発に加え、20 世紀後半以降になると、運動特性を具現化するための革新的手段としてシャシー制御システムが急速に発展した。シャシー制御システムの歴史は、アンチロックブレーキシステム（ABS : Anti-lock Brake System）に始まり<sup>(1-32)</sup>、続いて車輪の加速スリップを抑制するトラクションコントロールシステム(TCS : Traction Control System)が実用化された。また、1980 年代には、ステア角制御やサスペンション制御に関する研究も盛んになった。ヨー運動と横運動を独立に制御するための後輪操舵システム（4WS : Four Wheel Steering）が実用化され<sup>(1-33)</sup>、乗心地、ばね上姿勢、接地荷重をコントロール可能なアクティブサスペンションも量産車に搭載された<sup>(1-34)</sup>。同時に、制御理論のシャシー制御への適用研究も始まった。藤岡らは、最適制御理論を前後輪ステア角制御に適用し、その運動特性の可能性を示した<sup>(1-35)</sup>。以降、シャシー制御に様々な制御理論を適用する研究が盛んになった<sup>(1-36),(1-37)</sup>。1980 年代には、四輪駆動車の運動性能解析をきっかけに、駆動力の前後配分制御の研究<sup>(1-38)</sup>も進められ、1990 年代に入ると、駆動力の左右配分によるヨーモーメント制御に関する研究<sup>(1-39),(1-40)</sup>が盛んになった。さらに、車両の運動を支配するタイヤ力に関して、前後力をコントロールする駆動力制動力制御システム、横力をコントロールするステア角制御システム、上下力をコントロールするサスペンション制御システムが揃ったことにより、それらの協調制御や統合制御に関する研究は、今日に至るまで継続的に進められている<sup>(1-41),(1-42),(1-43)</sup>。

このようなシャシー制御により、運動の自由度が拡大する一方で、システム構成や制御理論の複雑化は、実際の車両への適用、展開という点において課題となる。機械的な構造機構設計では到達が難しく、同時に現実的に有用な性能を具現化することが、シャシー制御システムに要求される。そのためには、制御構造をむやみに複雑化して、ブラックボックス化することを避け、機械的な構造機構設計の限界を見極めながら、運動力学に基づいた論理的、かつ実用的な制御手法を構築することが重要であると考えられる。

以上、操縦性安定性に関する研究動向と課題について概略を述べた。詳細については、各章ごとに述べる。

本研究は、より操縦しやすく安心できる車両性能の具現化に向けて、線形域から限界域にわたり、操縦性安定性の基本設計のための解析手法を構築し、大域的に運動の性質を明らかにするとともに、それらの解析結果に基づいて、論理的かつ実用的なシャシー制御手法を導き、その有用性を提示することを目的とする。

## 1.2 論文の構成

図 1.1 に本論文の構成を示す。8 つの章で構成され、第 1 章は序論、第 8 章は結論である。前半第 2 章から第 4 章では、線形領域の運動を対象とし、操縦性安定性の基本計画手法、ドライバの操舵感覚指標、およびそれらに基づいた後輪アクティブ操舵制御手法について論ずる。後半の第 5 章から第 7 章では、非線形領域、限界領域における運動を対象とし、非線形特性を大域的に考慮した性能設計手法、限界動特性の解析手法、および限界安定性のための 4 輪アクティブ制動力制御手法について論ずる。

第 1 章は「序論」であり、研究の目的と論文の構成を述べる。

第 2 章は、「操縦性安定性の基本計画」と題し、第 3 章以降の解析に活用しやすい運動モデルの表現方法と、それに基づいた操縦性安定性の基本計画手法について述べる。実際の車両諸元と対応が取りやすい正規化パラメータによって記述した線形 2 自由度モデルを用いることにより、体系的パラメータスタディ手法である感度解析が適用し易くなり、見通し良く性能計画が実施できることを示す。また、このモデルの主要パラメータであるコーナリングパワーに、その荷重依存特性を考慮した初期ホイールアライメントの影響を加えることにより、実際の車両とより対応する等価コーナリングパワーの換算法を示す。本章で提示する運動モデル表現は、非線形域、限界域におけるタイヤ力の記述と整合性が良いという利点も備えており、以降、第 3 章から第 7 章まで、このモデル表現に基づいて解析を実施する。

第 3 章は、「ドライバの感覚に合う操舵特性」と題し、操縦性安定性の評価手法に関する研究を行う。操縦性安定性設計のためには、ドライバの感覚に合う操舵特性、すなわち、目標とすべき評価指標を明確にしておく必要がある。本章では前後操舵角、および操舵トルクを任意に設定可能な特性可変実験車を用いて、操舵角に対するヨーレートや横加速度の車両応答特性だけでなく、従来研究例の少ない車両応答特性と操舵トルク特性の関係に着目し、車線変更におけるドライバの操舵感覚を調査する。ドライバにとって望ましい車両応答特性と操舵トルク特性の関係を明らかにし、新たな操舵感覚指標を導出、提案する。つづいて、その評価指標と車両の設計パラメータとの関係を定式化し、前後輪の等価コーナリングパワー設計法に組み込む。

第4章は、「後輪アクティブステアによる操舵応答性・外乱安定性の向上」と題し、後輪のアクティブ操舵に関する研究を実施する。ドライバの操舵感覚に合致し、外乱に対してもロバストなヨーレート情報を用いる制御について、その制御構造と運動の性質を、操舵角情報のみを用いる制御と対比して論じる。基本的な操舵応答特性、第3章で明らかになったドライバの操舵感覚指標として重視すべき操舵トルク特性、および横風外乱やヨーモーメント外乱に対する応答の性質について明らかにする。次に、この制御則を実用化するための課題と対応方策を示す。フィードバック制御におけるシステムの応答遅れの影響を解析し、現実的な遅れ量と制御係数の設定範囲を提示する。また、後輪操舵のロール運動への影響を、根軌跡解析、周波数応答解析などにより明らかにし、サスペンション制御併用の有用性を示す。以上の解析を基に、シミュレーションと実車実験により、提案する後輪操舵システムの性能向上効果を検証する。

第5章は、「非線形性を考慮した操縦性安定性設計」と題し、実存する主要な非線形要素を大域的に考慮した操縦性安定性の評価、解析手法について述べる。はじめに、速度一定の準定常旋回試験により、実車の旋回非線形特性を効率的に評価抽出する。次に、こうして得られる実車の旋回非線形特性に対応する解析モデルを構築する。タイヤ横力のスリップ角に対する非線形性、タイヤ横力の荷重に対する非線形性、パワーステアリング特性とセルフアライニングトルク特性に起因する操舵系の非線形性を同時に考慮して、局所コーナリングパワーとして定式化し、これを第2章で述べた線形モデルに拡張適用することにより、実車に対応する非線形特性が大域的に表現できることを示す。また、構築した解析モデルを用いて、パワーステアリングのアシストトルク特性、操舵系の剛性分布、重心高／トレッド比、ロールセンタ高とロール剛性配分により決定する荷重移動配分比など、旋回特性に支配的な影響を及ぼす主要な設計パラメータの寄与を示す。さらに、ステア角制御、制駆動力左右差によるヨーモーメント制御、ロール剛性配分制御に大別できる3種類のシャシー制御システムの寄与の程度、影響領域について論じる。

第6章は、「スリップ角位相平面を用いた限界運動解析」と題し、タイヤ横力が最大値を超えるような大スリップ角領域における限界での運動解析を実施する。複雑なタイヤ特性に支配される限界特性は、一般には定式化は困難とされているが、タイヤ横力飽和特性の特徴を最もシンプルに表現する折れ線タイヤモデルを導入して、平衡点を解析的に求める。また、限界運動の動的性質を解釈するには、車両の安定性を直接的に表しているスリップ角の振る舞いを詳細に知ることが重要であるという考えに基づき、車体スリップ角とその時間微分値を2軸にとったスリップ角位相平面を導入し、この位相平面における解軌跡を考察して、限界動特性の性質を明らかにする。車体スリップ角位相平面による解析は、平衡回りで線形化すると、線形システムの諸公式が直接利用できるため、解軌跡の性質が把握しやすいという利点があり、また、第7章のスタビリティコントロールシステムの論理構築にもつながる有用な手法である。

第7章は、「4輪アクティブ制動力制御によるスタビリティコントロール」と題し、旋回限界安定性に貢献する制御システムの研究を実施する。はじめに、旋回限界における車両挙動、およびドライバ挙動の分析より、旋回限界安定性のためのスタビリティコントロールのコンセプトを提示する。次に、シミュレーション解析により、2種類に大別される限界挙動、すなわち前輪のスリップ角が増大しコーストレースが困難になるプラウ挙動、および車体スリップ角が急増するスピン挙動を抑制するために加えるべき外力を明らかにする。それにより、限界域で安定したヨーモーメントの付加が可能であり、同時に減速力も付加できる4輪制動力制御が横すべり挙動抑制に有効な手段となることを示す。また、スピン挙動、およびプラウ挙動を抑制するための各輪への制動力の付加方法について考察する。以上の解析、および第6章の解析結果を基に、車両の横すべり状態に応じて、4輪の制動力をアクティブ制御するスタビリティコントロールシステムを構築し、シミュレーションと実車実験により、旋回限界における安定性やコーストレース性が向上することを検証し、スタビリティコントロールのコンセプトが具現化できることを示す。

第8章は「結論」であり、本研究で得られた結果を総括してまとめる。

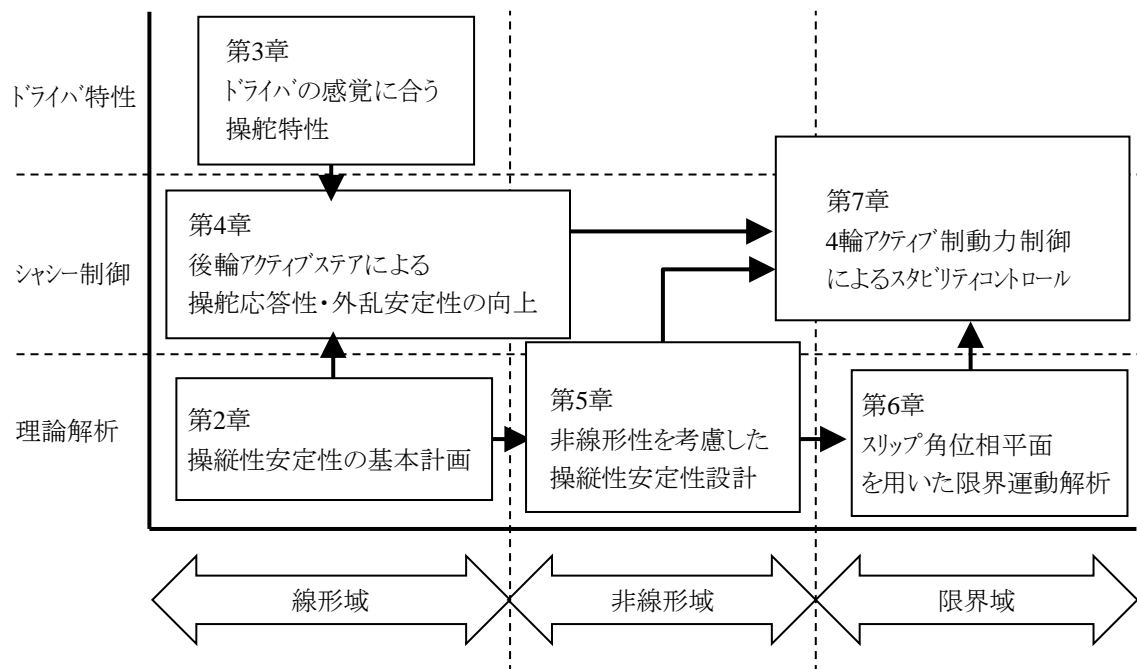


Fig.1.1 本論文の構成



## 第 2 章

### 操縦性安定性の基本計画

## 2.1 はじめに

本章では、第3章以降の解析の基礎となる操縦性安定性の体系的な性能計画手法について述べる。近年では、コンピュータシミュレーション技術の発展により、大規模 CAE を用いた高精度な性能予測計算が可能となっている。これにより、机上実験的に車両性能評価が実施でき、自動車開発の効率化という点において、CAE は有効な手段となっている。一方、大規模 CAE は、計算に必要な大量なデータを同定する困難さや、モデル構造が俯瞰しにくく、本質的なメカニズムの解釈に不向きといった側面がある。特に、自動車の開発の初期段階においては、性能の方向付けや各設計諸元への性能割付が必要とされるため、複雑なモデルで高精度な性能予測を追求することよりも、運動力学の基本に沿った性能計画が重要になる。操縦性安定性の理論構築が始まった当初から用いられてきた平面 2 自由度線形 2 輪モデル<sup>(1-7)</sup>は、簡易でありながら運動の基本的性質が表現されているため、基礎的な運動解析においては、今日でも広く使われているモデルである。

実際に自動車の性能計画において線形 2 輪モデルを活用する場合、モデルの各パラメータの相関関係に注意が必要となる。一般的な有次元表現は、パラメータ間の相関が強いため、実際の車両の設計諸元との寄与が直接把握しにくい面がある。運動モデルの一般化表現法には、古くは Segel<sup>(1-6)</sup>、近年では Alleyne<sup>(2-1),(2-2)</sup>らに代表される無次元表現もある。無次元表現は、模型実験などには有用と考えられるが、全てのパラメータや変数が無次元化されており、自動車の設計諸元との関連が薄くなり、これも実際の性能計画での活用には不向きである。そこで、本章では、実際の設計諸元と直接関連の強い正規化パラメータを用いて表現した線形 2 輪モデルを用いて、運動の基本的性質や、代表的な特性速度について考察する。また、感度解析によって、設計諸元の車両特性への寄与を体系的に表現することにより、見通し良い性能計画手法を示す。

線形 2 輪モデルを性能計画に活用するためのもう一つの課題は、モデルには直接現れてこないが、実際の操縦性安定性設計において重要な役割を担っているサスペンション特性やステアリング特性の影響の考慮の仕方である。それらの影響を厳密にモデル化して解析する方法もあるが、開発初期段階での性能計画に活用するためには、いたずらにモデルを複雑化することは好ましくない。サスペンションのコンプライアンス特性や幾何学的アライメント変化の影響をタイヤのコーナリングパワーに等価的に換算して、線形 2 輪モデルに適用する概念は既に確立している<sup>(1-8),(1-9),(1-10)</sup>。そうしたサスペンション特性のほかに、初期ホイールアライメント、すなわち初期トー角と初期キャンバ角の設定が操縦性安定性に影響を及ぼすことは経験的に知られているが、現実のタイヤ荷重依存特性や車両諸元を考慮して、その影響の程度を示した例は少ないように思われる。そこで、本章後半では、実際の車両の操縦性安定性設計に利用される初期ホイールアライメントの影響に関して、タイヤ特性の荷重依存特性や車両諸元との関係を明らかにして、より実際の車両に対応する等価コーナリングパワー換算法を示す。



## 2.2 基礎解析モデル<sup>(2-3)</sup>

開発初期段階における基本計画は、操縦性安定性の骨格を決める、という観点において、非常に重要なプロセスである。基本計画においては、性能の方向付けや各設計諸元への性能割付を行うことが重要になるため、精度を追求した複雑なモデルよりも、簡易なモデルが有用である。操縦性安定性の基本的性質を最も簡潔に表現しているモデルは、図 2.1 のような横方向とヨー方向の平面 2 自由度運動を表す線形 2 輪モデルである。

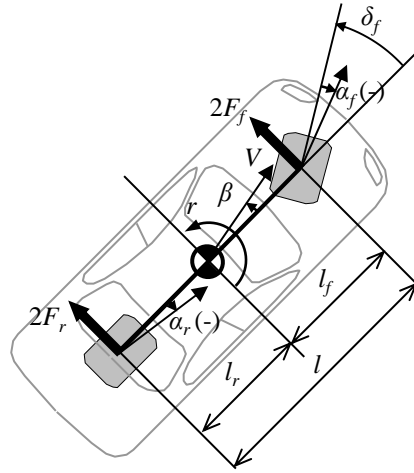


Fig.2.1 Linear Bicycle Model

線形 2 輪モデルの運動方程式は次のように記述される。

$$\begin{aligned} mV(\dot{\beta} + r) &= 2F_f + 2F_r \\ I\dot{r} &= 2l_f F_f - 2l_r F_r \end{aligned} \quad (2.1)$$

$$\begin{aligned} F_f &= -K_f \alpha_f = -K_f \left( \beta + \frac{l_f}{V} r - \delta_f \right) = K_f \left( \delta_f - \beta - \frac{l_f}{V} r \right) \\ F_r &= -K_r \alpha_r = -K_r \left( \beta - \frac{l_r}{V} r \right) = K_r \left( -\beta + \frac{l_r}{V} r \right) \end{aligned} \quad (2.2)$$

ここで、”・” は d/dt を表す。また、以下のような仮定を置いている。

- ・ 水平面内の運動のみを考慮し、ロール、ピッチ、上下運動は考慮しない
- ・ 速度は一定で、車体スリップ角、タイヤスリップ角は小さい
- ・ タイヤ横力はスリップ角に比例する

式(2.1)、式(2.2)より、

$$\begin{aligned}
mV(\dot{\beta} + r) &= 2K_f \left( \delta_f - \beta - \frac{l_f}{V} r \right) + 2K_r \left( -\beta + \frac{l_r}{V} r \right) \\
I\dot{r} &= 2l_f K_f \left( \delta_f - \beta - \frac{l_f}{V} r \right) - 2l_r K_r \left( -\beta + \frac{l_r}{V} r \right)
\end{aligned} \tag{2.3}$$

ここで,

$V$ : 速度

$\beta$ : 重心位置の車体スリップ角

$r$ : ヨーレイト

$m$ : 車両質量

$I$ : ヨー慣性モーメント

$l_f, l_r$ : 重心と前軸, 後軸との距離 ( $l_f + l_r = l$ : ホイルベース)

$F_f, F_r$ : 前輪, 後輪の横力(左右論の平均)

$K_f, K_r$ : 前輪, 後輪のコナリングパワー

$\alpha_f, \alpha_r$ : 前輪, 後輪のスリップ角

$\delta_f$ : 前輪操舵角

また, コナリングパワーは, 以降 **CP** と呼ぶ.

式 (2.3) より, 操舵角に対するヨーレイト, スリップ角, 横加速度の伝達関数は次式のようになる.

$$\frac{\beta(s)}{\delta_f(s)} = G_\beta \frac{T_\beta s + 1}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1} \tag{2.4}$$

$$\frac{r(s)}{\delta_f(s)} = G_r \frac{T_r s + 1}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1} \tag{2.5}$$

$$\frac{a_y(s)}{\delta_f(s)} = G_r V \frac{T_{y2} s^2 + T_{y1} s + 1}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1} \tag{2.6}$$

ここで,  $s$  はラプラス演算子であり, 定常特性を表わすスタビリティファクタ  $A$ , 定常スリップ角  $G_\beta$ , 定常ヨーレイト  $G_r$  は以下のように記述される.

$$A = -\frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f K_r} \tag{2.7}$$

$$G_\beta = \frac{1 - \frac{m}{2l} \frac{l_f}{l_r K_r} V^2}{1 - \frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f K_r} V^2} \frac{l_r}{l} = \frac{1 - \frac{m}{2l} \frac{l_f}{l_r K_r} V^2}{1 + AV^2} \frac{l_r}{l} \quad (2.8)$$

$$G_r = \frac{1}{1 - \frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f K_r} V^2} \frac{V}{l} = \frac{1}{1 + AV^2} \frac{V}{l} \quad (2.9)$$

動特性を支配する伝達関数の分母のダンピング指数  $\zeta\omega_n$ 、および固有振動数  $\omega_n$  は、

$$\zeta\omega_n = \frac{m(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r) + I(K_f + K_r)}{mIV} \quad (2.10)$$

$$\omega_n^2 = \frac{4l^2 K_f K_r}{mIV^2} - \frac{2(l_f K_f - l_r K_r)}{I} = \frac{4l^2 K_f K_r}{mIV^2} (1 + AV^2) \quad (2.11)$$

また、伝達関数の分子の各係数は、

$$T_\beta = \frac{IV}{2l_r K_r} \frac{1}{1 - \frac{m}{2l} \frac{l_f}{l_r K_r} V^2} \quad (2.12)$$

$$T_r = \frac{m l_f V}{2l K_r} \quad (2.13)$$

$$T_{y1} = \frac{l_r}{V} \quad (2.14)$$

$$T_{y2} = \frac{I}{2l K_r} \quad (2.15)$$

以上が、線形 2 輪モデルから導かれる代表的な操舵応答特性である。入力変数が前輪操舵角  $\delta_f$ 、運動状態を表す変数がスリップ角  $\beta$  とヨーレート  $r$  であり、その運動を支配するパラメータは、車両質量  $m$ 、ヨー慣性モーメント  $I$ 、重心～前後軸間距離  $l_f, l_r$ 、前後輪の CP  $K_f, K_r$  の各設計諸元と、走行条件の速度  $V$  である。

## 2.3 パラメータの正規化

前節で示した線形 2 輪モデルは、操縦性安定性の基本的性質を考察可能な簡易なモデルであるが、たとえば、質量  $m$  が変化するとき、一般的にはヨー慣性モーメント  $I$  も変化し、さらに輪荷重の変化に伴ってタイヤの CP  $K_f, K_r$  も同時に変化するなど、各パラメータ間に強い相互関連

性がある．そのため，車両の性能計画段階において設計諸元の寄与を分析する場合などでは，注意が必要となる．運動方程式の一般化記述方法には，古くは Segel<sup>(1-6)</sup>，近年では Alleyne<sup>(2-1),(2-2)</sup> に代表される無次元表現がある．そこでは，たとえば，以下のような変換により，すべてのパラメータや変数を無次元記述している．

$$\hat{r} = r \sqrt{\frac{l}{g}}, \quad \mu = \frac{V}{\sqrt{gl}} \quad (1-6) \quad \pi_3 = \frac{2K_f l}{m V^2}, \quad \pi_4 = \frac{2K_r l}{m V^2} \quad (2-1),(2-2)$$

しかし，このような完全に無次元化した表現は，模型実験などには有用と考えられるが，各無次元パラメータと実際の車両状態や設計諸元との関連性がわかりにくくなり，実際の車両の性能計画での活用には，これも不向きである．

そこで，自動車の設計諸元との関連が分かりやすい正規化パラメータを用いて，性能計画時に活用しやすい表現方法を考える．まず，重心位置は，図 2.2(a)のように，現実的によく利用されている前後軸重配分比を用いて記述する．前後輪の荷重は，

$$\begin{aligned} W_f &= \frac{1}{2} m g \frac{l_r}{l} \\ W_r &= \frac{1}{2} m g \frac{l_f}{l} \end{aligned} \quad (2.16)$$

ここで， $W_f$ ,  $W_r$  は静止時の 1 輪当りの荷重である．前後軸重配分比を  $d_f$ ,  $d_r$  ( $d_f + d_r = 1$ ) とすると，

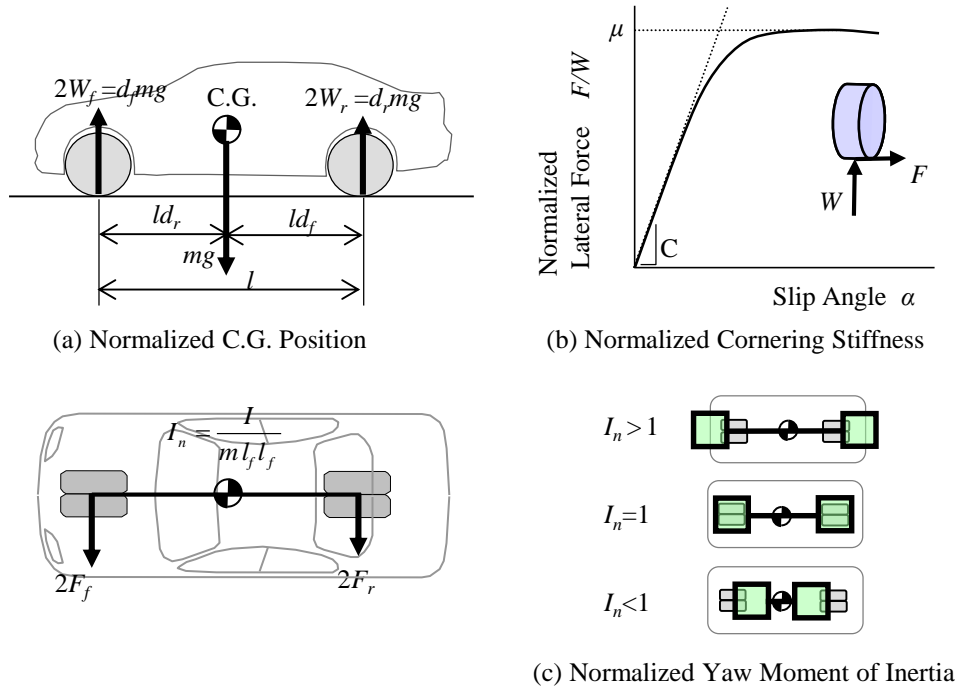


Fig.2.2 Normalized Design Parameter

$$d_f = \frac{W_f}{W_f + W_r} = \frac{l_r}{l}$$

$$d_r = \frac{W_r}{W_f + W_r} = \frac{l_f}{l}$$
(2.17)

次に、CP を正規化する．タイヤ力は、車輪の分担荷重との比で表現すると一般化される．図 2.2(b)のように、スリップ角に対するタイヤ横力特性を荷重で除した正規化横力特性を考えると、最大値は摩擦係数  $\mu$  となり、原点勾配は CP を荷重で除した正規化された CP (以降、正規化 CP)  $C$  となる．これは、コーナリング係数と呼ばれることもあり、タイヤ力の記述法として古くから用いられている表現である<sup>(1-9),(1-16),(2-4)</sup>．線形 2 輪モデルにこれを適用するときには、走行時の荷重が静止時と異なる場合、例えば空力によるダウンフォースの影響があるときも、走行時荷重ではなく、各輪の分担質量に対応する静止時荷重で除する必要がある．したがって、前後輪の正規化 CP は、次式のように表わされる．

$$C_f = \frac{K_f}{W_f} = \frac{K_f}{\frac{1}{2}mgd_f}$$

$$C_r = \frac{K_r}{W_r} = \frac{K_r}{\frac{1}{2}mgd_r}$$
(2.18)

ヨー慣性モーメントは、タイヤ力の作用点である車輪位置に質量が集中している場合との比で正規化する．前後軸位置に質量が集中している場合のヨー慣性モーメントは、

$$I_0 = md_f l_f^2 + md_r l_r^2 = ml_f l_r = m l^2 d_f d_r$$
(2.19)

したがって、正規化したヨー慣性モーメントは次式となる．

$$I_n = \frac{I}{I_0} = \frac{I}{ml_f l_r} = \frac{I}{m l^2 d_f d_r}$$
(2.20)

図 2.2(c)のように、 $I_n$  が 1 ならば、前後の車軸位置に質量が集中している場合に相当し、1 より大きいときには車軸位置より外側に、1 より小さいときには車軸位置より内側に質量が集中している場合に相当する．なお、 $I_n$  はヨーダイナミックインデックスと呼ばれることもある<sup>(2-5)</sup>．

式(2.17)、式(2.18)、式(2.20)の 3 種類の正規化パラメータを用いて、線形 2 輪モデルの運動方程式を書き換えると次式となる．

$$\frac{V}{g}(\dot{\beta} + r) = d_f C_f \left( \delta_f - \beta - \frac{ld_r}{V} r \right) + d_r C_r \left( -\beta + \frac{ld_f}{V} r \right)$$

$$\frac{I_n}{g} \dot{r} = C_f \left( \delta_f - \beta - \frac{ld_r}{V} r \right) - C_r \left( -\beta + \frac{ld_f}{V} r \right)$$
(2.21)

上式において、正規化パラメータは無次元量であるが、重力加速度、速度、ホイールベースの有次元量が含まれており、ヨーレイトやスリップ角速度も、実際の運動状態量を表す有次元量である。正規化パラメータを用いた式(2.21)の記述は、次節で述べるように実際の車両諸元に対応して、運動の性質の解釈や感度解析を見通し良く行うために有用と考えるが、加えて、タイヤ特性に摩擦係数を用いると便利な非線形域や限界域の運動解析との整合性が良いという利点もあり、第5章、第6章、第7章の解析も、これを拡張して用いている。

また、各正規化パラメータに相場値があるという点においても、式(2.21)は実用的である。前後軸重配分比は、駆動方式によりその範囲は限定され、平均的な前輪駆動車では  $d_f=0.6$  前後、後輪駆動車では  $d_f=0.5$  強であり、四輪駆動車はその中間である。図 2.3 は様々なカテゴリの乗用車用タイヤ約 1000 個の CP 特性を調べた結果である。図 2.3 左図は、横軸に CP（有次元量），縦

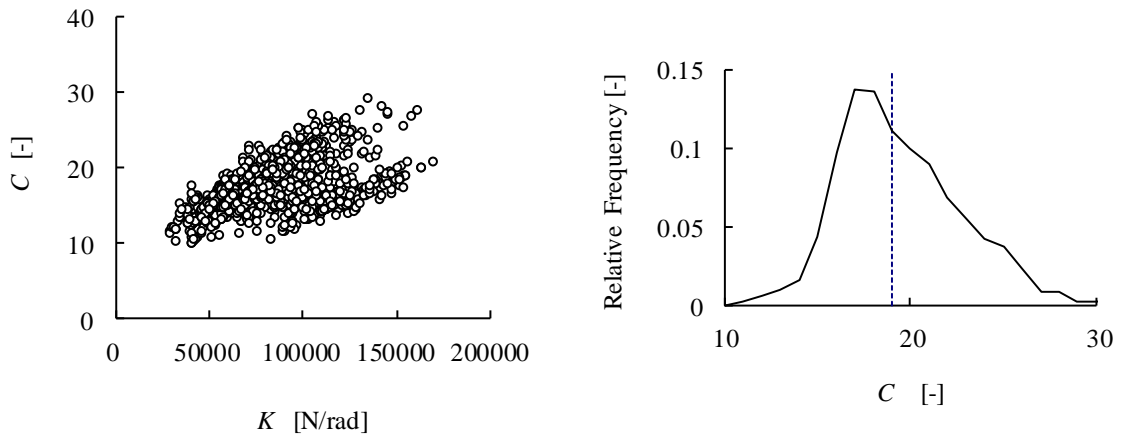


Fig.2.3 Frequency Distribution of Normalized Tire Cornering Stiffness

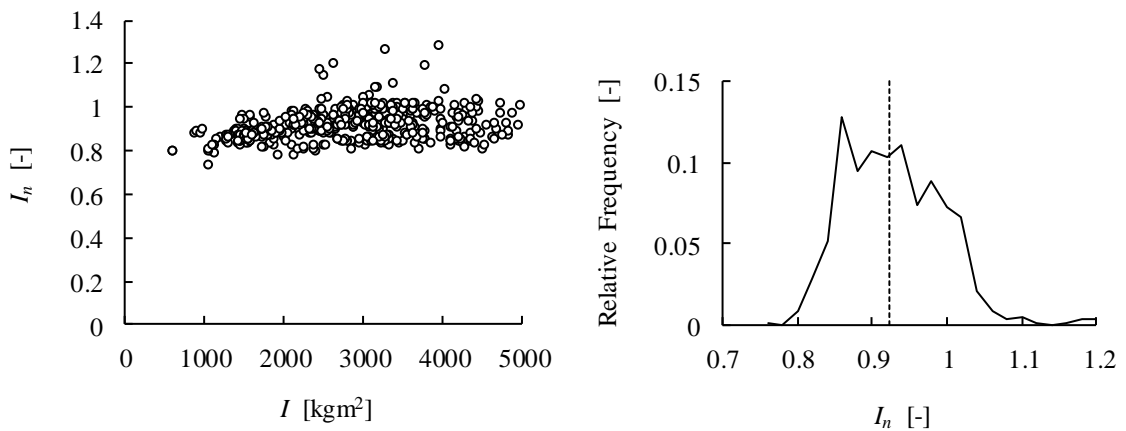


Fig.2.4 Frequency Distribution of Normalized Yaw Moment of Inertia

軸に正規化 CP をとったものであり，横軸の CP に対し，縦軸の正規化 CP の分布範囲は 1/2 以下に収まっていることがわかる．また，図 2.3 右図は，正規化 CP の分布を示したものであり， $C=20$  程度が平均的であることがわかる．図 2.4 はコンパクト車から大型 SUV まで様々なカテゴリの乗用車約 500 台のヨー慣性モーメントを調べた結果である．図 2.4 左図は，横軸にヨー慣性モーメント（有次元量），縦軸に正規化ヨー慣性モーメントをとったものである．車両のサイズによって，ヨー慣性モーメントは数倍違っているが，正規化ヨー慣性モーメントは， $I_n=0.8\sim 1.0$  付近に集中していることがわかる．図 2.4 右図は，正規化ヨー慣性モーメントの分布であり，1.0 弱が平均的であることがわかる．以上のように，有次元表現のモデルパラメータは，車両の大きさやタイヤサイズによって大きく異なるが，正規化パラメータの値は，ある範囲に限定される．そのため，開発初期の計画段階で，タイヤ特性や慣性モーメントが未計測で不明の場合でも，現実離れしない範囲での性能企画が可能になる．

## 2.4 正規化パラメータを用いた操舵応答特性の表現

本節では，代表的な操舵応答特性を，正規化パラメータを用いて表現し，運動の基本的性質を考察する．なお，本節での具体的な計算に用いた車両諸元パラメータは，標準的な FR 車を想定して， $d_f=d_r=0.5$ ， $I_n=1.0$ ， $C_f=10$ ， $C_r=20$ ， $l=2.8\text{m}$  である．ここで，前後輪の正規化 CP は，第 2.5 節で述べるように，操舵系やサスペンションのコンプライアンス特性やアライメント特性を考慮した等価 CP であり，前輪の正規化 CP  $C_f$  が標準的タイヤ特性に対して小さい値としているのは，主に操舵系の弾性変形の影響によるものである．

はじめに，定常旋回特性について整理する．スタビリティファクタ，操舵角に対するヨーレイトとスリップ角の定常ゲインは，正規化パラメータを用いると，以下で表わされる．

$$A = \left( \frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_r} \right) \frac{1}{gl} \quad (2.22)$$

$$G_r = \frac{1}{1 + \left( \frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_r} \right) \frac{V^2}{gl}} \frac{V}{l} = \frac{1}{1 + AV^2} \frac{V}{l} \quad (2.23)$$

$$G_\beta = \frac{d_f - \frac{V^2}{glC_r}}{1 + \left( \frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_r} \right) \frac{V^2}{gl}} = \frac{d_f - \frac{V^2}{glC_r}}{1 + AV^2} \quad (2.24)$$

車両の静的安定性指標であるスタビリティファクタは，正規化 CP の逆数の前後差として表現される．正規化 CP の逆数は，横加速度  $1G$ （重力加速度で除した加速度単位）旋回換算のスリップ角であるので， $\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_r}$  は，スリップ角の前後輪差を表している．前後輪の正規化 CP の大小によりスタビリティファクタの符号が決まり，前輪の方が大きければオーバーステア（over-steer, 以下 OS），後輪の方が大きければアンダーステア（under-steer, 以下 US）である．OS 特性の車両は高速で静的不安定となるため，一般的な自動車は US 特性となるように設計されており， $C_f < C_r$  である．車両の舵の効きは，ハンドル角に対する定常ヨーレイトゲイン  $G_R$  を指標とするのが妥当なので， $G_r$  をステアリングギア比  $N_s$  で除して，

$$G_R = \frac{G_r}{N_s} = \frac{V}{1 + \left( \frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_r} \right) \frac{1}{gl} V^2} \frac{1}{lN_s} = \frac{V}{1 + AV^2} \frac{1}{lN_s} \quad (2.25)$$

定常ヨーレイトゲインは図 2.5 のように速度  $V_C$  で最大となる特性になる． $V_C$  とスタビリティファクタ  $A$  は以下の関係にあり，US が弱いほど  $V_C$  は大きくなる．

$$V_C = \sqrt{\frac{1}{A}} = \sqrt{gl} \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_r}}} \quad (2.26)$$

この速度における定常ヨーレイトゲインの最大値は，

$$G_{Rmax} = \frac{1}{2lN_s \sqrt{A}} \quad (2.27)$$

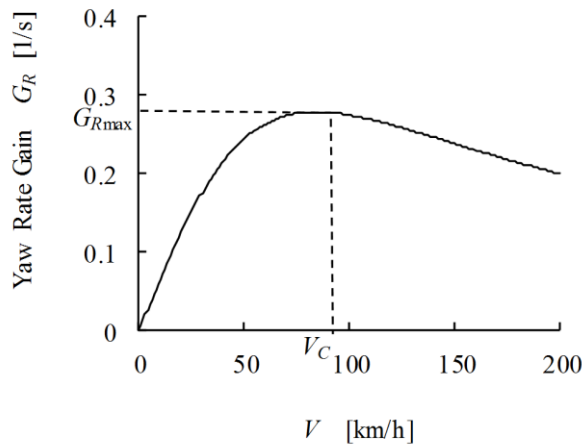


Fig.2.5 Yaw Rate Gain

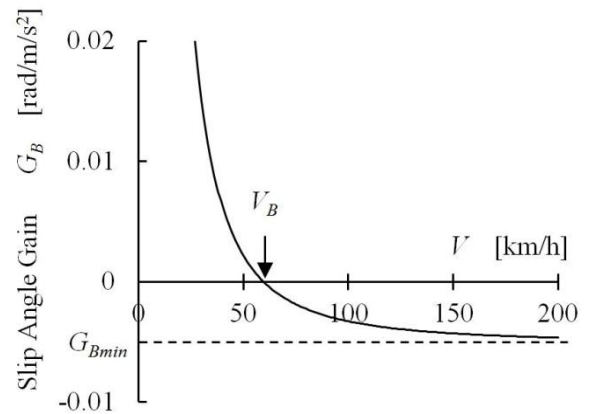


Fig.2.6 Slip Angle Gain



定常スリップ角は、一定の旋回横加速度に対する大きさを指標とするのが妥当であるので、単位横加速度当りの定常スリップ角ゲイン  $G_B$  として表わすと、

$$G_B = \frac{G_\beta}{VG_r} = \frac{ld_f}{V^2} - \frac{1}{gC_r} \quad (2.28)$$

$G_B$  は速度に対して図 2.6 のように変化し、車両は低速では旋回円の外側を向いて、高速では内側を向いて旋回する。 $G_B$  の符号が反転する速度  $V_B$  は以下となる。

$$V_B = \sqrt{gl\sqrt{d_f C_r}} \quad (2.29)$$

また、定常スリップ角ゲインは、 $V \rightarrow \infty$  で最少となり、次式の後輪スリップ角に漸近する。

$$G_{Bmin} = G_{B(V \rightarrow \infty)} = -\frac{1}{gC_r} \quad (2.30)$$

次に、動特性について整理する。動特性を支配するダンピング指数  $\zeta\omega_n$ 、および固有振動数  $\omega_n$  は、正規化パラメータを用いて表現すると、以下となる。

$$\zeta\omega_n = \frac{g}{2VI_n} \{C_f(d_f I_n + d_r) + C_r(d_r I_n + d_f)\} = \frac{g}{2VI_n} (C_f d_{pf} + C_r d_{pr}) \quad (2.31)$$

$$\omega_n^2 = \frac{C_f C_r \frac{g^2}{V^2} + (C_r - C_f) \frac{g}{l}}{I_n} = \frac{g^2}{V^2} \frac{C_f C_r}{I_n} (1 + AV^2) = \frac{g^2}{VI_n G_r} \frac{C_f C_r}{I_n} \quad (2.32)$$

式(2.31), 式(2.32)の分母には速度  $V$  があるので、速度の増加とともに  $\zeta\omega_n$  や  $\omega_n$  は減少する。また、両式とも  $I_n$  が分母にあるので、正規化ヨー慣性モーメントが小さいほど  $\zeta\omega_n$  や  $\omega_n$  は大きくなる。ダンピング指数  $\zeta\omega_n$  の分子は、正規化 CP の前後和の形で表されており、 $C_f$ ,  $C_r$  が大きいほど  $\zeta\omega_n$  大きくなる。また、 $\zeta\omega_n$  は、図 2.7 に示すように前後のタイヤ横力着力点と撃心との距離をホイールベースで除して正規化した以下の値と、正規化 CP の積の前後輪の和に比例する。

$$\begin{aligned} d_{pf} &= \frac{l_{pf}}{l} = \frac{l_f + I_n l_r}{l} = d_f I_n + d_r \\ d_{pr} &= \frac{l_{pr}}{l} = \frac{I_n l_f + l_r}{l} = d_r I_n + d_f \end{aligned} \quad (2.33)$$

固有振動数  $\omega_n$  は  $C_r$  が大きいほど大きくなるが、 $C_f$  の影響は、速度によって反転し、図 2.8 のように、低速では  $C_f$  が大きいほうが  $\omega_n$  は大きくなるが、高速では逆に  $C_f$  が小さいほうが  $\omega_n$  は大きくなる。 $C_f$  の  $\omega_n$  への影響がなくなる速度  $V_0$  は、

$$V_0 = \sqrt{gl\sqrt{C_r}} \quad (2.34)$$

また、この速度における固有振動数は、

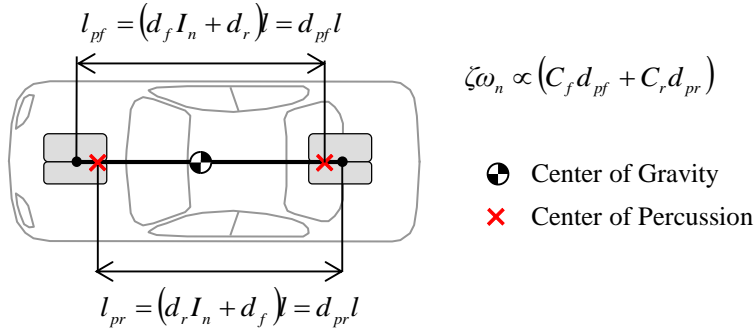


Fig.2.7 Relationship between  $\zeta \omega_n$  and Center of Percussions

$$\omega_{n0}^2 = \frac{g C_r}{H_n} \quad (2.35)$$

式(2.31), 式(2.32)より, 減衰比  $\zeta$  は次式となる.

$$\zeta = \frac{C_f (d_f I_n + d_r) + C_r (d_r I_n + d_f)}{2 \sqrt{C_f C_r I_n (1 + A V^2)}} \quad (2.36)$$

$\zeta=1$  となる速度  $V_D$  は,

$$V_D = \sqrt{\frac{1}{A} \left( \frac{\{C_f (d_f I_n + d_r) + C_r (d_r I_n + d_f)\}^2}{4 C_f C_r I_n} - 1 \right)} \quad (2.37)$$

減衰比は速度に対し図2.9のように変化し,  $V_D$  より高い速度で1以下となって振動的応答になる.

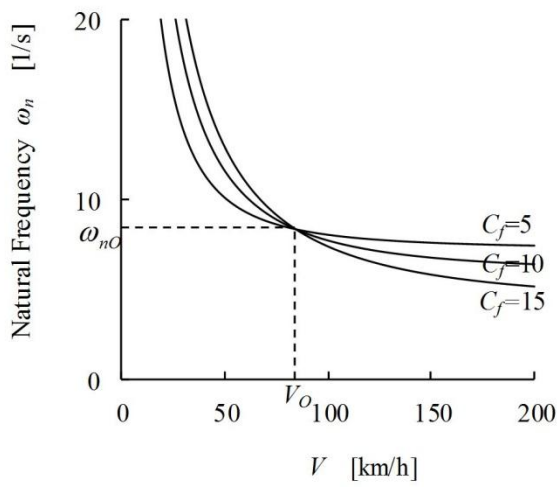


Fig.2.8 Effect of  $C_f$  on Natural Frequency

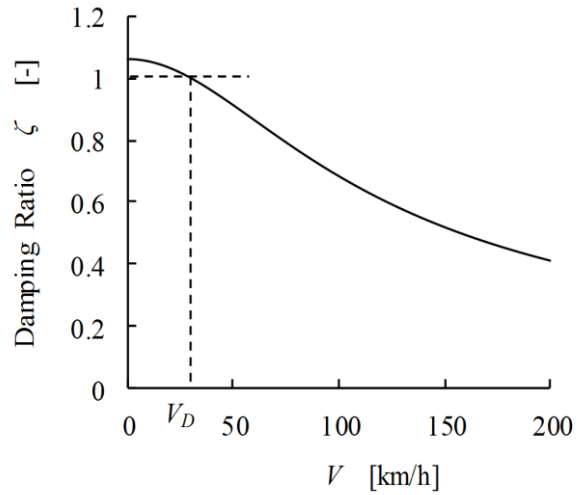


Fig.2.9 Damping Ratio

スリップ角，ヨーレイト，横加速度の伝達関数の分子の各時定数は次のように表される．

$$T_\beta = \frac{I_n V}{g C_r - \frac{V^2}{l d_f}} \quad (2.38)$$

$$T_r = \frac{V}{g C_r} \quad (2.39)$$

$$T_{y1} = \frac{l d_f}{V} \quad (2.40)$$

$$T_{y2} = \frac{l d_f I_n}{g C_r} \quad (2.41)$$

代表的な過渡応答は，図 2.10 のようなステップ操舵応答である．このときのヨーレイトの立ち上がり応答時間  $T_E$  と収束時間  $T_D$  は，以下で表される．

$$T_E = \frac{1}{\omega_n^2 T_r} = \frac{V I_n}{g C_f (1 + A V^2)} = \frac{I_n G_r}{g C_f} = \frac{I_n}{\left\{ C_f \frac{g}{V} + \left( 1 - \frac{C_f}{C_r} \right) \frac{V}{l} \right\}} \quad (2.42)$$

$$T_D = \frac{1}{\zeta \omega_n} = \frac{2 V I_n}{g \{ C_f (d_f I_n + d_r) + C_r (d_r I_n + d_f) \}} \quad (2.43)$$

収束時間  $T_D$  はダンピング指数  $\zeta \omega_n$  の逆数であり，ステップ応答波形の包絡線と定常値との差が 37% となる時間である．式(2.43)から， $T_D$  は速度  $V$  に比例して大きくなり， $C_f$ ,  $C_r$  が大きく， $I_n$  が小さいほど小さくなることが明らかである．応答時間  $T_E$  は， $t=0$  におけるヨーレイト勾配が定常値と交わるまでの時間であり，定常ヨーレイトゲイン  $G_R$ ，あるいは  $G_r$  の速度に対する変化

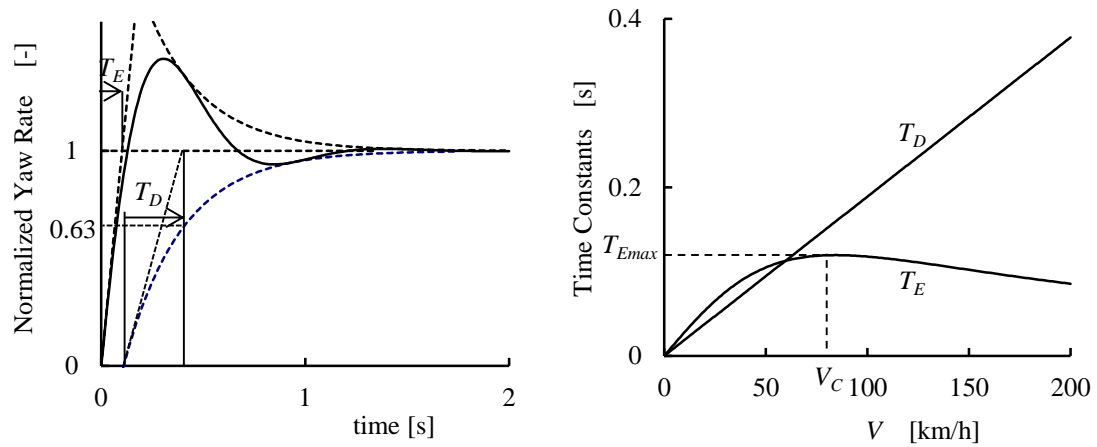


Fig.2.10 Response Time and Damping Time in Step Steering Input

と同じ形になる．これは， $t=0$  でのヨーレイト変化勾配（ヨー角加速度）が，次式のように速度と無関係であるためである．

$$\dot{r}|_{t=0} = \frac{gC_f}{I_n} \quad (2.44)$$

したがって，定常ヨーレイトゲインが最大となる速度  $V_C$  で  $T_E$  は最大となり，それより高速では徐々に小さくなる．速度  $V_C$  における応答時間の最大値は，

$$T_{E_{max}} = \frac{I_n}{2gC_f\sqrt{A}} \quad (2.45)$$

$T_E$  は， $I_n$  が小さく， $C_r$  が大きいほど小さくなることは式(2.42)より明らかであるが， $C_f$  の影響は単調ではない．式(2.32)に示した固有振動数が  $C_f$  の影響を受けない速度  $V_o$  では， $T_E$  も  $C_f$  の影響を受けず， $V_o$  より低速では  $C_f$  が大きいほど  $T_E$  は小さくなり， $V_o$  より高速では  $C_f$  が大きいほど  $T_E$  は大きくなる．

車両の操舵応答特性として，低周波の周期的な操舵に対する応答に注目することがある<sup>(2-6),(2-7)</sup>．固有振動数に対して十分に低い操舵周波数であれば，ヨーレイトや横加速度の応答は操舵角に対して，1 次遅れ，または 1 次進みの特性で近似できるので，それぞれの 1 次時定数は以下となる．次式では，符号は位相遅れ側が正である．

$$T_R = \frac{2\zeta}{\omega_n} - T_r = \frac{2\zeta}{\omega_n} - \frac{V}{gC_r} \quad (2.46)$$

$$T_Y = \frac{2\zeta}{\omega_n} - T_{yl} = \frac{2\zeta}{\omega_n} - \frac{ld_f}{V} \quad (2.47)$$

速度に対する  $T_R$ ， $T_Y$  の変化を図 2.11 に示す．操舵角に対するヨーレイトの応答は，中速域で位相遅れが大きく，高速になると遅れは減少し，次式の  $V_R$  より高速では位相が進むという性質がある．

$$V_R = \sqrt{gl}\sqrt{C_r} \sqrt{d_f + \frac{\frac{d_r}{C_f} + \frac{d_f}{C_r}}{\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_r}}} I_n \quad (2.48)$$

一方，横加速度は，低速では操舵角に対して位相が進んでいるが，次式の  $V_Y$  より高速では位相遅れとなり，更に速度が高くなると，徐々に遅れが減少するという性質がある．

$$V_Y = \sqrt{gl}\sqrt{C_r} \sqrt{\frac{1}{\left(1 + \frac{d_r C_r}{d_f C_f}\right) I_n + \frac{1}{d_f}}} \quad (2.49)$$

ヨーレートと横加速度の時定数が一致する速度は、式(2.29)で示した定常スリップ角がゼロとなる速度  $V_B$  である。なお、式(2.46)、式(2.47)で表される時定数  $T_R$ ,  $T_Y$  は、以下のように周波数応答特性を表すボード線図の位相角の周波数  $f=0$  における勾配を  $2\pi$  で除した値と一致する。

$$T_R = -\frac{1}{2\pi} \frac{\partial \angle r}{\partial f} \bigg|_{f=0} \quad (2.50)$$

$$T_Y = -\frac{1}{2\pi} \frac{\partial \angle a_y}{\partial f} \bigg|_{f=0} \quad (2.51)$$

図 2.12 は、各速度における低周波域の位相角特性を、横軸の周波数をリニア軸で描いたものであり、図 2.11 の時定数と対応していることが確認できる。同様に、緩周波数応答における前後輪横力の 1 次遅れ近似の時定数  $T_{wf}$ ,  $T_{wr}$  および両者の差  $T_w$  は、次のように表される。

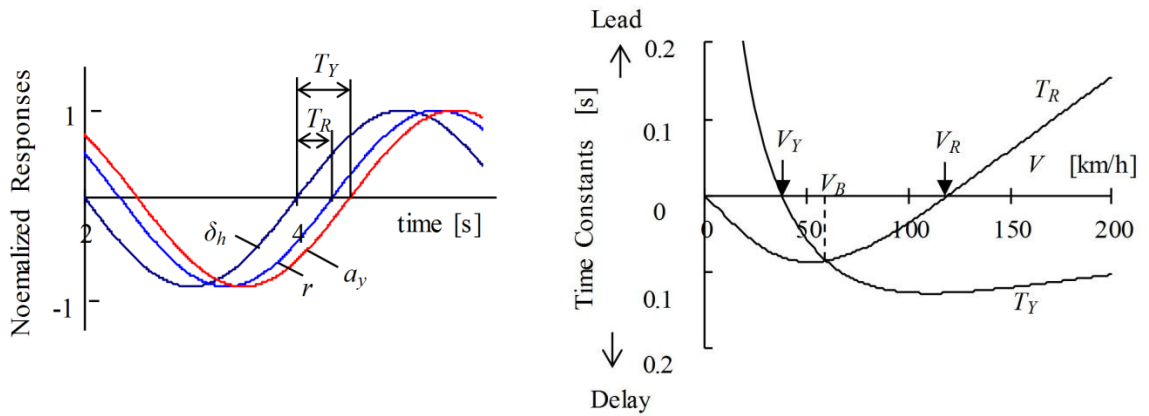


Fig.2.11 Time Constants in Low Frequency Sine Steering Input

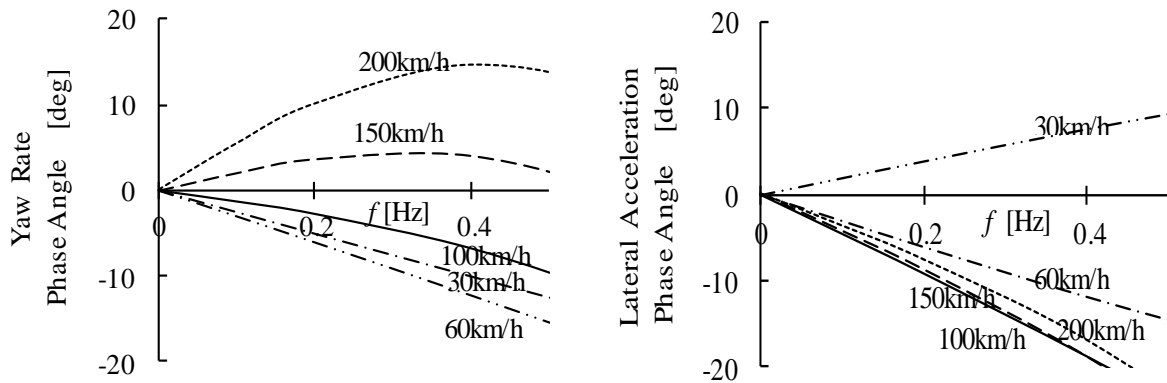


Fig.2.12 Phase Angle to Frequency Response

$$T_{Wf} = \frac{2\zeta}{\omega_n} - \frac{l}{V}(d_r I_n + d_f) \quad (2.52)$$

$$T_{Wr} = \frac{2\zeta}{\omega_n} - \frac{l}{V}d_f(1 - I_n) \quad (2.53)$$

$$T_W = T_{Wr} - T_{Wf} = \frac{l}{V}I_n \quad (2.54)$$

式(2.54)に示されるように、緩周波数応答における前後輪の横力時定数の差は、ホイールベース、正規化ヨー慣性モーメント、速度で決まり、前後輪の CP とは無関係となる。

以上述べたような各操舵応答特性は、それぞれに対応する特性速度で表現されている。これらの特性速度を比較すると、一般的な乗用車の諸元では、 $V_D < V_Y < V_B < V_C \approx V_O < V_R$ となる。また、各特性速度は、いずれも $\sqrt{gl}$ との掛け算の形で表されているので、その大小関係や比率は、直接的にはホイールベースには拠らず、3種類の正規化パラメータだけに支配されることになる。以下のように、各特性速度を、最も単純な形で表されている速度 $V_O$ で除して正規化すると、それらの関係はより明確になる。

$$V_{On} = 1 \quad (2.55)$$

$$V_{Cn} = \frac{V_C}{V_O} = \sqrt{\frac{1}{\frac{C_r}{C_f} - 1}} \quad (2.56)$$

$$V_{Bn} = \frac{V_B}{V_O} = \sqrt{d_f} \quad (2.57)$$

$$V_{Dn} = \frac{V_D}{V_O} = V_{Cn} \sqrt{\frac{\{C_f(d_f I_n + d_r) + C_r(d_r I_n + d_f)\}^2}{4C_f C_r I_n} - 1} \quad (2.58)$$

$$V_{Rn} = \frac{V_R}{V_O} = \sqrt{d_f + \frac{\frac{d_r}{C_f} + \frac{d_f}{C_r}}{\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_r}}} I_n \quad (2.59)$$

$$V_{Yn} = \frac{V_Y}{V_O} = \sqrt{\frac{1}{\left(1 + \frac{d_r C_r}{d_f C_f}\right) I_n + \frac{1}{d_f}}} \quad (2.60)$$

図 2.13 に、後輪と前輪の正規化 CP の比  $C_r/C_f$ 、および、正規化ヨー慣性モーメント  $I_n$  に対する正規化した特性速度の変化を示す。前輪に対する後輪の正規化 CP が大きくなると、 $V_{Dn}$  が大き

くなり、 $V_{Cn}, V_{Rn}, V_{Yn}$  は小さくなる。  $I_n$  が大きくなると、  $V_{Rn}$  は大きくなり、  $V_{Yn}$  は小さくなる。 また、  $V_{Dn}$  は  $I_n=1$  のとき、次式の最小値となる。

$$V_{Dn \min} = V_{Dn}|_{I_n=1} = \frac{1}{2} \sqrt{1 - \frac{C_f}{C_r}} \quad (2.61)$$

この速度の有次元表現は、

$$V_{Dn \min} = V_O V_{Dn \min} = \frac{1}{2} \sqrt{gl} \sqrt{C_r - C_f} \quad (2.62)$$

なお、基準に用いた速度  $V_O$  は、前述したように、固有振動数  $\omega_n$ 、あるいはステップ操舵時の応答時間  $T_E$  が前輪 CP の影響を受けない速度であるが、これは、定常円旋回時に前軸位置での車体スリップ角がゼロとなって、操舵角と前輪スリップ角が一致する速度でもある。

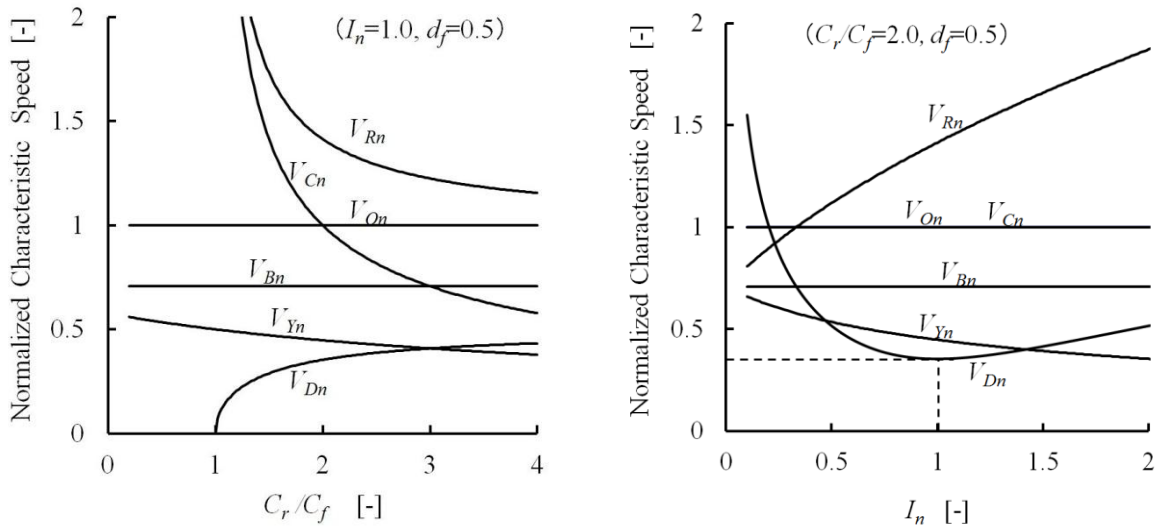


Fig.2.13 Characteristic Speeds to  $C_r/C_f$  and  $I_n$

## 2.5 感度解析

各設計パラメータが操舵応答特性にどのような影響を与えているか調べる場合、パラメータスタディを行うが、本節では、感度解析を用いて、より体系的に全体を俯瞰する。操舵応答特性指標  $y$  の設計パラメータ  $x$  に対する感度を以下のように定義する。

$$\left[ \frac{y}{x} \right] \equiv \frac{\partial y}{\partial x} \frac{x}{y} \quad (2.63)$$

式(2.63)は、設計パラメータ  $x$  の変化率に対する応答指標  $y$  の変化率を表しており、 $x$  が 1% 変化したとき  $y$  が 1% 変化するなら、感度は  $\left[ \frac{y}{x} \right] = 1$  となる。感度の絶対値が大きいほど、設計パラメータの変化に対して応答指標が敏感に変化することになる。また、その符号は、設計パラメータを大きくしたとき応答指標が大きくなれば正、逆なら負となる。設計パラメータが複数ある場合の感度解析は、設計パラメータ間の独立性、相互関係に注意が必要である。線形 2 輪モデルの有次元表現における設計パラメータは、質量、ヨー慣性モーメント、前後輪の CP、前後軸と重心との距離であるが、一般的には車両質量が変化すれば慣性モーメントも変化し、同時に輪荷重が変化するので CP も変化する。このように、各パラメータが複雑に関連しあって変化する場合は、実際の車両諸元設計との対応付けが難しくなるため、感度解析法は活用しにくい。しかし、前節で述べた正規化パラメータは、完全ではないものの各パラメータの独立性が比較的高く、パラメータの相互の関係が明確であるため、感度解析に適している。ここでは、主な操舵応答特性指標として、式(2.22)、式(2.25)、式(2.28)、式(2.31)、式(2.32)で表されるスタビリティファクタ  $A$ 、

Table 2.1 Sensitivity of Design Parameters to Handling Characteristics

$\begin{matrix} y \\ x \end{matrix}$	$A$	$G_R$	$G_B$	$\zeta\omega_n$	$\omega_n$
$l$	-1	$\frac{-1}{1+AV^2}$	$\frac{1}{1-\frac{V^2}{gIC_f d_f}}$	0	$-\frac{1}{2} \left( \frac{AV^2}{1+AV^2} \right)$
$I_n$	0	0	0	$\frac{-(C_f d_r + C_r d_f)}{C_f(d_f I_n + d_r) + C_r(d_r I_n + d_f)}$	$-\frac{1}{2}$
$C_f$	$\frac{1}{\frac{C_f}{C_r} - 1}$	$\frac{V^2}{gIC_f(1+AV^2)}$	0	$\frac{C_f(d_f I_n + d_r)}{C_f(d_f I_n + d_r) + C_r(d_r I_n + d_f)}$	$\frac{1}{2} \left( \frac{1 - \frac{V^2}{gIC_r}}{1+AV^2} \right)$
$C_r$	$\frac{1}{\frac{C_r}{C_f} - 1}$	$\frac{-V^2}{gIC_r(1+AV^2)}$	$\frac{1}{-1 + \frac{gId_f C_r}{V^2}}$	$\frac{C_r(d_r I_n + d_f)}{C_f(d_f I_n + d_r) + C_r(d_r I_n + d_f)}$	$\frac{1}{2} \left( \frac{1 + \frac{V^2}{gIC_f}}{1+AV^2} \right)$



定常ヨーレイトゲイン  $G_R$ , 定常スリップ角ゲイン  $G_B$ , ダンピング指数  $\zeta\omega_n$ , 固有振動数  $\omega_n$  について感度解析を行う。これらの特性への, ホイルベース, 正規化ヨー慣性モーメント, 前輪および後輪の正規化 CP の感度を, 定義式(2.63)に従って導出した関数を表 2.1 に示す。例えば 3 行 2 列目は, 定常ヨーレイトゲインの前輪正規化 CP 感度  $\left[ \frac{G_R}{C_f} \right]$  を表している。表中の値が 0 の欄は, 特性がそのパラメータの影響を受けないことを意味し, 値が定数の欄は, 感度がパラメータの値に影響されないことを意味している。

表 2.1 に示した感度のうちの幾つかは, 設計パラメータの関数となるので,  $d_f=d_r=0.5$ ,  $I_n=1.0$ ,  $C_f=10$ ,  $C_r=20$ ,  $l=2.8$  m として, 車速に対する感度の変化を具体的に計算した結果を図 2.14 に示す。

スタビリティファクタ  $A$  とダンピング指数  $\zeta\omega_n$  への各設計パラメータの感度は, 走行速度  $V$  に依存しない。スタビリティファクタに影響するパラメータのうち, ホイルベースの感度はパラメータの値に関係なく -1 であり, ロングホイルベース化によりスタビリティファクタは小さくなる。また, 正規化 CP の感度の前後輪の比は次式となる。

$$\frac{\left[ \frac{A}{C_f} \right]}{\left[ \frac{A}{C_r} \right]} = -\frac{C_r}{C_f} \quad (2.64)$$

したがって,  $C_f < C_r$  の一般的な US 特性の車両では, スタビリティファクタへの感度は, 後輪よりも前輪の正規化 CP の方が大きい。前後輪の正規化 CP を同じ比率で変更する場合には,

$$\left[ \frac{A}{C_f} \right] + \left[ \frac{A}{C_r} \right] = -1 \text{ となり, パラメータの値によらない。}$$

ダンピング指数は, 前後輪の正規化 CP と正規化ヨー慣性モーメントに支配される。それらの感度の比は, 以下となる。

$$\begin{aligned} \left[ \frac{\zeta\omega_n}{I_n} \right] : \left[ \frac{\zeta\omega_n}{C_f} \right] : \left[ \frac{\zeta\omega_n}{C_r} \right] \\ = -(C_f d_r + C_r d_f) : C_f (d_f I_n + d_r) : C_r (d_r I_n + d_f) \end{aligned} \quad (2.65)$$

一般的な諸元では,  $\left[ \frac{\zeta\omega_n}{C_r} \right], \left[ \frac{\zeta\omega_n}{I_n} \right], \left[ \frac{\zeta\omega_n}{C_f} \right]$  の順で感度の絶対値が大きくなる。したがって, 一般的な US 特性の車両では, 前輪よりも後輪の正規化 CP が高い感度でダンピング指数に影響する。

他の応答特性指標に対する各設計パラメータの感度は, 車速の関数となる。定常ヨーレイトゲインは, ホイルベースと前後輪の正規化 CP に支配されるが, ホイルベースは低速ほど, 前後輪の正規化 CP は高速ほど感度が高くなる。また, ホイルベースの感度と後輪正規化 CP の感度が

等しくなる速度は、式(2.26)に示した定常ヨーレイトゲインが最大となる速度  $V_C$  である。なお、表 2.1 には示していないが、ステアリングギア比の感度は-1 であることは自明である。

定常スリップ角は、ホイールベースと後輪正規化 CP に支配され、式(2.29) で示した定常スリップ角がゼロとなる速度  $V_B$  を境にそれぞれ感度の符号が反転する。また、 $V_B$  より低速では、ホイールベースの感度が高く、 $V_B$  より高速では後輪正規化 CP の感度が高くなる。

固有振動数に影響するパラメータのうち、正規化ヨー慣性モーメントの感度は車速やパラメータの値によらず一定となり-1/2 である。固有振動数のホイールベース感度、および後輪正規化 CP 感度の絶対値は、高速ほど増加し、符号は変化しないので、車速によらず、 $C_r$  を大きくすると  $\omega_n$  は増加し、 $l$  を大きくすると  $\omega_n$  は減少する。固有振動数の前輪正規化 CP 感度は、式(2.34)に示した速度  $V_O$  を境にその符号が反転し、 $C_f$  を大きくすると  $V_O$  より低速では  $\omega_n$  は大きくなり、 $V_O$  より高速では  $\omega_n$  は小さくなる。

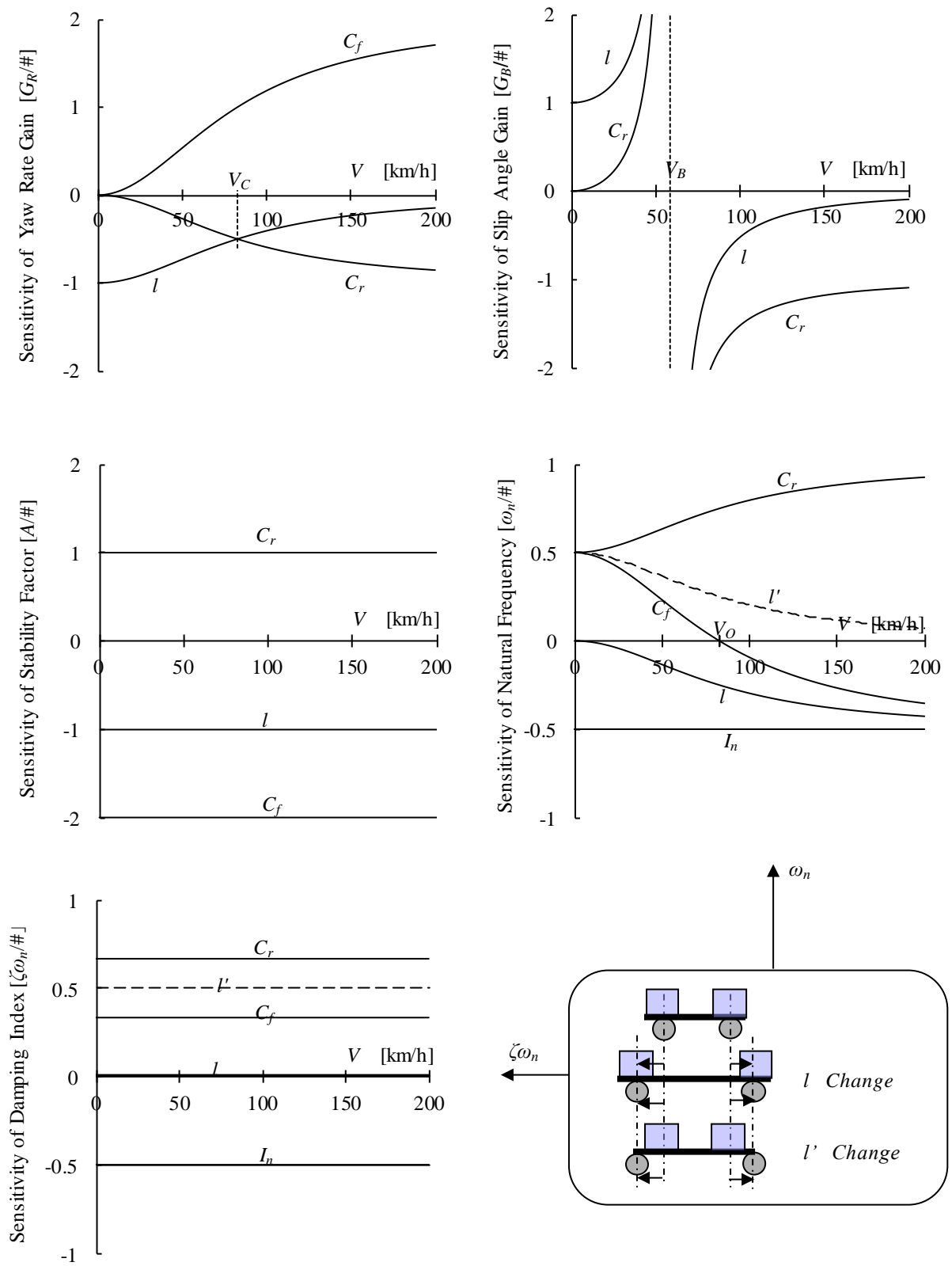


Fig.2.14 Change of Sensitivity to Vehicle Speed

正規化パラメータの導入により，以上のような感度解析が有効になるが，正規化パラメータも完全独立ではない．したがって，パラメータ間に相互関係がある場合には，その影響を考慮する必要がある．特に，車両企画時に考慮すべきものに，タイヤ配置によるホイールベースと正規化ヨー慣性モーメントとの関連性がある．車両の寸法に対してタイヤ位置の相対的な配置が変わらず，車両全体が相似的に大きくなるような場合には，正規化ヨー慣性モーメントは大きく変化しないと考えてよいので，ホイールベースの影響は表 2.1, 図 2.14 に示した感度解析に対応する．しかし，車体寸法を変えずに前後のオーバーハングを減少してタイヤを車体の両隅に配置するようなホイールベース変更においては，同時に正規化ヨー慣性モーメントが変化する．このような場合の，ホイールベース感度について考察する．一般的な自動車のヨー慣性モーメントは，質量，ホイールベース，全長の積との相関が強いといわれている<sup>(2-8),(2-9)</sup>．これは，自動車の質量分布が均一であれば，ヨー慣性モーメントは全長の 2 乗に比例し，車輪位置に全部品が搭載されているなら，ヨー慣性モーメントはホイールベースの 2 乗に比例するが，一般的な自動車の部品配置はその中間であるためと考えられる．図 2.15 は，図 2.4 で調べた様々なカテゴリの乗用車について，質量  $m$ ，ホイールベース  $l$ ，全長  $L$  の積と，実際に測定したヨー慣性モーメントとの関係を確認した結果であり，両者は次式のように概略比例関係となっていることが確認できる．

$$\hat{I} \propto mLl \quad (2.66)$$

式 (2.20) と式(2.66)から，正規化ヨー慣性モーメントの推定値は，

$$\hat{I}_n = \frac{\hat{I}}{m^2 d_f d_r} \propto \frac{mLl}{m^2 d_f d_r} \approx \frac{1}{\frac{l}{L} d_f d_r} \quad (2.67)$$

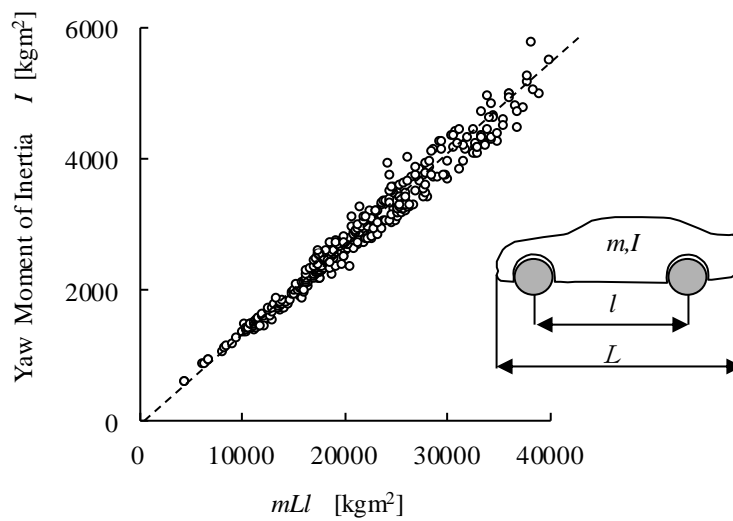


Fig.2.15 Correlation between Yaw Moment of Inertia and Vehicle Dimension

式(2.67)は、正規化ヨー慣性モーメントは、全長に対するホールベースが長いほど小さくなる傾向となることを示している。車両全長を変えずに、ホールベースだけ変えるような場合の、ダンピング指数と固有振動数のホールベース感度を  $\left[\frac{\zeta\omega_n}{l'}\right]$  ,  $\left[\frac{\omega_n}{l'}\right]$  とすると、式(2.67)より、

$$\left[\frac{\dot{I}_n}{l}\right] \approx -1 \text{ であるので,}$$

$$\begin{aligned} \left[\frac{\zeta\omega_n}{l'}\right] &= \left[\frac{\zeta\omega_n}{l}\right] + \left[\frac{\zeta\omega_n}{I_n}\right] \times \left[\frac{I_n}{l}\right] \\ &\approx 0 - \left[\frac{\zeta\omega_n}{I_n}\right] = \frac{(C_f d_r + C_r d_f)}{C_f (d_f I_n + d_r) + C_r (d_r I_n + d_f)} \end{aligned} \quad (2.68)$$

$$\left[\frac{\omega_n}{l'}\right] = \left[\frac{\omega_n}{l}\right] + \left[\frac{\omega_n}{I_n}\right] \times \left[\frac{I_n}{l}\right] \approx \left[\frac{\omega_n}{l}\right] - \left[\frac{\omega_n}{I_n}\right] = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{AV^2}{1+AV^2}\right) \quad (2.69)$$

図 2.14 には、このような場合のホールベース変化の感度を破線で示してある。車両寸法に対して相似的にホールベースが長くなるような場合、つまり、正規化ヨー慣性モーメントが一定でのホールベース延長では、ダンピング指数は不変、固有振動数は減少するが、全長を変えずにタイヤを車両の両隅に配置するようなホールベース延長では、ダンピング指数、固有振動数とも大きくなる。このように、2 種類のホールベース変化の操舵応答動特性に与える影響は異なる。なお、慣性モーメントが関係しないスタビリティファクタ、定常ヨーレイトゲイン、定常スリップ角ゲインへの影響は、2 種類のホールベース変化は同じである。

ところで、正規化パラメータで記述した運動方程式には、車両質量が消去されており、その影響が陽に現れていない。タイヤの CP が荷重に比例する場合には、正規化 CP は荷重によらず一定となるので、質量が変化しても正規化 CP は変化せず、操舵応答特性は質量変化の影響を受け無いことになる。実際のタイヤの CP 特性は、図 2.16 に示すような荷重に対する非線形特性となり、タイヤの CP は荷重の 2 次式で、正規化 CP は荷重の 1 次式で概略近似できる<sup>(2-10),(2-11)</sup>。正規化 CP の対荷重変化率を  $\varepsilon(\varepsilon > 0)$  とすれば、

$$\frac{\partial C}{\partial W} = -\varepsilon \quad (2.70)$$

したがって、タイヤ正規化 CP への荷重の感度は以下ようになる。

$$\left[\frac{C}{W}\right] = \frac{\partial C}{\partial W} \frac{W}{C} = -\varepsilon \frac{W}{C} \quad (2.71)$$

車両質量が変化すると、各輪の荷重変化を通して、正規化 CP が変化することと同様な影響を及ぼす。つまり、質量の各応答指標への影響感度は、正規化 CP の感度の  $\left[\frac{C}{W}\right] = -\varepsilon \frac{W}{C}$  倍になる。た

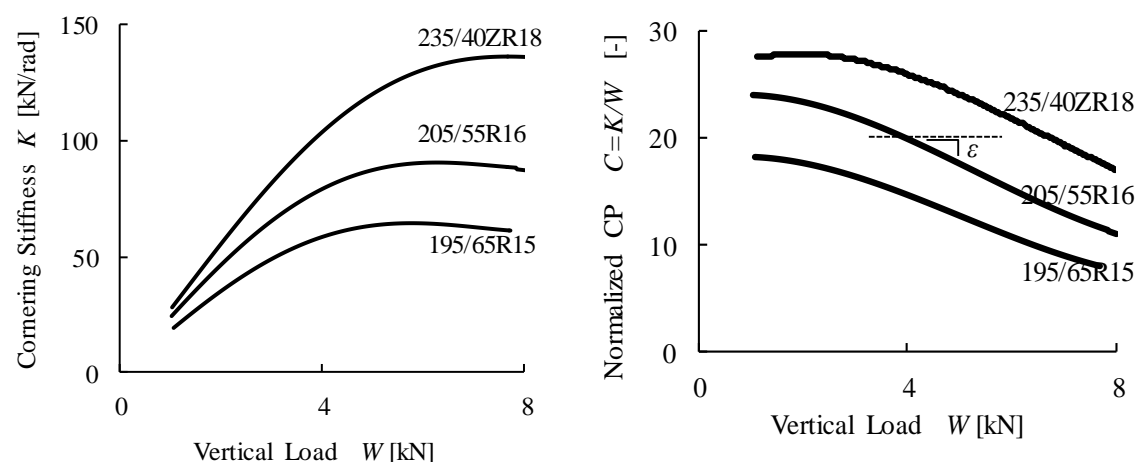


Fig.2.16 Effect of Vertical Load on Tire Cornering Stiffness

例えば、輪荷重  $W=4000\text{N}$  で、正規化 CP が  $C=20$ 、その対荷重変化率が  $\varepsilon=0.002\text{ N}^{-1}$  のタイヤであれば、 $-0.4$  倍である。ただし、 $-\varepsilon\frac{W}{C}$  は負なので、感度符号は逆になり、質量軽減が正規化 CP 増加側である。また、低荷重域では  $\varepsilon$  が小さくなる傾向があるので、車両質量に対してサイズの大きなタイヤを装着すると、質量の感度は小さくなることが理解できる。

以上のように、パラメータ間に相関がある場合でも、両者の関係を定式化してパラメータ間の感度を求めることにより、車両特性への影響感度を知ることができる。

本節では、感度解析による体系的で見通しのよい性能計画手法を示した。操舵応答特性は、運動方程式が示すように、車両の企画諸元やタイヤ特性に支配されているが、前輪と後輪の正規化 CP を独立にコントロールすれば、その設計自由度が格段に広がることも図 2.14 から明らかである。次節では、前後の正規化 CP を等価的に調整するための、初期ホイールアライメントを考慮した等価 CP 設計について述べる。

## 2.6 初期ホイールアライメントを考慮した等価コーナリングパワー

線形 2 輪モデルの主要パラメータである前後輪の CP に、タイヤ単体の CP を用いると、実車の操舵応答特性とは整合しない計算結果になる。その主要因は、ステアリング特性やサスペンション特性の影響である。操舵系やサスペンションの弾性変形、およびサスペンションジオメトリ

一による幾何学的アライメント変化の影響などを等価 CP として換算し、モデルを複雑化することなく解析する概念は確立している<sup>(1-8),(1-9),(1-10)</sup>。本節では、このようなステアリングやサスペンション特性と共に、操縦性安定性に寄与する初期ホイールアライメントの影響について、前節の図 2.16 に示した現実のタイヤ荷重依存特性を考慮して、等価 CP に組み込む。

はじめに、操舵系の剛性やサスペンション特性の等価 CP への換算について簡単に整理しておく。操舵系剛性やサスペンション特性によるコンプライアンス特性やジオメトリー変化を考えた場合、タイヤの CP と等価 CP との関係は以下となる。

$$\frac{1}{C_i'} = \frac{1}{C_i} - A_i \quad (2.72)$$

$$A_i = \sum \Delta \delta_i - \frac{B_i}{C_i} \sum \Delta \gamma_i \quad (2.73)$$

ここで、 $C_i'$ ：正規化等価 CP

$C_i$ ：タイヤ正規化 CP

$B_i$ ：タイヤ正規化キャンバスティッフネス（荷重で除したキャンバスティッフネス）

$\Delta_i$ ：ステア角に換算したコーナリングコンプライアンス変化

$\sum \Delta \delta_i$ ：横加速度 1 G 旋回換算したステア角変化総和

$\sum \Delta \gamma_i$ ：横加速度 1 G 旋回換算したキャンバ角変化総和

添え字  $i$  は、 $f$ （前輪），または  $r$ （後輪）を表すものとする。

したがって、操舵系剛性やサスペンション特性を考慮した正規化等価 CP は、

$$C_i' = \frac{C_i}{1 - C_i A_i} = \frac{C_i}{1 - (C_i \sum \Delta \delta_i - B_i \sum \Delta \gamma_i)} \quad (2.74)$$

ここで、

$$e_i = \frac{1}{1 - C_i A_i} = \frac{1}{1 - (C_i \sum \Delta \delta_i - B_i \sum \Delta \gamma_i)} \quad (2.75)$$

とおけば、 $C_i' = e_i C_i$  と書けるので、 $e_i$  は操舵系を含むサスペンション特性によるタイヤ CP の増幅率ということになる。式(2.74)、および式(2.75)の分母の括弧内の主因子は、横力ステア  $\Delta \delta_{Yi}$ 、アライニングモーメントステア  $\Delta \delta_{Mi}$ 、ロールステア  $\Delta \delta_{\phi i}$ 、横力キャンバ  $\Delta \gamma_{Yi}$ 、ロールキャンバ  $\Delta \gamma_{\phi i}$  であり、それぞれ 1G 旋回換算値である。それらを具体的に書けば、

$$C_i \sum \Delta \delta_i - B_i \sum \Delta \gamma_i = C_i (\Delta \delta_{Yi} + \Delta \delta_{Mi} + \Delta \delta_{\phi i}) - B_i (\Delta \gamma_{Yi} + \Delta \gamma_{\phi i}) \quad (2.76)$$

$$\Delta \delta_{Yi} = a_i W_i \quad (2.77)$$

$$\Delta\delta_{Mi} = -\frac{\xi_{ii}W_i}{K_{si}} \quad (2.78)$$

$$\Delta\delta_{\phi i} = b_i G_\phi \quad (2.79)$$

$$\Delta\gamma_{Yi} = c_i W_i \quad (2.80)$$

$$\Delta\gamma_{\phi i} = (1 - q_i) G_\phi \quad (2.81)$$

ここで,  $W_i$ : 輪荷重

$a_i$ : 横力ステア係数

$K_{si}$ : トー角剛性 (前輪は操舵系を含む剛性)

$\xi_{ii}$ : ニューマチックトレール

$b_i$ : ロールステア係数

$c_i$ : 横力キャンバ係数

$q_i$ : ロールキャンバキャンセル率

$G_\phi$ : 1G 旋回当りのロール角

式(2.76)は, 操舵系弾性変形やサスペンション特性に起因する実舵角変化のタイヤスリップ角に対する比率, つまり操舵系特性やサスペンション特性のタイヤ特性に対するコーナリングコンプライアンスの比率を表している. このようにして, 操舵系を含むサスペンション特性を考慮した正規化等価 CP  $C_i'$  が求められる. それらを, 線形 2 輪モデルで記述されるタイヤ正規化 CP  $C_i$  に置き換えれば, 操舵系やサスペンション特性の影響が考慮されることになる. ただし, 式(2.79)と式(2.81)は定常旋回時に成立する関係であるため, ロールステアやロールキャンバのような幾何学的アライメント変化は, 動的にはタイヤスリップ角に対する位相特性を考慮する必要がある. 酒井らは各サスペンション特性の発生タイミングを考慮した複素コーナリングパワーによる解析法を提案<sup>(1-11)</sup>, 辻らは複素コーナリングコンプライアンスによる解析法を提案<sup>(2-12)</sup>している.

次に, 式(2.76)には表現されていない初期ホイールアライメントについて, 現実的なタイヤ特性を考慮して, 等価 CP に組み込む. 初期ホイールアライメントには, トー角とキャンバ角があるが, まず初期トー角の影響について解析する. 複雑さを避けるため, コンプライアンスステアや, 幾何学的アライメント変化は無いものとして考える. 前節の図 2.16 に示したように, 現実のタイヤ CP は荷重に対して非線形特性である. こうした特性を, 図 2.17 のような荷重の 2 次式で近似すると, 正規化 CP は荷重の 1 次式となる. すなわち,

$$C = C_i - \varepsilon(W - W_i) = C_i - \varepsilon\Delta W_i \quad (2.82)$$

$$K = CW = (C_i - \varepsilon\Delta W_i)W = (C_i - \varepsilon\Delta W_i)(W_i + \Delta W_i) \quad (2.83)$$



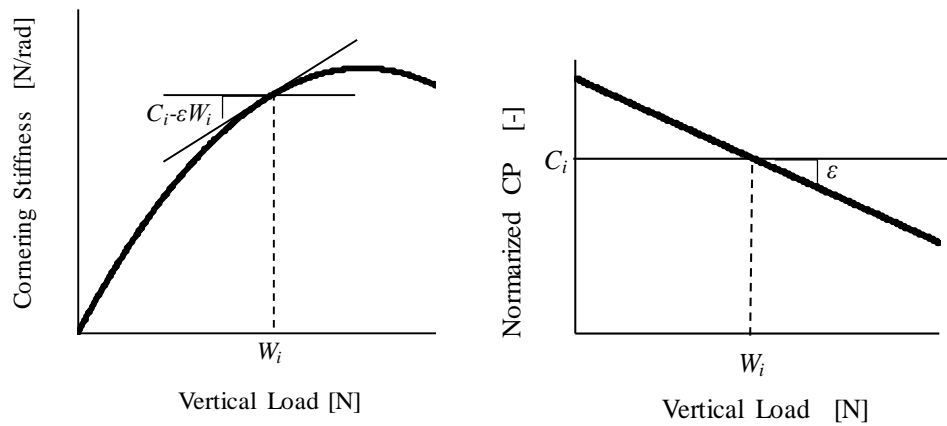


Fig.2.17 Tire Cornering Stiffness Model to Vertical Load

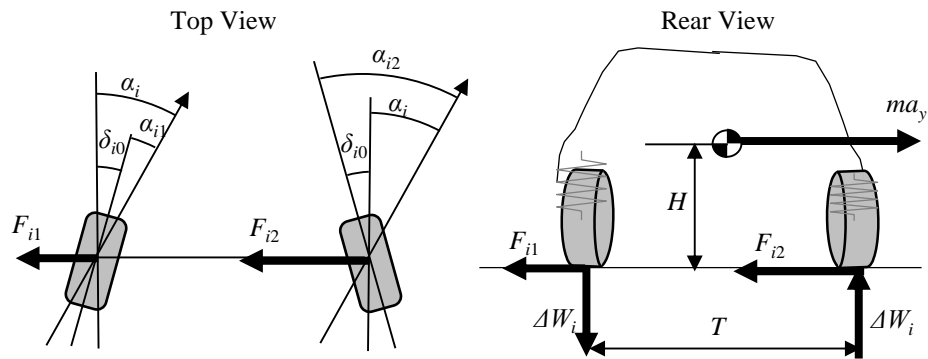


Fig.2.18 Lateral Force and Slip angle with Initial Toe Angle

ここで,  $W$ : 荷重

$\Delta W_i$ : 荷重移動量

$K$ : 荷重 $W$ におけるCP

$C$ : 荷重 $W$ における正規化CP

$W_i$ : 直進時の輪荷重

$C_i$ : 荷重 $W_i$ におけるタイヤ正規化CP

$\varepsilon$ : タイヤ正規化CPの対荷重変化率

式(2.83)より, 旋回時の内外輪のCPは,

$$\begin{aligned} K_{i1} &= C_{i1} W_{i1} = (C_i + \varepsilon \Delta W_i)(W_i - \Delta W_i) \\ K_{i2} &= C_{i2} W_{i2} = (C_i - \varepsilon \Delta W_i)(W_i + \Delta W_i) \end{aligned} \quad (2.84)$$

ここで, 添え字の1は内輪, 2は外輪を表す.

図 2.18 に示すように、初期トー角を  $\delta_{i0}$ （トーイン方向を正）、初期トー角が無いときのスリップ角を  $\alpha_i$  とすると、旋回内外輪の横力  $F_{i1}, F_{i2}$  は以下のように書ける。

$$\begin{aligned} F_{i1} &= K_{i1}\alpha_{i1} = K_{i1}(\alpha_i - \delta_{i0}) = (C_i + \varepsilon \Delta W_i)(W_i - \Delta W_i)(\alpha_i - \delta_{i0}) \\ F_{i2} &= K_{i2}\alpha_{i2} = K_{i2}(\alpha_i + \delta_{i0}) = (C_i - \varepsilon \Delta W_i)(W_i + \Delta W_i)(\alpha_i + \delta_{i0}) \end{aligned} \quad (2.85)$$

左右輪の平均横力  $F_i$  は、

$$F_i = \frac{F_{i1} + F_{i2}}{2} = (C_i W_i - \varepsilon \Delta W_i^2) \alpha_i + (C_i - \varepsilon W_i) \Delta W_i \delta_{i0} \quad (2.86)$$

また、左右平均横力と左右荷重移動は、定常状態を考えると、横加速度の関数として以下のように書ける。

$$F_i = \frac{1}{2} d_i m a_y = W_i G_y \quad (2.87)$$

$$\Delta W_i = D_i \frac{H}{T} m a_y = 2W_i \frac{D_i}{d_i} \frac{H}{T} G_y \quad (2.88)$$

ここで、 $T$ : トレッド

$H$ : 重心高

$m$ : 車両質量( $=2W_i/d_i$ )

$D_i$ : 対象輪の荷重移動配分比

$a_y$ : 横加速度

$G_y$ : 重力加速度で除した横加速度( $=a_y/g$ )

式(2.88)に含まれている荷重移動配分比  $D_i$  は、旋回時に生ずる内外輪荷重移動量の前後分担の比率であり、ロール剛性配分比とは異なることに注意が必要である。荷重移動配分比は、ロールセンタ高、前後軸重配分比、ロール剛性配分比により決まる値であり、第 5.4 節で詳細に述べる。

式(2.86)、式(2.87)、式(2.88)から、左右輪平均の CP に相当する次式が得られる。

$$\frac{F_i}{\alpha_i} = C_i W_i \frac{1 - 4 \frac{\varepsilon}{C_i} W_i \left( \frac{H}{T} \frac{D_i}{d_i} G_y \right)^2}{1 - 2 \frac{H}{T} \frac{D_i}{d_i} (C_i - \varepsilon W_i) \delta_{i0}} \quad (2.89)$$

式(2.89)の分子は、タイヤの荷重非線形性の影響を示しており、横加速度の 2 乗に比例して CP が減少することを意味している。この非線形性の影響については、第 5 章で詳細に述べる。初期トー角の影響は分母に現れており、横加速度がゼロの直進回りで等価 CP に影響を及ぼすことがわかる。式(2.89)で  $G_y=0$  とすれば、直進回りにおける等価 CP、正規化等価 CP、CP 増幅率が、以下のように得られる。

$$K_i' = \frac{K_i}{1 - 2 \frac{H}{T} \frac{D_i}{d_i} (C_i - \varepsilon W_i) \delta_{i0}} = e_i K_i \quad (2.90)$$

$$C_i' = \frac{K_i'}{W_i} = \frac{C_i}{1 - 2 \frac{H}{T} \frac{D_i}{d_i} (C_i - \varepsilon W_i) \delta_{i0}} = e_i C_i \quad (2.91)$$

$$e_i = \frac{1}{1 - 2 \frac{H}{T} \frac{D_i}{d_i} (C_i - \varepsilon W_i) \delta_{i0}} \quad (2.92)$$

式(2.92)より、 $(C_i - \varepsilon W_i) > 0$ であれば、初期トーインの設定( $\delta_{i0} > 0$ )によって、等価 CP が大きくなる  
ことがわかる。また、 $(C_i - \varepsilon W_i)$  が大きく、重心高／トレッド比  $H/T$  が大きく、対象車輪の荷  
重移動配分比  $D_i$  が大きいほど、初期トー角の影響が大きく現れる。

ここで、初期トー角の影響に支配的な寄与を及ぼしている $(C_i - \varepsilon W_i)$ について考察する。式  
(2.83)を  $W$  で偏微分して、荷重 - CP 線図における勾配を求めると、

$$\frac{\partial K}{\partial W} = C_i - \varepsilon(2W - W_i) \quad (2.93)$$

ここで、 $W = W_i$  とおくと、

$$\left. \frac{\partial K}{\partial W} \right|_{W=W_i} = C_i - \varepsilon W_i \quad (2.94)$$

つまり、 $(C_i - \varepsilon W_i)$  は、図 2.17 に示した荷重－CP 特性線図の  $W_i$  における傾きを表しており、  
初期トー角の影響はこの傾きに比例する。 $(C_i - \varepsilon W_i)$  は、輪荷重が小さいほど大きいため、荷重  
の小さい車輪では等価 CP への影響が大きくなる。逆に、荷重が大きいほど  $(C_i - \varepsilon W_i)$  は小さく  
なるので、その影響は減少し、 $(C_i - \varepsilon W_i) < 0$  となるような大荷重においては、初期トーインの設  
定によって、等価 CP が減少することになる。ところで、横力ステアによる CP 増幅率は以下の  
ように表される。

$$e_i = \frac{1}{1 - a_i C_i W_i} \quad (2.95)$$

式(2.92)と式(2.95)を比較すると、横力ステアと同じ等価 CP となる初期トー角は次式となる。

$$\delta_{i0} = \frac{C_i W_i}{2 \frac{H}{T} \frac{D_i}{d_i} (C_i - \varepsilon W_i)} a_i \quad (2.96)$$

横力ステアは、荷重が大きいほど等価 CP への影響が大きくなるのに対し、初期トー角は荷重が小さいほど影響が大きくなるので、特に前輪駆動車の後輪においては、初期トー角は等価 CP に大きな寄与を占めることになる。

同様な展開により、初期キャンバ角の正規化等価 CP と CP 増幅率は次式のようにになる。ただし、キャンバスティップネスの荷重に対する非線形性は小さいため、正規化キャンバスティップネスは荷重変化に対して一定とする。

$$C_i' = \frac{C_i}{1 + 2 \frac{H}{T} \frac{D_i}{d_i} B_i \gamma_{i0}} = e_i C_i \quad (2.97)$$

$$e_i = \frac{1}{1 + 2 \frac{H}{T} \frac{D_i}{d_i} B_i \gamma_{i0}} \quad (2.98)$$

したがって、初期ネガティブキャンバ設定（ $\gamma_{i0} < 0$ ）のとき、等価 CP が増加する。

初期トー角、および初期キャンバ角の影響を、サスペンション特性の影響とあわせて考慮するには、式(2.73)のステア角変化、キャンバ角変化にそれぞれ次式で表される初期ホイールアライメントによる項を追加すればよい。

$$\Delta \delta_{ii} = 2 \frac{H}{T} \frac{D_i}{d_i} \left( 1 - \frac{\varepsilon}{C_i} W_i \right) \delta_{i0} \quad (2.99)$$

$$\Delta \gamma_{ii} = 2 \frac{H}{T} \frac{D_i}{d_i} \gamma_{i0} \quad (2.100)$$

これらを追加すると、横加速度 1 G 旋回に換算した、左右輪平均のステア角変化、およびキャンバ角変化は、それぞれ、

$$\sum \Delta \delta_i = \Delta \delta_{Yi} + \Delta \delta_{Mi} + \Delta \delta_{\phi i} + \Delta \delta_{ii} \quad (2.101)$$

$$\sum \Delta \gamma_i = \Delta \gamma_{Yi} + \Delta \gamma_{\phi i} + \Delta \gamma_{ii} \quad (2.102)$$

また、タイヤスリップ角に対するコーナリングコンプライアンスの比率は、以下のように書ける。

$$\begin{aligned} C_i \sum \Delta \delta_i - B_i \sum \Delta \gamma_i \\ = (C_i \Delta \delta_{Yi} + C_i \Delta \delta_{Mi} + C_i \Delta \delta_{\phi i} - B_i \Delta \gamma_{Yi} - B_i \Delta \gamma_{\phi i}) + (C_i \Delta \delta_{ii} - B_i \Delta \gamma_{ii}) \end{aligned} \quad (2.103)$$

第 1 括弧内が、操舵系やサスペンション特性の寄与、第 2 括弧内が、初期ホイールアライメントの寄与である。後輪のように、これらの寄与がタイヤスリップ角に比較して小さいと見なせる場合は、CP 増幅率は次式のように近似できる。

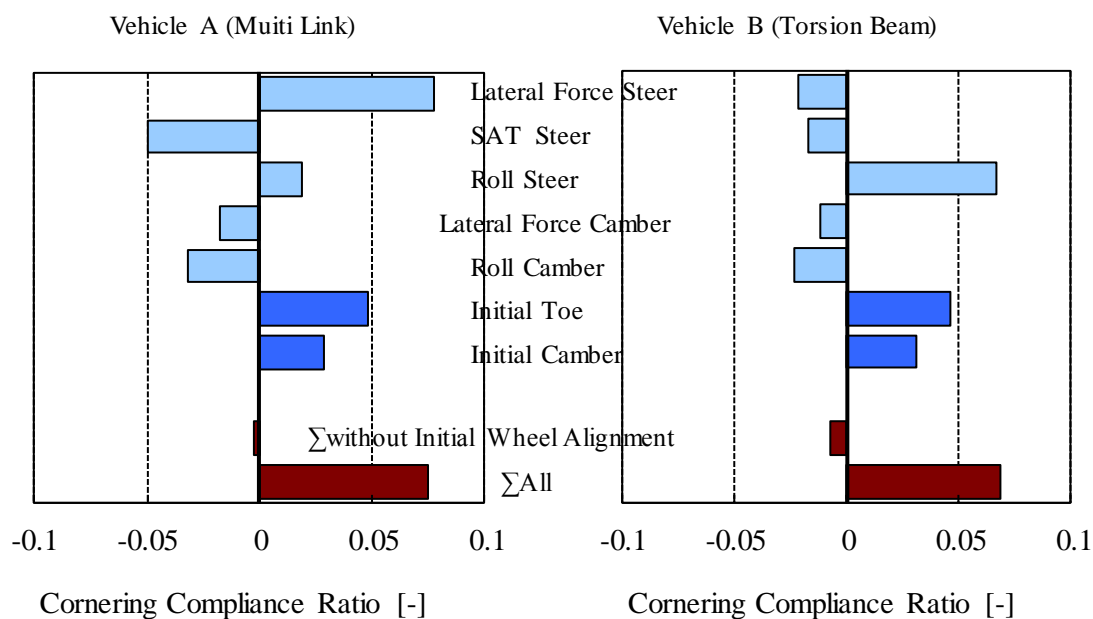


Fig.2.19 Effect of Initial Wheel Alignment on Cornering Compliance

$$\begin{aligned}
 e_i &\approx 1 + C_i \sum \Delta \delta_i - B_i \sum \Delta \gamma_i \\
 &= 1 + \left\{ (C_i \Delta \delta_{\gamma_i} + C_i \Delta \delta_{M_i} + C_i \Delta \delta_{\phi_i} - B_i \Delta \gamma_{\gamma_i} - B_i \Delta \gamma_{\phi_i}) + (C_i \Delta \delta_{\delta_i} - B_i \Delta \gamma_{\delta_i}) \right\}
 \end{aligned} \quad (2.104)$$

図 2.19 は、2 台のコンパクトサイズの前輪駆動車の後輪のコーナリングコンプライアンス比率の内訳を、式(2.104)の各項ごとに具体的に算出した例である。車両 A はマルチリンク式リアサスペンション、車両 B はトーションビーム式リアサスペンションである。横力ステアやロールステアの寄与はサスペンション形式によって大きく異なるが、初期ホイールアライメントはサスペンション形式によらず一定の大きな寄与を占めていること、初期トーインと初期ネガティブキャンバの設定により、どちらの車両も等価 CP が増幅側に設定されていることがわかる。

以上、現実のタイヤ荷重依存特性を考慮した初期ホイールアライメントの等価 CP への換算法を示した。これにより、サスペンション特性とあわせて、実際の車両により対応した等価 CP 設計が可能となる。

## 2.7 まとめ

本章では、車両開発の初期企画段階において、操縦性安定性の性能計画を見通し良く実施するための手法を構築するとともに、第3章以降の解析のための基礎モデルを整備した。

- ・ 重心位置、前後輪のコーナリングパワー、ヨー慣性モーメントに関する3種類の正規化パラメータによって記述した平面2自由度線形2輪モデルを用いて、操縦性安定性の基本的性質を整理した。この記述法は、

+各正規化パラメータに相場値があり、実際の自動車の設計諸元と対応が取りやすい

+パラメータ間の相関の見通しが良いため、寄与解析がしやすい

+非線形域や限界域の運動解析への拡張がしやすい

などの利点があるため、企画段階での性能計画に有用と考える。

- ・ 主要な操舵応答特性とそれらを特徴づける速度を、正規化パラメータを用いて記述し、各特性速度の相互関係が、3種類の正規化パラメータにのみ支配されることを示した。
- ・ 正規化パラメータを用いて記述した代表的な操舵応答特性に感度解析手法を適用し、各設計パラメータの寄与感度を理論的、体系的に示した。また、車両質量と正規化CP、ホイールベースと正規化ヨー慣性モーメントのように、パラメータ間に相関がある場合の寄与感度についても示した。
- ・ 操縦性安定性設計に利用される初期ホイールアライメントに関して、タイヤCPの荷重依存特性を考慮し、より実際と対応する等価CPとして換算した。コーナリングコンプライアンスに及ぼす初期トー角の影響は、タイヤCPの荷重変化勾配に比例するため、荷重が小さい場合にその影響が大きく現れ、トーイン設定により等価CPは増加するが、荷重が大きくなるとその影響は減少し、トーイン設定でも等価CPが減少する場合もある。したがって、特に荷重の小さい前輪駆動車の後輪においては、初期アライメントの寄与が大きくなることを示した。

以上、本章で整備した運動モデル記述をベースにして、第3章以降の解析を進める。

## 第 3 章

### ドライバの感覚に合う操舵特性

### 3.1 はじめに

ドライバが運転しやすい車両特性はどのような特性か、という操縦性安定性の評価に関する研究は、従来から様々な取り組みが行われている。初期の代表的な研究としては、ヨー応答時間が大きくなるとコース逸脱の確率が増大するという Hoffman らの研究<sup>(3-1)</sup>、TB 値と称するヨーレイトの応答時間と一定横加速度当たりの車体スリップ角の積が走行タイムや主観評価と極めて相関が高く、この値が小さいほど車をコントロールしやすいという Linke らの研究<sup>(1-24)</sup>、ヨー共振周波数やヨーダンピングと車両の制御のしやすさの関係を調べた杉本らの研究<sup>(3-2)</sup>、Bergman による横加速度ゲインとスリップ角の応答時間の適正範囲に関する研究<sup>(3-3)</sup>、Weir らによるヨーレイトゲインと応答時間の望ましい範囲の研究<sup>(1-25)</sup>などがある。上原らは、Weir らの示した適正範囲の確認検証を実施している<sup>(3-4)</sup>。これらの研究に続いて、佐野ら<sup>(1-26)</sup>、菅沢ら<sup>(1-27)</sup>、古川ら<sup>(1-28)</sup>は、平面運動の2自由度、すなわち横加速度とヨーレイトの応答特性と運転のしやすさとの関係を調べた。以上は、いずれも、ハンドル角に対するヨーレイト、スリップ角、横加速度などの車両挙動に着目して、ドライバにとって望ましい車両応答特性を調べた研究である。一方、操舵トルク特性もドライバの操舵感覚に影響を与えることも知られている<sup>(2-6),(3-5)</sup>。EPS(Electric Power Steering)の普及に伴い、操舵トルク特性に着目した研究も増加しており<sup>(1-29),(1-30)</sup>、主にハンドル角と操舵トルクの関係に着目して、ハンドルの等価的な剛性や減衰特性とドライバの感じ方との関係を調べた報告がある<sup>(3-6),(3-7)</sup>。

以上のように、操縦性安定性の評価指標に関する研究の多くは、車両応答特性、または操舵トルク特性について、それぞれ独立に調べたものが多く、両者の関係を考察したものは多くは見当たらないように思われる。ドライバは、車両挙動と操舵トルクを視覚、体感、触覚で同時に感じ

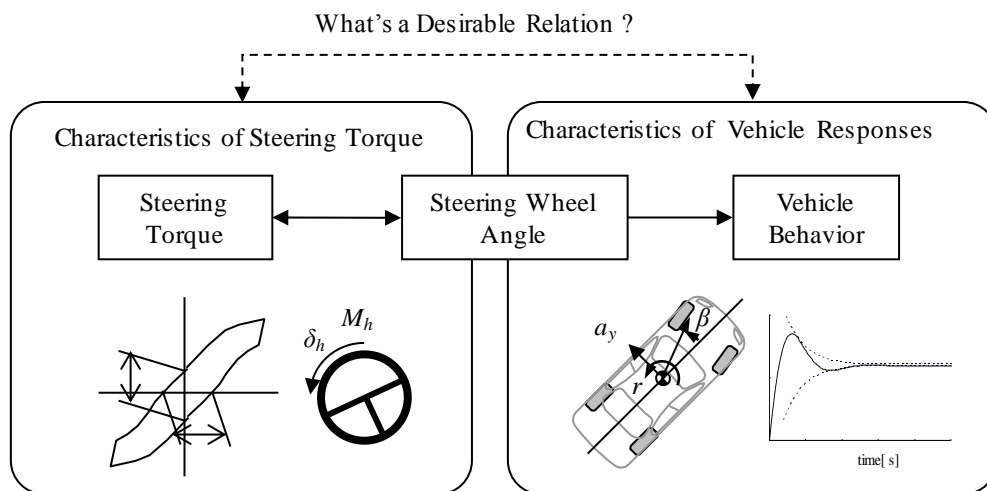


Fig.3.1 Viewpoint of This Study



ながら、車両を操縦しているので、両者には何らかの関連があるはずである。また、自動車の力学的な特性からみても、前輪に発生するセルフアライニングトルク (SAT) 特性が操舵トルクに反映されるので、車両挙動と操舵トルクは密接な関連がある。そこで、本章では、車両応答特性と主観評価との関係を確認したうえで、図 3.1 に示すように、車両応答特性と操舵トルク特性との関係にも着目してドライバの操舵感覚との関係を調べ、評価指標を導出する。さらに、導いた評価指標と車両の設計パラメータとの関係について、第 2 章で記述した運動モデルを用いて定式化し、前後輪の正規化 CP の設計手法に組み込む。

## 3.2 実験方法

ドライバの操舵感覚を調べる手段として、ドライビングシミュレータが用いられることも多いが、本章で着眼する操舵トルクを含むような操舵感覚を調べるには、シミュレータは現実感の再現性がまた十分ではない面があるので、実車を用いた走行実験が適切と考えられる。そこで、車両の挙動特性を任意に可変でき、また操舵トルクも自由に設定できる特性可変実験車を製作した。実験車の基本諸元と構成を図 3.2 に示す。ハンドルは前輪から機械的に切り離されており、操舵トルクモータにより任意の操舵トルクを付加できる。また、前後輪独立のアクティブ操舵システムによって、任意の車両応答を得ることが可能である。

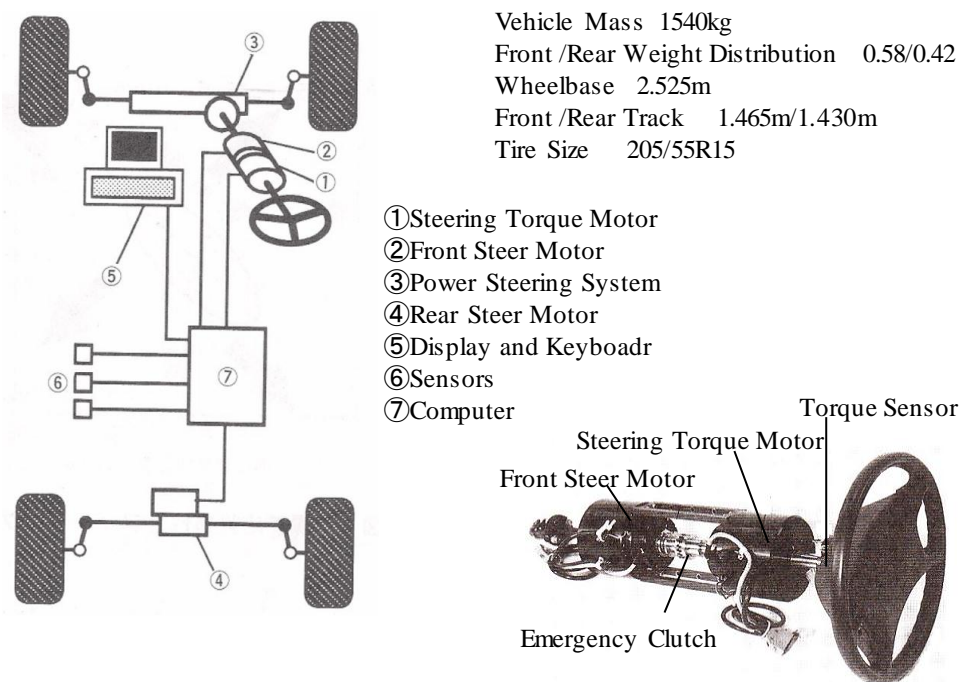


Fig3.2 Configuration of Variable Characteristics Vehicle

つぎに、この実験車の制御方法について述べる．前後輪のステア角に対する車両の応答は、線形 2 輪モデルでは次式のように書ける．ただし、その記述は第 2 章で述べた正規化パラメータを用いた表現である．

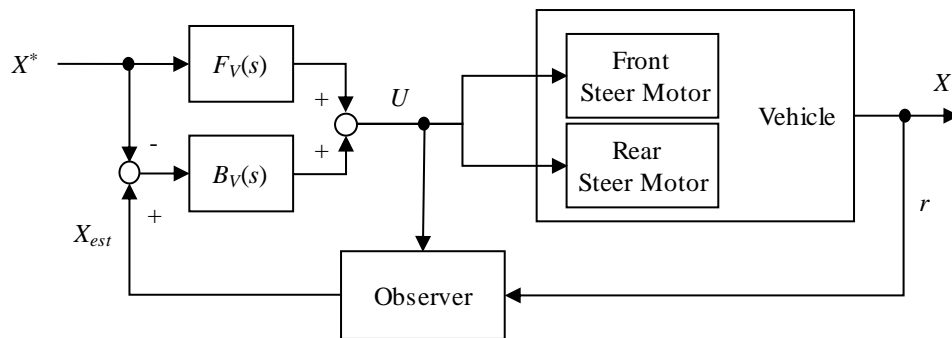
$$\begin{aligned}
 \dot{X} &= AX + BU \\
 A &= \begin{bmatrix} -\frac{g}{V}(d_f C_f + d_r C_r) & -1 + \frac{gl}{V^2} d_f d_r (C_r - C_f) \\ \frac{g}{l} \frac{(C_r - C_f)}{I_n} & -\frac{g}{V} \frac{(d_r C_f + d_f C_r)}{I_n} \end{bmatrix} \\
 B &= \begin{bmatrix} \frac{g}{V} d_f C_f & \frac{g}{V} d_r C_r \\ \frac{g}{l} \frac{C_f}{I_n} & -\frac{g}{l} \frac{C_r}{I_n} \end{bmatrix} \\
 X &= \begin{bmatrix} \beta(s) \\ r(s) \end{bmatrix} \quad U = \begin{bmatrix} \delta_f(s) \\ \delta_r(s) \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{3.1}$$

したがって、目標状態量  $X^*$  を与えたとき、それを実現するフィードフォワード補償器  $F_V(s)$  は以下となる．

$$\begin{aligned}
 U &= F_V(s) X^* \\
 F_V(s) &= B^{-1}(sI - A)
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

ここで、 $I$  : 単位行列、 $s$  : ラプラス演算子

これに、モデルパラメータの精度に対するロバスト性を補償するため、 $H_\infty$  フィードバック 補償器  $B_V(s)$  を加える．また、本実験に用いた特性可変実験車は、スリップ角センサは未搭載であり、



$F_V(s)$  : Feed-forward Controller  
 $B_V(s)$  : Feedback Controller  
 $X^*$  : Target State Variable Vector  
 $X_{est}$  : Estimated State Variable Vector  
 $r$  : Measured Yaw Rate

Fig3.3 Block Diagram of Vehicle Behavior Control

状態量の 1 つである車体スリップ角は観測不可能なため、オブザーバーによる推定値を用いて制御する。車両応答特性の制御ブロックを図 3.3 に示す。これにより、目標スリップ角と目標ヨーレイトを与えることで、所望の車両応答特性を得ることが可能になる。

操舵トルクの制御は、図 3.4 に示すような、フィードフォワード補償器  $F_M(s)$  とフィードバック補償器  $B_M(s)$  による基礎的な制御とした。

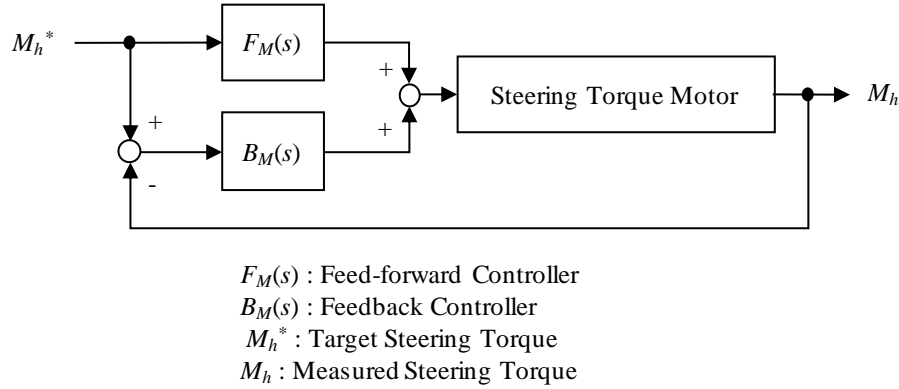


Fig3.4 Block Diagram of Steering Torque Control

走行条件は、高速道路を走行しているときの車線変更を想定する。したがって、速度は 100km/h, 評価タスクは、操舵周波数 0.3Hz 程度のおだやかな車線変更とした。ハンドル角に対するヨーレイトや横加加速度の応答は、線形 2 輪モデルでは 2 次遅れ系で表現されるが、このような比較的低周波の操舵入力であれば、第 2.4 節式(2.46)、式(2.47)に示した時定数の 1 次遅れ特性として、以下のように近似できる。

$$\frac{r(s)}{\delta_h(s)} = G_R \frac{1}{T_R s + 1} \quad (3.3)$$

$$\frac{a_y(s)}{\delta_h(s)} = V G_R \frac{1}{T_Y s + 1} \quad (3.4)$$

このとき、スリップ角の応答は、

$$\frac{\beta(s)}{\delta_h(s)} = \frac{G_R(T_R - T_Y)}{(T_Y s + 1)(T_R s + 1)} \approx \frac{G_R(T_R - T_Y)}{(T_Y + T_R)s + 1} \quad (3.5)$$

式(3.3)、式(3.5)で表されるような、ヨーレイト、スリップ角の目標特性を与え、式(3.2)、および図 3.3 のように前後輪ステア角を制御することにより、任意の車両応答特性が実現できる。また、

操舵トルクは、図 3.4 に示した制御によって、ハンドル角に対する 1 次進み特性として以下のよう  
に設定する.

$$\frac{M_h(s)}{\delta_h(s)} = G_H (1 + T_H s) \quad (3.6)$$

図 3.5 は、ヨーレート、横加速度の応答が式(3.3), 式(3.4)で表される 1 次遅れ特性, 操舵トルク  
が式(3.6)で表される 1 次進み特性となるように制御したときの, 車線変更時の応答例であり, 狙  
いの特性が得られていることがわかる.

各特性を 1 次系としたときの時刻暦の正弦波応答 (最大値が等しくなるよう正規化) は, 図  
3.6 のようになり, それぞれのハンドル角に対する応答時間差が各時定数に相当する. 本章では,  
3 つの時定数  $T_Y$ ,  $T_R$ ,  $T_H$  の関係に着目して, ドライバの操舵感覚について調べる.

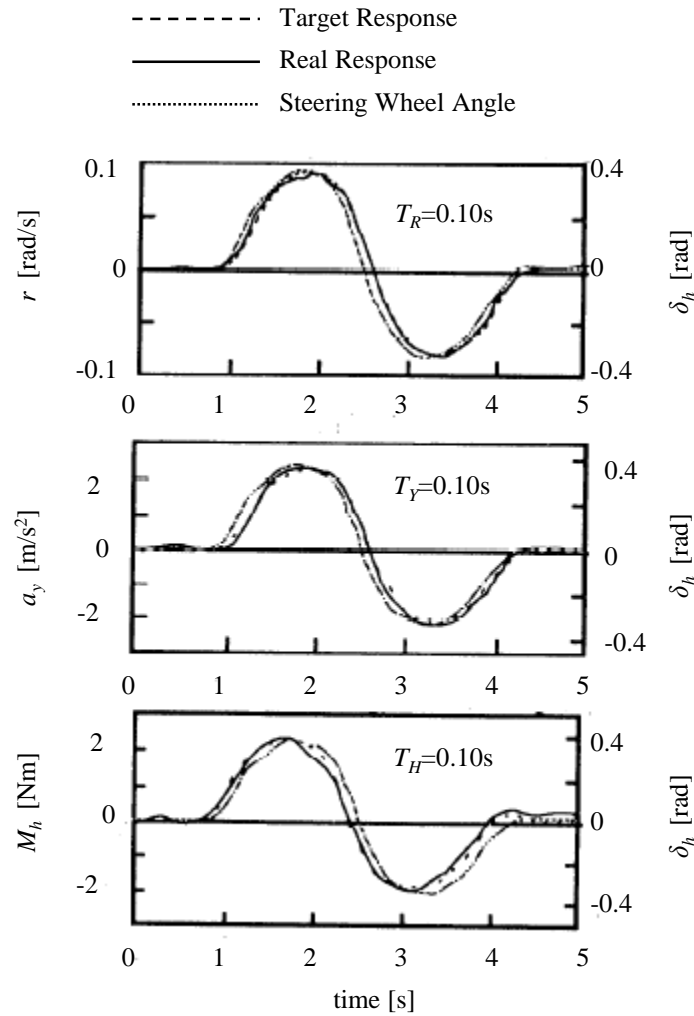


Fig 3.5 Result of Control in Lane Change

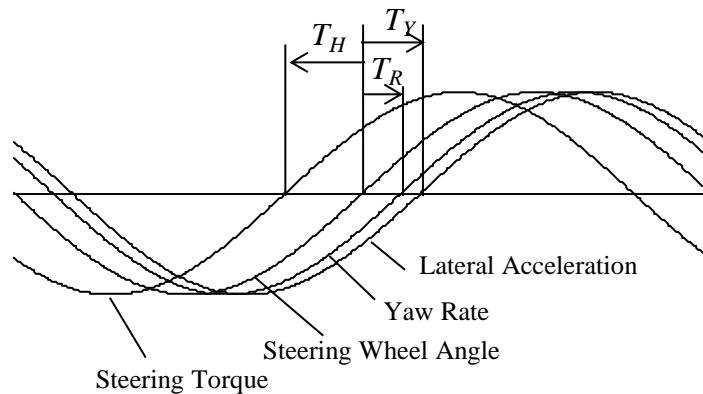


Fig 3.6 Time Difference in Low Frequency Sine Steering Input

### 3.3 車両応答特性と主観評価

はじめに，操舵トルク特性とヨーレイトの定常ゲインを固定し，横加速度の時定数  $T_Y$  とヨーレイトの時定数  $T_R$  を独立に変更して，速度 100km/h における緩やかな車線変更におけるドライバの感じ方を調査した．固定した係数は， $G_R=0.23s^{-1}$ ， $G_H=5.7Nm/rad$ ， $T_H=0.12s$  である．図 3.7 は，検討した時定数の組み合わせと，その特性におけるドライバ 5 名（エキスパート 3 名，一般 2 名）の主観評価，およびコメントをまとめた結果である．

- ・  $T_Y$  と  $T_R$  が等しい領域Ⅰの特性が最も評価が高く，「車がしっかりした感じ」，「操舵に対する一体感がある」といった主観評価となる．同じ領域Ⅰでも，時定数が小さいと，「きびきび機敏な感じ」となり，時定数が大きいと，「穏やかなフィーリング」となる．
- ・  $T_Y$  と  $T_R$  が等しい場合でも， $T_Y=T_R=0.15s$  では「鈍重」と感じ， $T_Y=T_R=0.025s$  では「過敏」と感じて，いずれもⅠの領域の特性よりもコントロールしにくいという主観評価である．
- ・  $T_R$  よりも  $T_Y$  が大きい領域Ⅱの特性は，領域Ⅰに比べて「車の剛性が下がった感じ」，「一体感が減少する」というような主観評価となる．
- ・  $T_R$  よりも  $T_Y$  が小さい領域Ⅲでは，「車の進行方向に違和感がある」，「車両が曲がらない」というような主観評価となる．

横加速度とヨーレイトの応答時定数の差 ( $T_Y - T_R$ ) は，車両の公転運動と自転運動のずれを現しており，これが小さいと一体感が生まれるものと解釈できる．また，( $T_Y - T_R$ ) が同じ場合でも，横加速度とヨーレイトの平均時定数  $(T_Y + T_R)/2$  の大きさによって，機敏感の違いを感じていると考えられる．

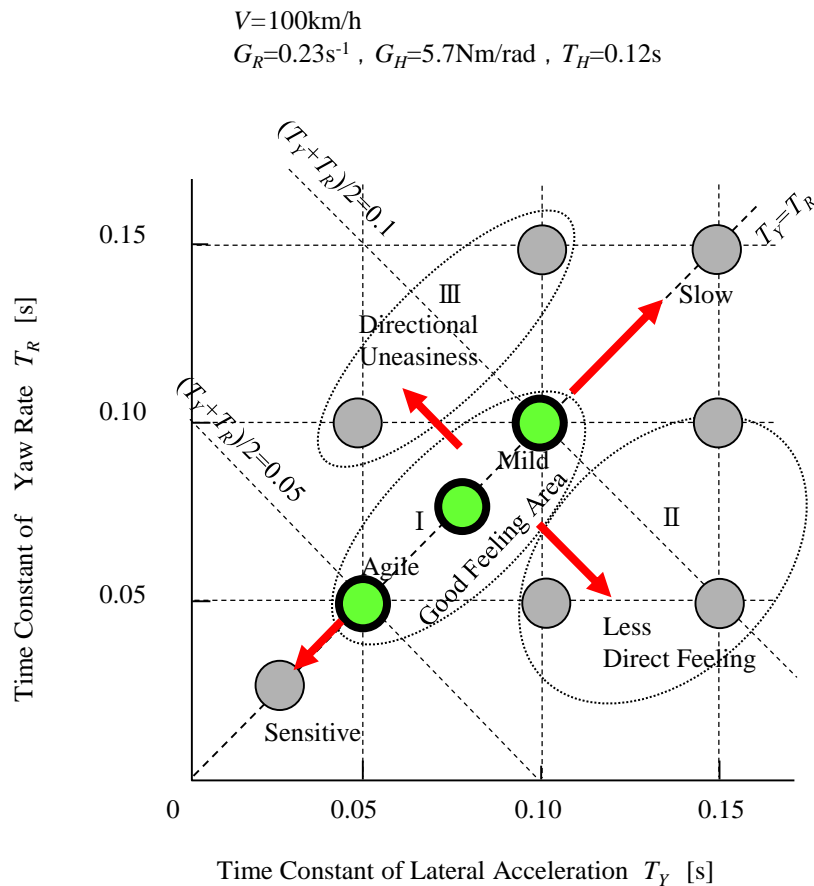


Fig.3.7 Driver's Comments by Subjective Evaluation

### 3.4 ドライバの感覚に合う操舵トルク特性

次に、それぞれの車両応答特性に対して、どのような操舵トルク特性が適正なのかを調査する。検討した車両応答特性を図 3.8 に示す。前節の結果に基づき、一体感の指標  $(T_Y - T_R)$  を 3 種類用意し、それぞれについて機敏感の指標  $(T_Y + T_R)/2$  を 4 種類組み合わせ、計 12 ケースの車両応答特性を設定した。それぞれのケースにおいて、定常ヨーレイトゲイン、定常操舵トルクゲイン一定のもとで、操舵トルクの位相進み時定数  $T_H$  を変化させて、車線変更時に最も操縦しやすいと感じる操舵トルクの位相進み時定数  $T_H^*$  を調査した。5 名のドライバの平均値を図 3.9 に示す。ドライバが望ましいと感じる  $T_H^*$  は、車両応答特性によって変化し、 $(T_Y - T_R)$  が大きくなるにつれて増加し、 $(T_Y + T_R)/2$  が大きいほど減少することが確認できる。

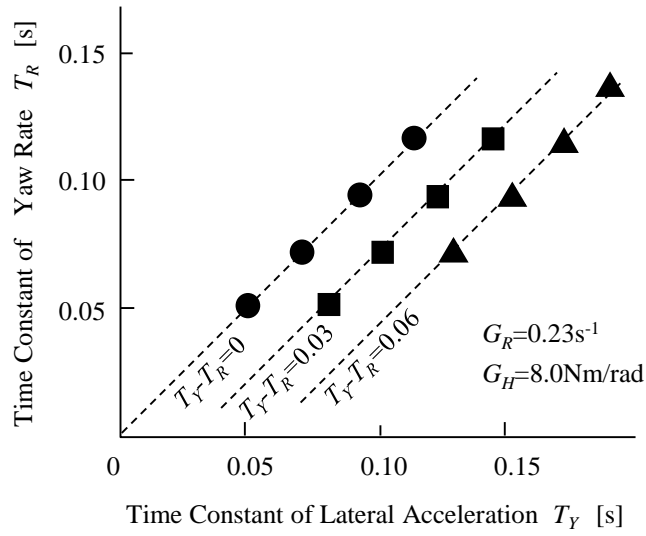


Fig.3.8 Test Condition of Vehicle Response

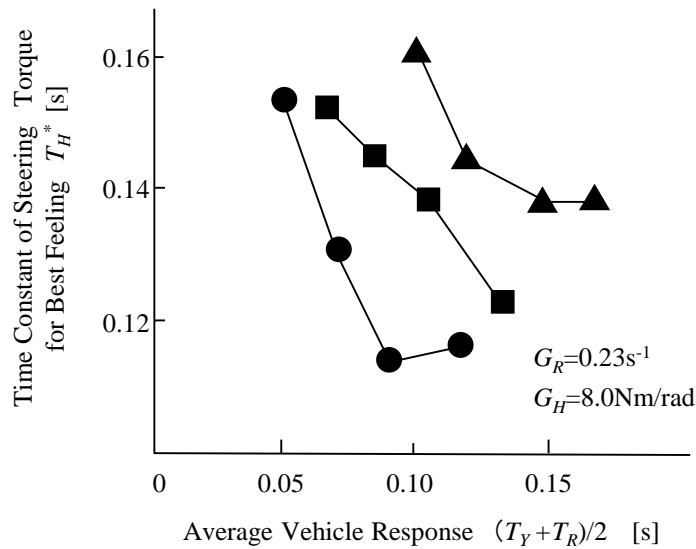


Fig.3.9 Desirable Time Constant of Steering Torque

図 3.10 は、このときの車両応答時定数 ( $T_Y, T_R$ ) に対して、ドライバが必要とする操舵トルク時定数  $T_H^*$  を等感度線近似して表現したものであり、概略次式のように表される。

$$T_H^* = \sigma_1(T_Y - T_R) - \sigma_2 \frac{(T_Y + T_R)}{2} + \sigma_0 = \sigma_Y T_Y + \sigma_R T_R + \sigma_0 \quad (3.7)$$

各係数は、本章の実験条件では、略次のような値となった。

$$\sigma_1 = 0.83, \sigma_2 = 0.33, \sigma_0 = 0.15,$$

$$\sigma_Y = \sigma_1 - \frac{1}{2}\sigma_2 = 0.67, \sigma_R = -\sigma_1 - \frac{1}{2}\sigma_2 = -1.0 \quad (3.8)$$

操舵トルクの位相進みが適正值から乖離している場合の主観評価は、 $T_H$ が $T_H^*$ よりも小さいときには、過敏な応答でたよりないハンドルフィーリングとなり、逆に、 $T_H$ が $T_H^*$ よりも大きいときにはハンドルが重く、応答が鈍いフィーリングとなる。前節で述べたように、 $(T_Y, T_R)$ を一体感の指標、 $(T_Y + T_R)/2$ を機敏性の指標と考えれば、ドライバは一体感が低下するほど大きな $T_H$ を望み、また車両の応答が速くなるほど大きな $T_H$ を望むという結果となった。操舵トルクの位相進み時定数は、ステアリング系のダンピングに相当する量であるので、車両の一体感崩れるほど、また車両の反応が速いほど、大きな操舵系ダンピングを必要としていると解釈することもできる。

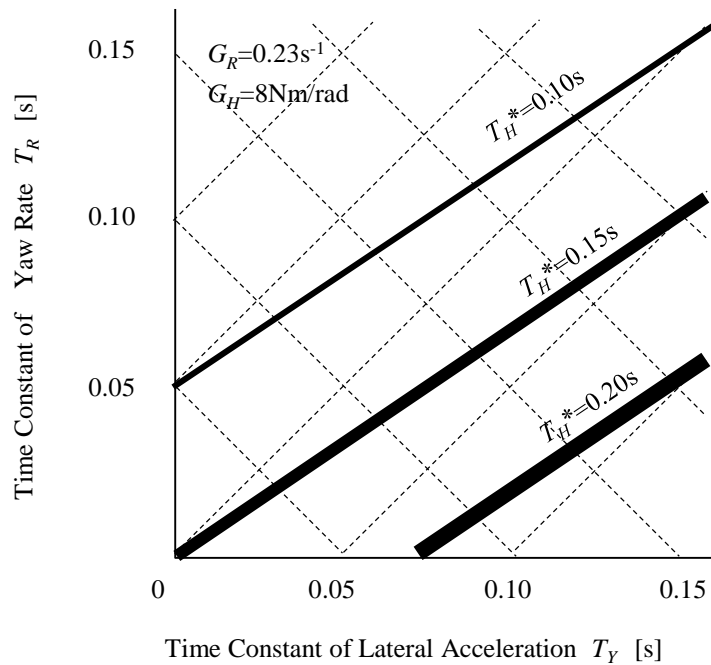


Fig.3.10 Contour Line of Desirable Time Constant of Steering Torque

### 3.5 定量評価検証

前節までは、ドライバの主観評価により望ましい車両特性を調べてきた。本節では、定量評価によってそれらの結果を検証する。主観評価は、速度と車線変更時間を指示して実施したが、定量評価では、その精度を確保するためには、より厳密にコース規制条件が必要である。そこで、



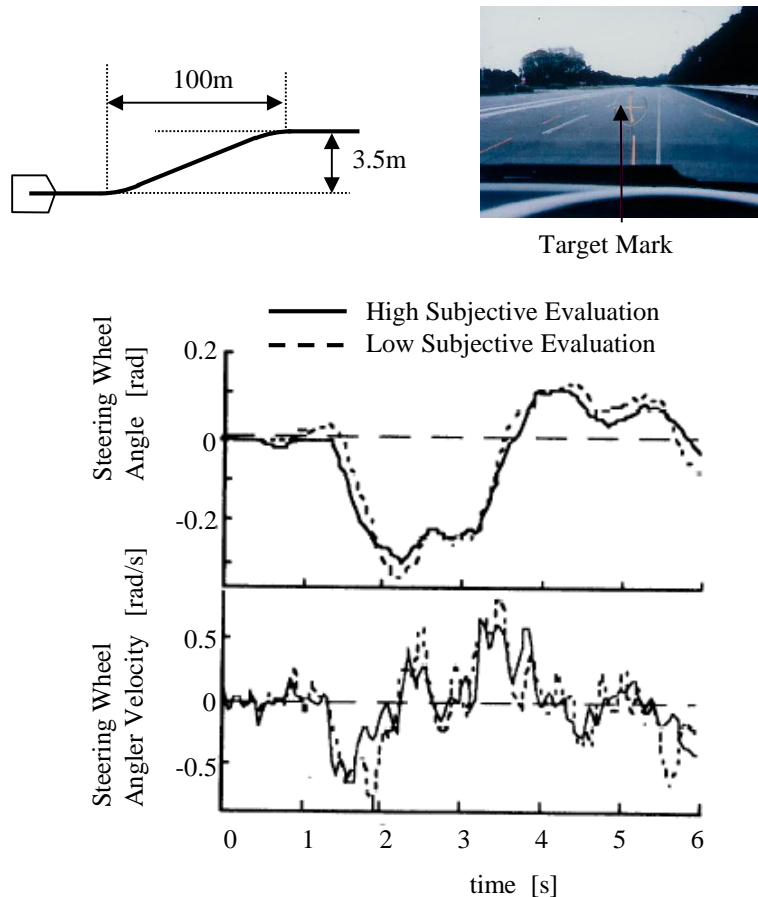


Fig.3.11 Steering Wheel Behavior in Course Tracking Test

テストコース上に車線変更の軌跡を線で描き、車両先端ボンネット上に取り付けたターゲットが目標軌跡線上を通るようにドライバがハンドル操作を行うような評価条件を設定した。このような閉ループ評価では、車両特性の違いは主にドライバのハンドル操作に現れる。図 3.11 は、主観評価が異なる 2 種類の車両特性について、ハンドル角とハンドル角速度の時刻暦応答を比較した例である。特に、ハンドル角速度にその違いが現れ、主観評価との対応が良いことが確認できた。そこで、この試験におけるハンドル角速度の 2 乗平均値の平方（RMS）を定量評価の代用値とし、図 3.12 右図のような、3 種類の車両応答特性 A,B,C に対して、操舵トルクの位相進み時定数  $T_H$  を変化させたときの、ハンドル角速度の RMS 値を比較した。図 3.12 左図に、ある一人のドライバの評価結果の例を示した。各車両応答性に対して、操舵トルクの位相進み時定数を変えるとハンドル角速度 RMS 値も変化し、それが最小となる  $T_H$  は、車両応答性によって異なり、車両応答が遅い場合（B）には小さくなり、ヨーレイトと横加速度の車両応答バランスが崩れた場合（C）には大きくなることなど、前節の主観評価とほぼ対応する結果が得られた。

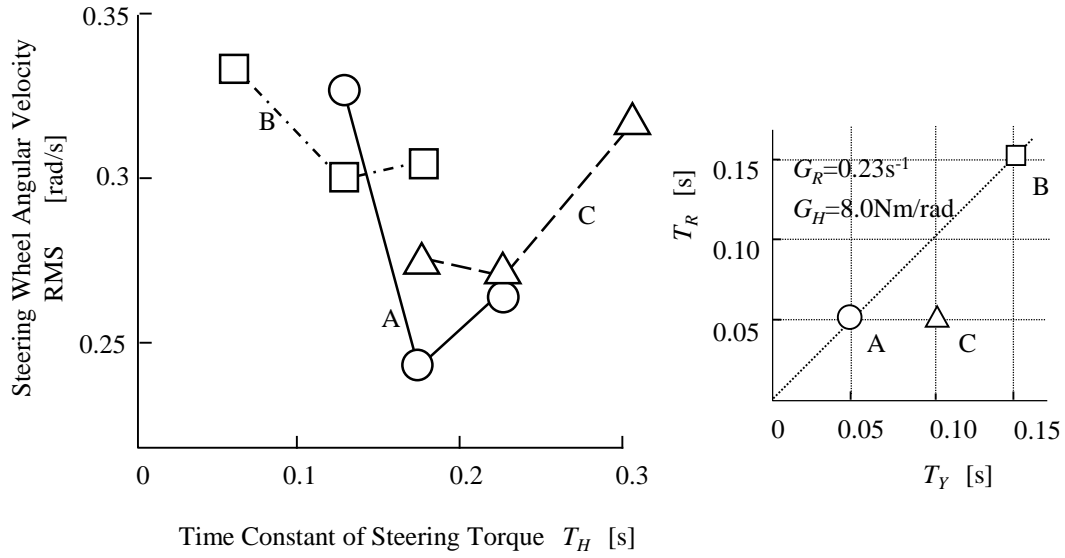


Fig.3.12 Objective Evaluation in Course Tracking Tests

### 3.6 操舵感覚指標の定式化

前節までの検討により，ドライバの主観評価と対応する指標が整理された．本節では，その評価指標と車両の設計パラメータとの関係について定式化する．線形２輪モデルでは，ハンドル角に対するヨーレート，横加速度の伝達関数は，次式となる．

$$\frac{r(s)}{\delta_h(s)} = G_R \frac{T_r s + 1}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1} \quad (3.9)$$

$$\frac{a_y(s)}{\delta_h(s)} = V G_R \frac{T_{y2} s^2 + T_{y1} s + 1}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1} \quad (3.10)$$

第2.4節で述べたように，低周波の操舵角入力では，１次遅れ系で近似できる．式(2.46)，式(2.47)から，それぞれの１次遅れ時定数は以下ようになる．

$$T_R = \frac{2\zeta}{\omega_n} - T_r = \frac{V}{g(1+AV^2)} \left( \frac{d_r I_n + d_f}{C_f} + \frac{d_f I_n + d_r}{C_r} \right) - \frac{V}{g C_r} \quad (3.11)$$

$$T_Y = \frac{2\zeta}{\omega_n} - T_{y1} = \frac{V}{g(1+AV^2)} \left( \frac{d_r I_n + d_f}{C_f} + \frac{d_f I_n + d_r}{C_r} \right) - \frac{ld_f}{V} \quad (3.12)$$

ここで,

$$\frac{2\zeta}{\omega_n} = \frac{V}{g(1+AV^2)} \left( \frac{d_r I_n + d_f}{C_f} + \frac{d_f I_n + d_r}{C_r} \right) \quad (3.13)$$

したがって、横加速度とヨーレイトの時定数の差を  $T_V$  とすると、

$$T_V = T_Y - T_R = T_r - T_{y1} = \frac{V}{gC_r} - \frac{ld_f}{V} \quad (3.14)$$

式(3.14)を式(2.28)と比較すると、以下の関係があることがわかる。

$$T_V = T_Y - T_R = -VG_B \quad (3.15)$$

1 次遅れで近似した低周波操舵時の横加速度とヨーレイトの時定数の差は、横加速度に対する定常スリップ角ゲインと速度の積に相当する。横加速度とヨーレイトの時定数の差が小さいと主観評価が向上するという第 3.3 節の結果は、定常スリップ角ゲインを小さくすると主観評価が向上するということを示している。また、式(3.14)より横加速度とヨーレイトの時定数差は後輪 CP に支配されており、これが大きいほど  $T_V$  は小さくなる。

つぎに、操舵トルク特性について定式化する。操舵トルクの主成分となる前輪のセルフアライニングトルクの前輪操舵角に対する伝達関数は、

$$\frac{M_f(s)}{\delta_f(s)} = G_m \frac{T_{f2}s^2 + T_{f1}s + 1}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta}{\omega_n}s + 1} \quad (3.16)$$

式(3.16)の定常ゲインと分子の係数は、以下のように表される。

$$G_m = \frac{W_f \zeta}{g} VG_r \quad (3.17)$$

$$T_{f1} = \frac{l}{V} (d_r I_n + d_f) \quad (3.18)$$

$$T_{f2} = \frac{I_n}{gC_r} \quad (3.19)$$

ここで、 $\zeta$ : トレール。

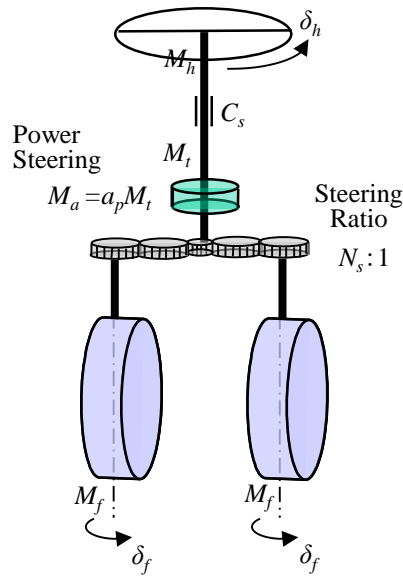


Fig.3.13 Basic Steering Model

操舵系は，図 3.13 に示すような減衰，ステアリングギア，パワーステアリングで構成される基礎モデルを考える．パワーステアリングは，直上にあるトルクセンサ値  $M_t$  に比例したアシストトルク  $M_a$  を発生するとすれば，操舵系のトルクの釣り合いは，

$$\begin{aligned} M_a &= a_p M_t \\ \frac{2M_f}{N_s} &= M_a + M_t = (1 + a_p) M_t \end{aligned} \quad (3.20)$$

$a_p$ ：パワーステアリングのアシスト係数

したがって，ハンドル角に対する操舵トルクの伝達関数は，次式のようになる．

$$\frac{M_h(s)}{\delta_h(s)} = G_H \frac{T_{f2}s^2 + T_{f1}s + 1}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta}{\omega_n}s + 1} + C_s s \quad (3.21)$$

$$\text{ここで， } G_H = \frac{2G_m}{(1 + a_p)N_s} \quad (3.22)$$

$C_s$ ：ステアリングシャフト回り換算した操舵系全体の等価減衰係数

式(3.21)より，操舵系減衰  $C_s$  が変化したときの操舵トルクの周波数特性は，図 3.14 のようになる．操舵系に減衰のない場合 ( $C_s=0$ ) には，低周波域では操舵トルクの位相は遅れており，第 3.4 節，第 3.5 節で導かれた望ましい操舵トルクの位相進み特性が得られないことがわかる．操舵系に減

衰を付与することにより，低周波域では目標の位相進み特性に近づけることが可能である．ただし，このときは，1Hz 以上の周波数域で位相進みが過大となる点に注意が必要である．

また，ヨーレイト，横加速度，SAT，操舵トルクの周波数応答における位相角を  $2\pi f$  で除して，時定数に変換した値の周波数に対する変化を図 3.15 に示した．本章で対象としている周波数の低い領域では，どの特性も時定数はほぼ一定となり，1 次進み特性，あるいは 1 次遅れ特性で近似できることが確認できる．

したがって，SAT や操舵トルクも 1 次系で近似でき，SAT の位相遅れ時定数  $T_F$  と，操舵トルクの位相進み時定数  $T_H$  は次式で表される．

$$T_F = T_{wf} = \frac{2\zeta}{\omega_n} - T_{f1} \quad (3.23)$$

$$T_H = \frac{C_s}{G_H} - T_F = \frac{C_s}{G_H} + T_{f1} - \frac{2\zeta}{\omega_n} \quad (3.24)$$

SAT の位相遅れの符号を逆にしたものが，操舵系減衰がない場合の操舵トルクの位相進み時定数である．

$$T_H|_{C_s=0} = -T_F = T_{f1} - \frac{2\zeta}{\omega_n} \quad (3.25)$$

また，式(3.7)と，式(3.11)，式(3.12)より，ドライバが必要とする操舵トルクの位相進み時定数  $T_H^*$  は以下のように書ける．

$$T_H^* = \sigma_Y \left( \frac{2\zeta}{\omega_n} - T_{y1} \right) + \sigma_R \left( \frac{2\zeta}{\omega_n} - T_r \right) + \sigma_0 \quad (3.26)$$

望ましい操舵トルクの位相進みを実現するためには，操舵系に摩擦や減衰を付与して位相進みを創生する必要がある，その補填位相進み時定数  $T_S$  は，

$$\begin{aligned} T_S &= T_H^* - T_H|_{C_s=0} = T_H^* + T_F \\ &= (\sigma_Y + \sigma_R + 1) \frac{2\zeta}{\omega_n} - \sigma_Y T_{y1} - \sigma_R T_r - T_{f1} + \sigma_0 \end{aligned} \quad (3.27)$$

この補填時定数  $T_S$  を創生するための操舵系に付与すべき減衰係数  $C_s^*$  は，

$$C_s^* = T_S G_H \quad (3.28)$$

具体例として， $I_n=1.0$ ， $d_f=0$ ， $C_f=10$ ， $C_r=20$ ， $l=2.8\text{m}$ ， $G_H=8.0\text{Nm}$ ， $V=100\text{km/h}=27.8\text{ m/s}$ ， $\sigma_Y=0.67$ ， $\sigma_R=-1.0$ ， $\sigma_0=0.15\text{s}$  とすれば， $T_H^*=0.20\text{s}$ ， $T_F=0.08\text{s}$ ， $T_S=0.28\text{s}$ ， $C_s^*=2.2\text{Nms/rad}$  となる．

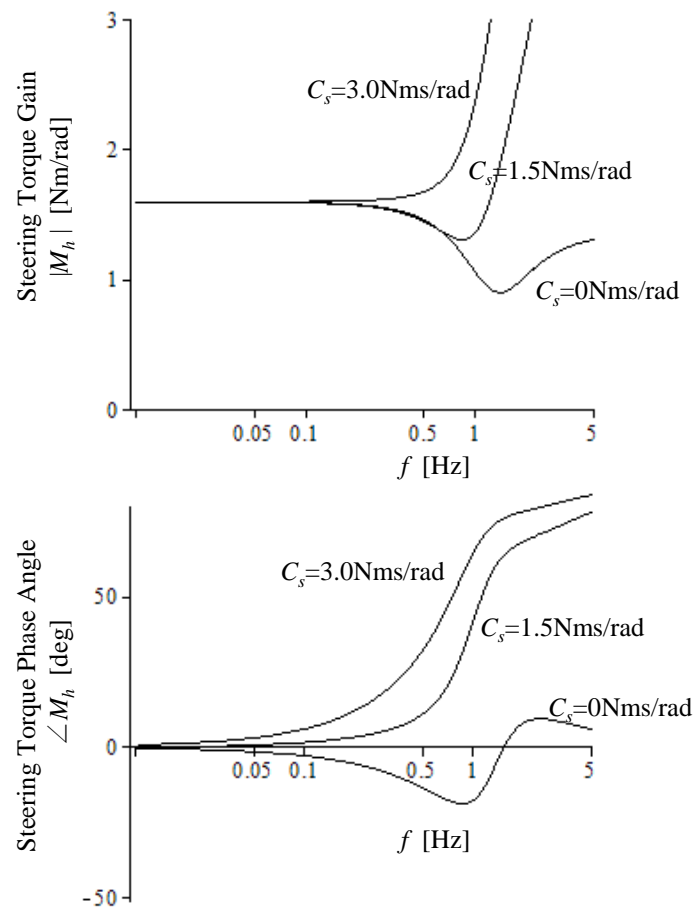


Fig.3.14 Frequency Response of Steering Torque

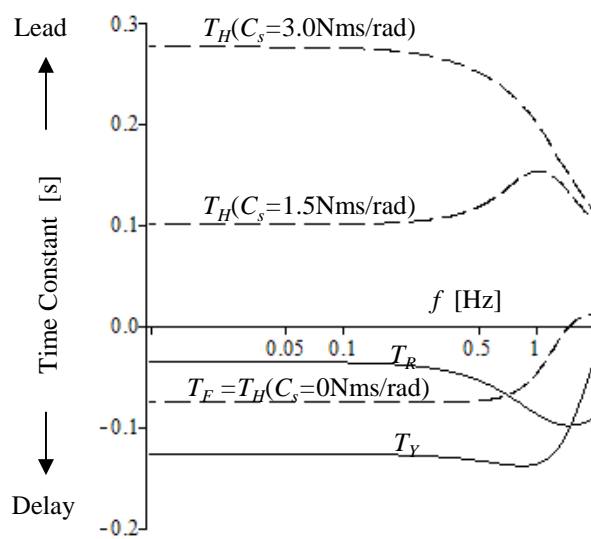


Fig.3.15 Time Constants of Vehicle Behavior and Steering Torque

### 3.7 操舵感覚指標を考慮した等価コーナリングパワーの設計

本節では、前節までで導いたドライバの操舵感覚指標と、操縦性安定性の主な設計パラメータである前後輪の正規化 CP との関係について整理し、等価 CP 設計法に組み込む。

第 3.3 節において、横加速度とヨーレイトの遅れ時定数の差や和が、車両挙動の一体感や機敏感と対応することがわかった。図 3.16 は、式(3.11)、式(3.12)から、前後輪の正規化 CP と横加速度およびヨーレイトの遅れ時定数との関係を示したものである。なお、速度は  $V=100\text{km/h}$ 、車両諸元は  $I_n=1.0$ 、 $d_f=0.5$ 、 $l=2.8\text{m}$  であり、前後輪の正規化 CP の範囲は  $C_f=5\sim 30$ 、 $C_r=10\sim 40$ 、それらの変化幅はそれぞれ 5 である。 $C_r$  が大きくなるにしたがって、横加速度の遅れ時定数  $T_Y$  とヨーレイトの遅れ時定数  $T_R$  の差  $T_V$  が小さくなる。 $T_Y$  と  $T_R$  が等しくなって  $T_V=0$  となる後輪の正規化 CP は、

$$C_r = \frac{V^2}{g l d_f} \quad (3.29)$$

このときの  $T_Y$  と  $T_R$  は、 $I_n=1.0$ 、 $d_f=0.5$  であれば、以下のように簡潔に表される。

$$T_Y = T_R = \frac{1}{2} \frac{l}{V} \quad (3.30)$$

上記の諸元では、 $V=100\text{km/h}$  で  $T_V=0$  となるのは  $C_r=56$  である。標準的なタイヤとサスペンション機構の車両では、後輪の正規化等価 CP は、大きくても  $C_r=30$  程度なので、 $T_Y=T_R$  を具現化するには、第 4 章で述べるような後輪のアクティブステア制御が必要になる。前輪正規化 CP が変化しても、 $T_Y$  と  $T_R$  の差は変わらない。 $C_f$  は  $T_Y$  と  $T_R$  の和に影響し、 $C_f$  が大きくなるほど  $T_Y$  と  $T_R$  の和は大きくなる。また、 $C_r$  が大きいときほど、 $C_f$  の変化に対する  $T_Y+T_R$  の変化幅が減少する。

低周波操舵における SAT の位相は、高速ではハンドル角に対して遅れているので、操舵感覚に合う位相進みトルク特性とするためには、操舵系に摩擦や減衰を付与する必要がある。しかし、図 3.14 に示したように、操舵系に付与する摩擦や減衰が過大になると、高い周波数領域での操舵トルクのゲインや位相進みが増大し、速い操舵時に、重く粘性感の強い操舵トルク特性になりがちである。また、低速走行時のハンドル戻りに対する配慮も必要になる。こうした観点から、操舵系で補填べき  $T_S$  が小さくて済めば、速い操舵時や低速時の特性との両立が容易になると考えられる。式(3.27)に示したように、 $T_S$  はドライバが必要とする適正操舵トルクの位相進み時定数  $T_H^*$  と、SAT の位相遅れ時定数  $T_F$  の和である。図 3.17 は、式(3.23)、式(3.26)を用いて、速度  $100\text{km/h}$  における  $T_H^*$ 、 $T_F$  と前後輪の正規化 CP との関係を示したものである。 $C_r$  を大きくすると、 $T_H^*$ 、 $T_F$  はいずれも小さくなるため、 $T_S$  は小さくなる。なお、 $C_r$  が式(3.29)のとき、 $I_n=1.0$ 、 $d_f=0.5$  であれば、 $T_F=0$  となる。 $C_f$  を大きくすると、 $T_H^*$  はやや小さくなるが、それ以上に  $T_F$  が大きくなるので、 $T_S$  は大きくなる傾向がある。

次に、本章で注目した、低周波の操舵応答におけるドライバの操舵感覚と対応する  $T_V$ ,  $T_S$ , と、速い操舵における車両の応答性収束性指標として従来から重視されている、第 2.4 節式(2.43)で表される  $T_D$  の 3 つの時定数を操縦性安定性の評価指標として、前後輪の正規化等価 CP に対する感度解析を行う。第 2.5 節で述べた感度の定義式(2.63)に従い、各時定数の前後輪正規化 CP  $C_f, C_r$  の感度を求めると、図 3.18 のようになる。なお、速度は 100km/h である。3 つの時定数に対する正規化 CP の感度の絶対値は、いずれも  $C_f$  より  $C_r$  の方が大きく、後輪の影響が大きいことを示している。また、いずれも、後輪正規化 CP の感度符号はマイナスである。つまり、後輪の正規化 CP を大きくすると、各時定数はすべて小さくなり、望ましい特性に向かう。一方、前輪の正規化 CP に対する感度符号は、3 つの時定数でそれぞれ異なる。 $T_V$  の  $C_f$  感度はゼロであり、前輪正規化 CP の影響を受けない。 $T_S$  の  $C_f$  感度は正であり、前輪正規化 CP が小さいほうが  $T_S$  は小さくなる。 $T_D$  の  $C_f$  感度は負であり、前輪正規化 CP は大きいほうが  $T_D$  は小さくなる。図 3.19 は、速度 100km/h における、前後輪の正規化 CP と 3 つの時定数との関係を整理した図である。なお、図中の破線は、等スタビリティファクタ線である。後輪の正規化等価 CP の確保は、車両の力学的特性だけでなく、ドライバの操舵感覚の観点からも重要であること、前輪の正規化等価 CP は操舵トルク特性と車両の応答性収束性とのバランスを考慮して設定する必要があることなど、等価 CP 設計指針が明示されている。



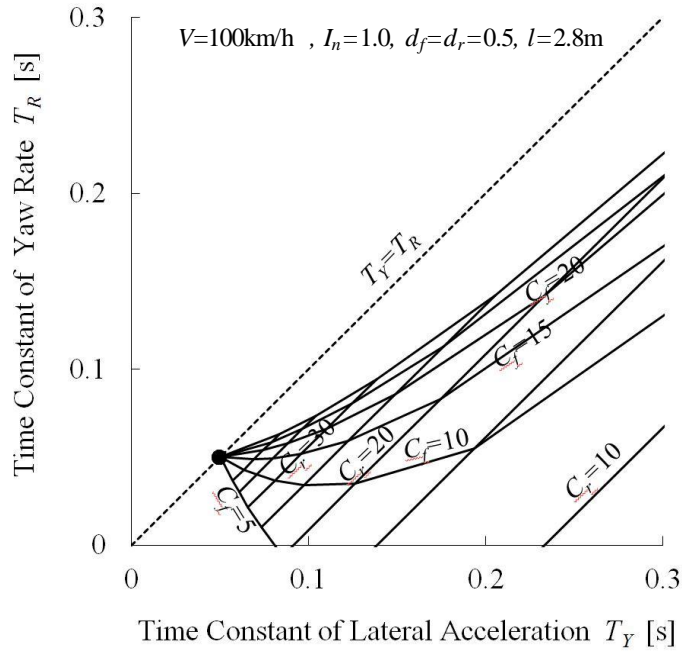


Fig.3.16 Effect of Normalized CP ( $C_f$ ,  $C_r$ ) on Time Constants of Vehicle Behavior

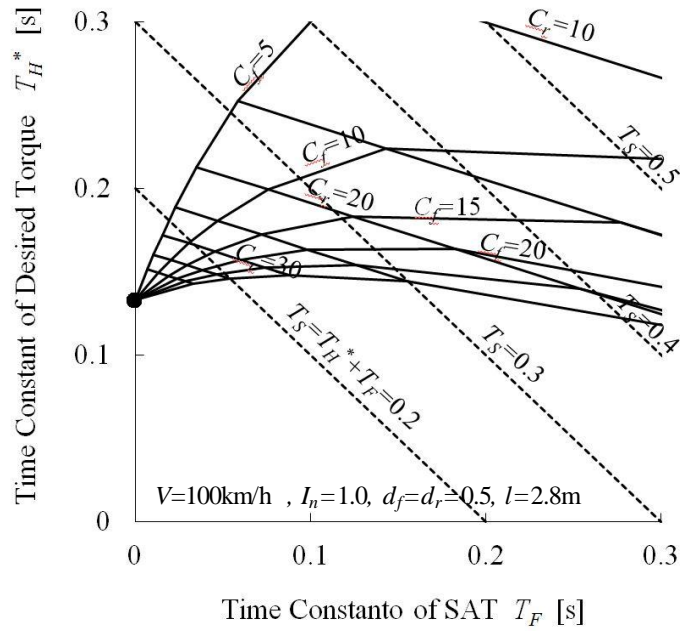


Fig.3.17 Effect of Normalized CP ( $C_f$ ,  $C_r$ ) on Time Constants of Steering Torque

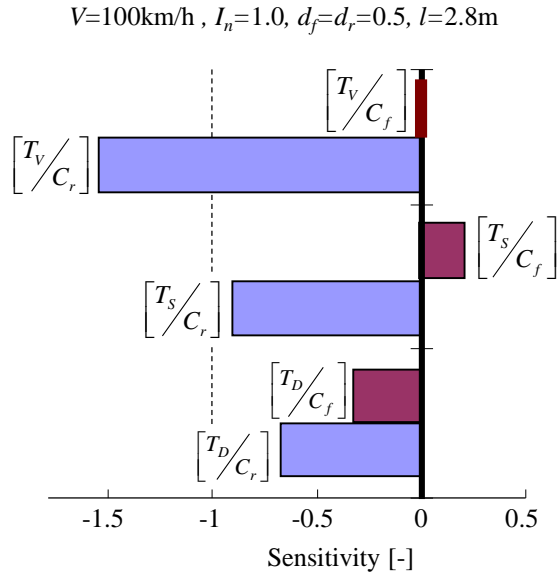


Fig3.18 Sensitivity of Normalized Cornering Stiffness to Time Constants

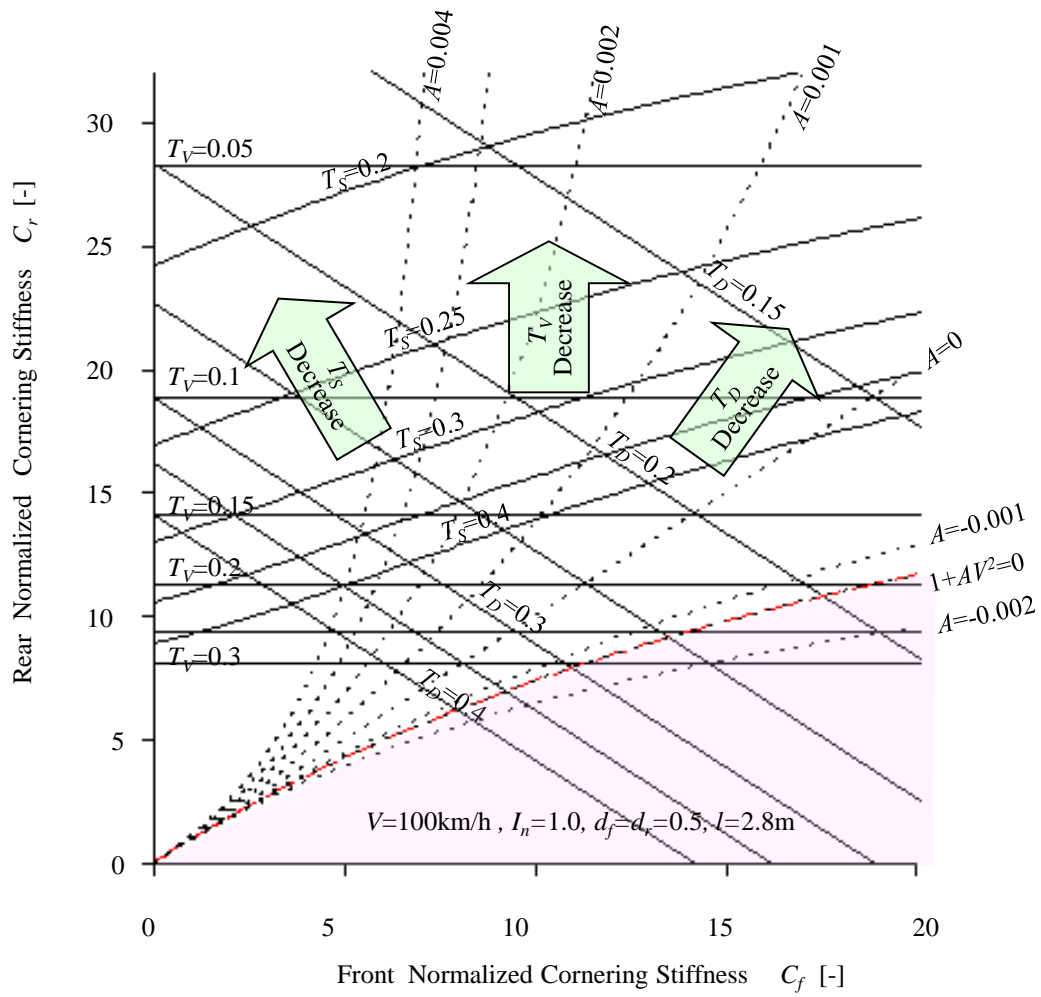


Fig3.19 Cornering Stiffness Design in Consideration for Driver's Feeling

### 3.8 まとめ

本章では、ドライバの操舵感覚に合う評価指標について、ハンドル角に対する車両応答特性とドライバの主観評価との関係を確認したうえで、車両応答特性と操舵トルク特性との関係に着目した研究を実施した。

はじめに、前後輪舵角、および操舵トルクを任意に制御できる特性可変実験車を用いて、横加速度、ヨーレイト、操舵トルクの各時定数の関係に着目し、高速道路での緩やかな車線変更を想定した走行条件(速度 100km/h, 操舵周波数 0.3Hz 程度)におけるドライバの操舵感覚を調べた。

- ・ハンドル角に対する横加速度の 1 次遅れ時定数  $T_Y$  とヨーレイトの 1 次遅れ時定数  $T_R$  との差  $T_V=(T_Y-T_R)$  が小さいと、一体感のある挙動として高い主観評価となるが、そのときの平均時定数  $(T_Y+T_R)/2$  には適切な範囲があり、それが大きすぎると鈍重、小さすぎると過敏として、主観評価は低下する。
- ・ドライバが適正とする操舵トルクの 1 次進み時定数  $T_H^*$  は、車両応答特性によって変化し、横加速度とヨーレイトの時定数差  $T_V=(T_Y-T_R)$  が大きくなるほど、両者の平均値  $(T_Y+T_R)/2$  が小さくなるほど、大きくなる。操舵トルクの 1 次進み時定数  $T_H$  が、適正な  $T_H^*$  よりも小さい場合には、応答が敏感で、たよりないハンドルフィールとなり、逆に、 $T_H$  が  $T_H^*$  よりも大きいときにはハンドルが重く、応答が鈍いフィーリングとなる。
- ・閉ループのコーストラッキング試験において、ハンドル角速度の変動を評価することにより、主観評価と対応する定量評価が得られた。

つぎに、上記のように得られた操舵感覚指標と車両の設計パラメータとの関係を、第 2 章で記述した線形 2 輪モデルを用いて定式化し、前後輪の等価 CP 設計手法に組み込んだ。

- ・横加速度とヨーレイトの 1 次遅れ時定数の差  $T_V$  は、後輪正規化 CP が大きいほど小さくなる。横加速度とヨーレイトの 1 次遅れ時定数の平均値は、高速では、前輪正規化 CP が小さく、後輪正規化 CP が大きいほど小さくなる。
- ・前輪の SAT は、高速では操舵角に対して位相が遅れているため、ドライバの操舵感覚に合う操舵トルク特性とするためには、操舵系に摩擦や減衰を付与して操舵トルクの位相進みを創生補填する必要がある。操舵系での補填トルク時定数  $T_s$  は、後輪の正規化等価 CP が大きく、前輪の正規化等価 CP が小さいほど小さくて済む。
- ・「横加速度とヨーレイトの時定数差  $T_V$ 」, 「操舵系での補填トルク時定数  $T_s$ 」には、前輪よりも後輪の正規化 CP の寄与が大きく、後輪の正規化 CP が大きいほど、 $T_V$  や  $T_s$  が小さくなる。



## 第4章

### 後輪アクティブステアによる 操舵応答性・外乱安定性の向上

## 4.1 はじめに

第2章で述べたように、操縦性安定性の基本特性は、後輪のコーナリングパワーに支えられている。また、第3章での検討により、ドライバの操舵感覚に合う車両応答特性や操舵トルク特性の観点からも、後輪の役割が大きいことが明確になった。そのために、第2.6節で述べたように、タイヤ特性に加えてサスペンションのコンプライアンス特性や初期ホイールアライメントの設定などによって、後輪の等価CPを確保することが操縦性安定性設計の基本であるが、後輪舵角を制御して、高度な操縦性安定性を達成しようとする4WS（Four Wheel Steering）に関する研究も行われてきた。古くは1962年の岡田らの研究<sup>(4-1)</sup>があり、後輪をスリップ角に比例してステアすることにより、操舵に対する即応性収束性が向上することを示している。これは、コンプライアンスステアにも通じる概念と考えられる。1980年代になると、具現化に向けた研究開発が盛んになった。佐野らは、前輪舵角に比例して後輪を操舵する4WS車を用いて、操舵に対する横加速度やヨーレイトの応答特性と、レーンチェンジやコース追従におけるドライバの制御成績との関係を調べ、4WSにより人間-自動車系特性が向上することを示した<sup>(1-26),(4-2)</sup>。こうした研究を背景に、はじめに実用化された4WSは、前輪舵角や操舵力など前輪操舵系に関連して後輪をステアするシステム<sup>(1-33),(4-3)~(4-6)</sup>であり、操舵応答特性の向上を主な狙いとしていた。一方、横風などの外乱に対しても効果が見込めるヨーレイトなどの車両挙動をフィードバックする制御の研究<sup>(4-7)~(4-10)</sup>も行われたが、実用化には至らず、実際の車両に搭載するための課題は明確になっていなかった。また、4WSに関する研究のほとんどが、平面運動特性のみに着目していたが、実際の車両性能の観点からは、ドライバ操舵感覚としての操舵トルク特性や、ロール運動への影響も明らかにすべき重要な課題と考えられる。

本章では、ドライバの操舵感覚に合致し、外乱に対してもロバストな後輪操舵制御システムを具現化するための研究を行う。論理的で、かつ構造が単純で実装しやすいヨーレイトフィードバック制御について、その制御構造を明らかにし、操舵応答特性、外乱応答特性、操舵トルク特性について、フィードフォワード制御則、および通常の前輪操舵車（2WS）と対比して解析的に示す。さらに、実際の車両においては避けられないシステム応答遅れの影響、およびロール運動への影響を明らかにし、それらの対応方法を提示する。以上の解析に基づいた後輪操舵システムを実験車に搭載し、狙いの性能が具現化することを検証する。

## 4.2 制御則

図4.1のような線形の前後輪操舵モデルを用いて解析を進める。第2.3節で示した正規化パラメータを用いた運動方程式(2.21)に後輪舵角を加えると、

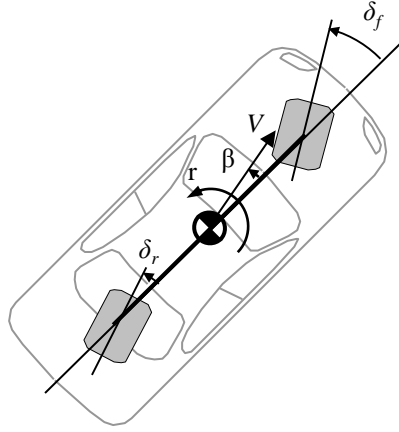


Fig.4.1 Rear Active Steering Model

$$\begin{aligned} \frac{V}{g}(\dot{\beta} + r) &= d_f C_f \left( \delta_f - \beta - \frac{l d_r}{V} r \right) + d_r C_r \left( \delta_r - \beta + \frac{l d_f}{V} r \right) \\ \frac{I_n}{g} \dot{r} &= C_f \left( \delta_f - \beta - \frac{l d_r}{V} r \right) - C_r \left( \delta_r - \beta + \frac{l d_f}{V} r \right) \end{aligned} \quad (4.1)$$

操舵制御システムとしての構造を解釈しやすくするために、運動方程式(4.1)を状態方程式表現に書き換えると、

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

ここで、各係数は、以下のように表される。

$$\begin{aligned} a_{11} &= -\frac{g}{V} (d_f C_f + d_r C_r) & a_{12} &= -1 + \frac{g l}{V^2} d_f d_r (C_r - C_f) \\ a_{21} &= \frac{g}{l} \frac{(C_r - C_f)}{I_n} & a_{22} &= -\frac{g}{V} \frac{(d_r C_f + d_f C_r)}{I_n} \\ b_{11} &= \frac{g}{V} d_f C_f & b_{12} &= \frac{g}{V} d_r C_r \\ b_{21} &= \frac{g}{l} \frac{C_f}{I_n} & b_{22} &= -\frac{g}{l} \frac{C_r}{I_n} \end{aligned} \quad (4.3)$$

この状態方程式のブロック線図を描き、システムの構造を俯瞰する。はじめに、前輪だけを操舵する 2WS 車の構造を理解するため、後輪舵角がゼロの場合を考えると、図 4.2 のようなブロック線図となる。システムの基本特性を決定する状態行列に着目すると、 $a_{11}$  はスリップ角のスリップ角速度へのフィードバック項であり、常に負の値となるので、運動によって発生したスリップ角を抑制する働きをする。 $a_{11}$  を大きくするためには、前後輪の正規化 CP を大きくすればよい。 $a_{22}$  はヨーレイトのヨー角加速度へのフィードバック項であり、常に負の値であるので、

運動により発生したヨーレイトを抑制する働きをする．前後輪の正規化 CP を大きくし，正規化ヨー慣性モーメントを小さくすると， $a_{22}$  は大きくなる． $a_{21}$  は発生したスリップ角がヨー角加速度を生む項であり，これが負の値になると，第 2 章で述べたようにある速度以上で静的不安定となる．そのため，一般的な乗用車では， $a_{21}$  が正となるよう，後輪の正規化 CP を前輪よりも大きく設定した US 特性である． $a_{12}$  はヨーレイトがスリップ角速度を生む項であるが，後輪の正規化 CP を前輪よりも大きく設定したとしても，高速では負の値となって旋回内向きのスリップ

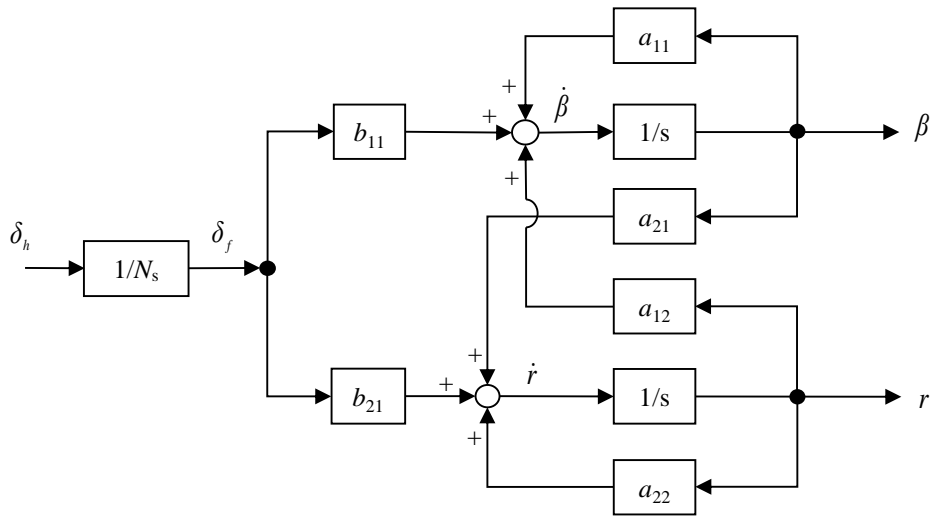


Fig.4.2 Brock Diagram of 2WS

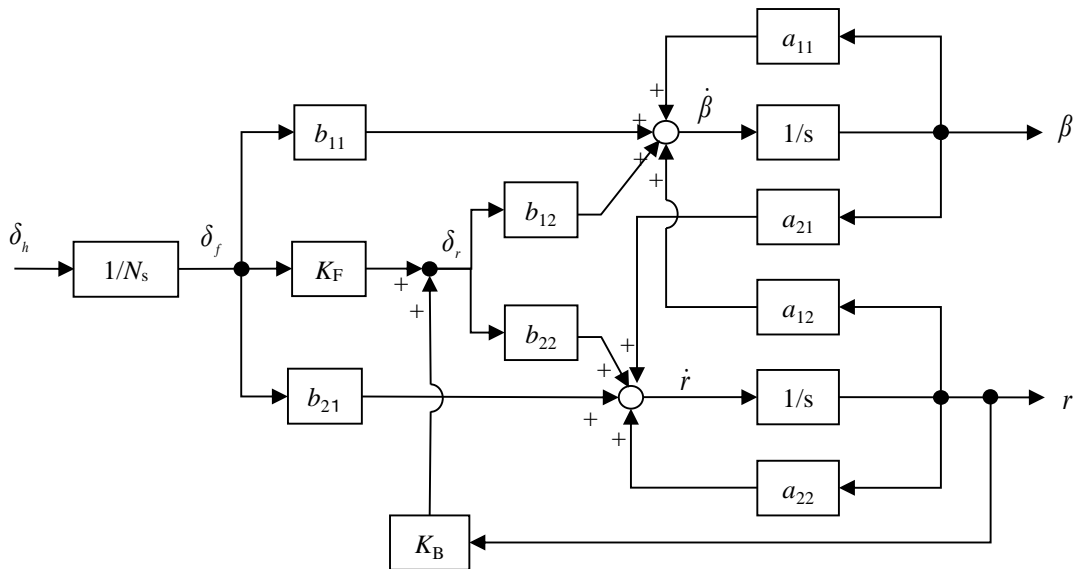


Fig.4.3 Brock Diagram of Active Rear Steer (Control-A)



角を助長する．つまり，この項によってスリップ角がヨーレイトと連成した応答となっている．  
 このように，一般的な 2WS 車では，状態行列の 4 つの係数のうち  $a_{11}, a_{22}, a_{21}$  は，車両パラメータ  
 の設計によりその符号，大きさを調整することができるが， $a_{12}$  は自由にコントロールすること  
 が難しい項である．

以上の 2WS 車の特徴の理解をベースに，4WS の制御論理を構築する．様々な後輪操舵制御論  
 理が考えられるが，操舵応答特性と外乱安定性に大きな効果が見込めることと同時に，実用化に  
 つなげることを重視して，以下の 4 つの条件を考慮する．

- ・操舵応答基本特性の向上，およびドライバの操舵感覚に合致する．
- ・外乱に対してもロバストで，有効である．
- ・実装可能なセンサ情報（操舵角，ヨーレイト，車速）だけを利用する．
- ・車載コンピュータの演算負荷を考慮し，できるだけ低次の制御則とする．

この条件から，Sato らの提案した前輪操舵角とヨーレイトに比例して後輪を制御する方式<sup>(4.7)</sup>は，  
 制御構造が単純なフィードバック制御であり，有力と思われる．Sato らは定常円旋回において  
 前後輪が同じ軌跡を通る制御係数を導いているが，ここでは，1 番目の条件として，操舵動特性  
 から制御係数を考察する．前輪操舵角とヨーレイトに比例して後輪を制御する 4WS の制御プロ  
 ックを図 4.3 に示す．ドライバの操作入力である前輪操舵角に係数  $K_F$  を掛け，車両の運動状態  
 量であるヨーレイトに係数  $K_B$  を掛け，両者の和で後輪を操舵するという構成である．上述した  
 ように，2WS 車では自由な調整が困難であるヨーレイトからスリップ角速度への連成項  $a_{12}$  は，  
 車両の動的特性上好ましくないと思われる．また，第 3 章ではドライバの操舵感覚の観点からも，  
 スリップ角を小さくして横加速度とヨーレイトの応答遅れ時定数の差を減少させると，運転しや  
 すい特性になることを確認した．図 4.3 において，ヨーレイトからの連成項  $a_{12}$  と，操舵角から  
 の入力項  $b_{11}$  を打ち消すような制御係数を選べば，車体スリップ角速度への入力が無くなる．ヨ  
 ーレイトに比例する制御係数  $K_B$  を以下とすれば  $a_{12}$  が打ち消される．

$$K_B = -\frac{a_{12}}{b_{12}} = \frac{V}{g} \left\{ \frac{1}{d_r C_r} - \frac{gl}{V^2} d_f \left( 1 - \frac{C_f}{C_r} \right) \right\} \quad (4.4)$$

また，前輪操舵角に比例する制御係数  $K_F$  を以下にすれば， $b_{11}$  が打ち消される．

$$K_F = -\frac{b_{11}}{b_{12}} = -\frac{d_f C_f}{d_r C_r} \quad (4.5)$$

これらを制御係数とする以下の制御則 A により，車体スリップ角速度への入力が無くなり，動  
 的な状態も含めてスリップ角がゼロになる．

$$\text{制御則 A} \quad \delta_r = K_F \delta_f + K_B r \quad (4.6)$$

$$I_n=1.0, d_f=d_r=0.5, C_f=10, C_r=20, l=2.8\text{m}$$

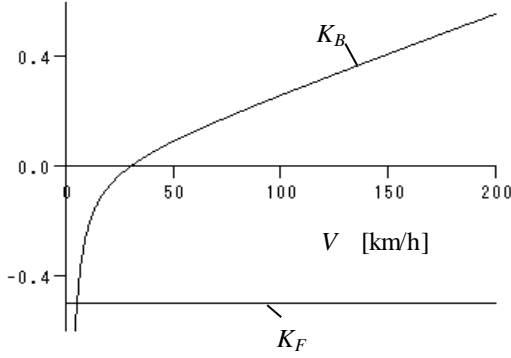


Fig.4.4 Control Coefficient (Control A)

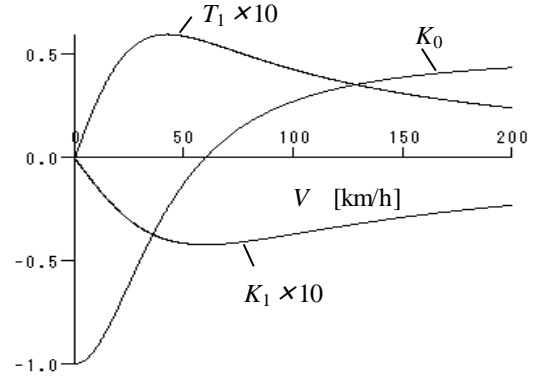


Fig 4.5 Control Coefficient (Control B,C)

式(4.4), 式(4.5)より, 操舵角およびヨーレイトの制御係数  $K_F, K_B$  を具体的に求めれば, 図 4.4 のようになる. 前輪操舵角の制御係数  $K_F$  は速度によらず負の一定値であり, 前輪と逆位相側に操舵する. ヨーレイトの制御係数  $K_B$  は速度とともに増加し, 極低速域を除けばヨーレイトを抑制する側に操舵する.

制御則 A は, 前輪操舵角比例制御とヨーレイト比例制御の単純な和であるため, コンピュータの演算負荷は小さく, ヨーレイトをフィードバックすることにより, 外乱安定性に対する効果も期待できる, という点で先の述べた 2 番目から 4 番目の条件も満たしており, 性能向上と実用性を兼ね備えた論理と考えられる. 以降, この制御則 A の運動の性質について, 2WS, および操舵入力に対してスリップ角ゼロ化を狙う, 以下の 2 つのフィードフォワード制御<sup>(4-11)</sup>と対比して解析を行う.

$$\text{制御則 B} \quad \delta_r = K_0 \frac{1 + \frac{K_1}{T_1} s}{1 + T_1 s} \delta_f \quad (4.7)$$

$$\text{制御則 C} \quad \delta_r = K_0 \delta_f \quad (4.8)$$

制御則 B は動的操舵時も含めてスリップ角がゼロとなる制御, 制御則 C は定常旋回でのスリップ角がゼロとなる制御である. また制御則 B, 制御則 C の各制御係数は次式のように表され, 具体的には図 4.5 のようになる.

$$K_0 = \frac{a_{22}b_{11} - a_{12}b_{21}}{a_{12}b_{22} - a_{22}b_{12}} = \frac{C_f}{C_r} \frac{-d_f C_r + \frac{V^2}{gl}}{d_r C_f + \frac{V^2}{gl}} \quad (4.9)$$

$$K_1 = \frac{-b_{11}}{a_{12}b_{22} - a_{22}b_{12}} = -\frac{C_f}{C_r} \frac{d_f I_n \frac{V}{g}}{d_r C_f + \frac{V^2}{gl}} \quad (4.10)$$

$$T_1 = \frac{b_{12}}{a_{12}b_{22} - a_{22}b_{12}} = \frac{d_r I_n \frac{V}{g}}{d_r C_f + \frac{V^2}{gl}} \quad (4.11)$$

### 4.3 操舵応答特性

制御則 A の操舵角入力に対するスリップ角，ヨーレイト，横加速度の伝達関数は，以下のようになる．

$$\frac{\beta(s)}{\delta_f(s)} = 0 \quad (4.12)$$

$$\frac{r(s)}{\delta_f(s)} = G_{ra} \frac{1}{1 + T_a s} \quad (4.13)$$

$$\frac{a_y(s)}{\delta_f(s)} = V G_{ra} \frac{1}{1 + T_a s} \quad (4.14)$$

スリップ角は動的にも常にゼロとなり，ヨーレイト，横加速度の応答は 1 次遅れ特性となる．前輪操舵角に対する定常ヨーレイト，ハンドル角に対する定常ヨーレイトは以下のようになり，制御則 B，制御則 C も含めて 3 つの制御則はすべて等しい．

$$G_{ra} = \frac{1 - K_F}{1 + AV^2 + \frac{V}{l} K_B} \frac{V}{l} = \frac{1}{\left( d_r + \frac{V^2}{glC_f} \right)} \frac{V}{l} \equiv G_{r4} \quad (4.15)$$

$$G_{Ra} = \frac{G_{ra}}{N_s} = \frac{1 - K_F}{1 + AV^2 + \frac{V}{l} K_B} \frac{V}{lN_s} = \frac{1}{\left( d_r + \frac{V^2}{glC_f} \right)} \frac{V}{lN_s} \equiv G_{R4} \quad (4.16)$$

また，伝達関数の分母の 1 次遅れ時定数は，以下のように表される．

$$T_a = \frac{d_r I_n \frac{V}{g}}{d_r C_f + \frac{V^2}{gl}} = T_1 \quad (4.17)$$

1 次遅れ時定数は、後輪 CP に依存しないことがわかる。

制御則 B の操舵応答特性は動特性を含めて制御則 A と同じになる。また、制御則 C の操舵応答特性は以下のようになる。

$$\frac{\beta(s)}{\delta_f(s)} = \frac{T_{\beta c} s}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1} \quad (4.18)$$

$$\frac{r(s)}{\delta_f(s)} = G_r \frac{T_r s + 1}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1} \quad (4.19)$$

$$\frac{a_y(s)}{\delta_f(s)} = V G_r \frac{T_{y2c} s^2 + T_{y1c} s + 1}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1} \quad (4.20)$$

$$G_r = (1 - K_0) G_r = \frac{1 - K_0}{1 + AV^2} \frac{V}{l} = \frac{1}{\left( d_r + \frac{V^2}{glC_f} \right)} \frac{V}{l} = G_{rb} = G_{ra} \equiv G_{r4} \quad (4.21)$$

$$G_{Rc} = \frac{G_r}{N_s} = \frac{1 - K_0}{1 + AV^2} \frac{V}{lN_s} = \frac{1}{\left( d_r + \frac{V^2}{glC_f} \right)} \frac{V}{lN_s} = G_{Rb} = G_{Ra} \equiv G_{R4} \quad (4.22)$$

$$T_r = \frac{V}{gC_r} \frac{\left( 1 - K_0 \frac{C_r}{C_f} \right)}{(1 - K_0)} = \frac{V}{g} \frac{\frac{d_f}{C_f} + \frac{d_r}{C_r}}{1 + AV^2} \quad (4.23)$$

$$T_{\beta c} = \frac{V d_f I_n \left( 1 + K_0 \frac{d_r C_r}{d_f C_f} \right)}{g C_r (1 + AV^2)} = \frac{V I_n}{g C_r} \frac{\left\{ d_f d_r (C_f - C_r) + \frac{V^2}{gl} \right\}}{\left( C_f d_r + \frac{V^2}{gl} \right) (1 + AV^2)} \quad (4.24)$$

$$T_{y1c} = \frac{l d_f}{V} \frac{\left( 1 + K_0 \frac{d_r}{d_f} \right)}{(1 - K_0)} = \frac{V}{g} \frac{\frac{d_f}{C_f} + \frac{d_r}{C_r}}{1 + AV^2} = T_r \quad (4.25)$$

$$T_{y2c} = \frac{ld_f I_n}{g C_r} \frac{\left(1 + K_0 \frac{d_r C_r}{d_f C_f}\right)}{(1 - K_0)} = \frac{I_n}{g C_f C_r} \frac{\left\{d_f d_r (C_f - C_r) + \frac{V^2}{gl}\right\}}{(1 + AV^2)} \quad (4.26)$$

各制御則の速度に対する代表的操舵応答特性を図 4.6 に示す．図 4.6(a)は，単位横加速度当たりの定常スリップ角ゲイン，図 4.6(b)は，ハンドル角に対する定常ヨーレイトゲインであり，各 4WS はすべて同じとなる．4WS は全速度域で定常スリップ角がゼロとなり，定常ヨーレイトゲインは 2WS と比較すると低速で増大，高速で減少する．定常ヨーレイトゲインが最大となる速度は以下であり，後輪の正規化 CP には依存しないことがわかる．

$$V_{C4} = \sqrt{gl d_r C_f} \quad (4.27)$$

また，このときの定常ヨーレイトゲインの最大値は以下のようになる．

$$G_{R4max} = \frac{1}{2N_s} \sqrt{\frac{g C_f}{ld_r}} \quad (4.28)$$

式(2.27)の 2WS 車の最大定常ヨーレイトゲイン  $G_{Rmax}$  との関係で表せば，

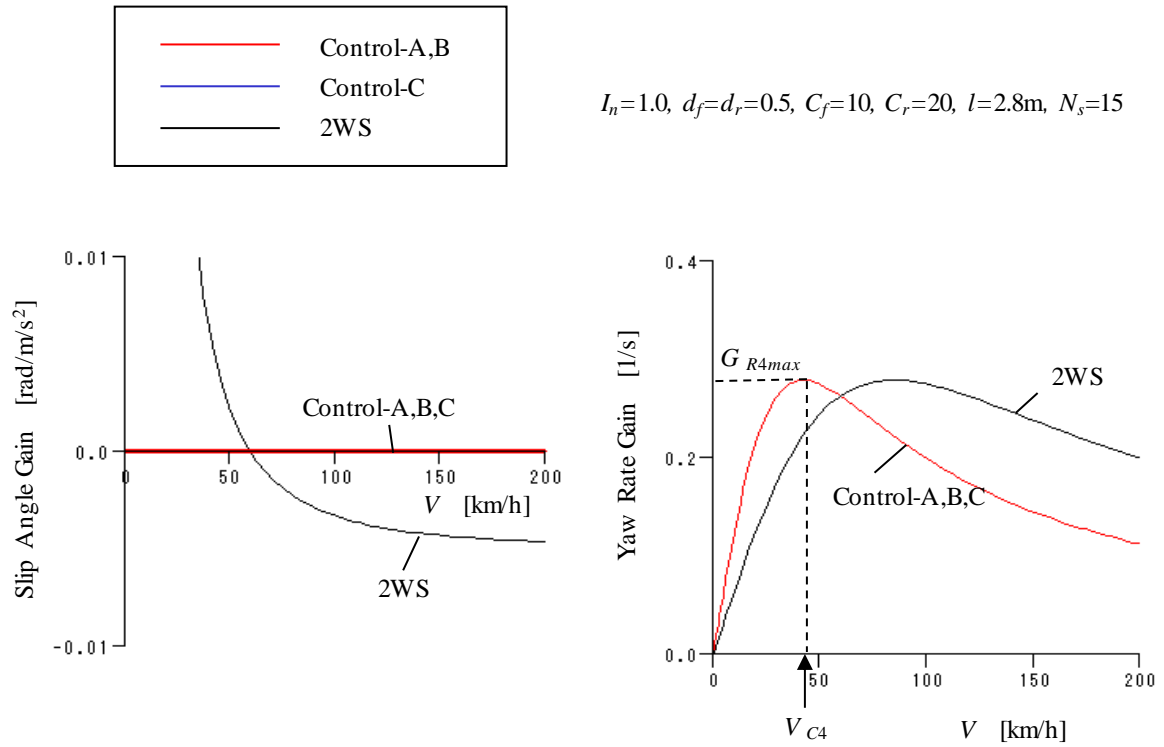
$$\frac{G_{R4max}}{G_{Rmax}} = \sqrt{\frac{1}{d_r} \left(1 - \frac{C_f}{C_r}\right)} \quad (4.29)$$

図 4.6(c)は，動特性を支配する伝達関数の特性方程式の極であり，極の実部を実線，虚部を破線で示した．制御則 A と制御則 B は 1 次遅れ系であるので常に実根である．実根の絶対値は，上記のヨーレイトゲインが最大となる速度  $V_{C4}$  で最小となり，それより低速でも高速でも大きくなるという特徴を持つ．制御則 C の特性方程式は 2WS 車と同じであり，速度が上がるに連れて根の実部の絶対値が減少し，虚部は増加する．そのため，高速ほど応答性や収束性が低下する 2WS 車の性質は残っている．制御則 C の動特性の特徴は図 4.6(d)の零点に表れ，スリップ角の零点が全速度域で 0 になる．

図 4.7 は定常横加速度が一定値 ( $a_y=1 \text{ m/s}^2$ ) になるようなステップ操舵応答の計算結果である．なお，操舵初期のハンドル角速度は  $2\pi \text{ rad/s}$  である．制御則 A では，後輪のステア角は，操舵初期は負の舵角比例項によって一旦逆相側に大きくステアし，その後，正のヨーレイト比例項によって同相側に戻される．ヨーレイト制御係数は高速ほど大きくなるので，定常旋回状態では，低速では逆相に，高速では同相側にステアする．その結果，車速によらず，スリップ角は動的にもゼロになり，ヨーレイトと横加速度は同じ時定数の 1 次遅れ応答となる．制御則 B は制御則 A と等価な応答となる．制御則 C では，後輪のステア角は低速では逆相に，高速では同相に操舵され，高速では横加速度の初期応答が速くなり，ヨーレイトの初期応答が遅くなり，スリップ角

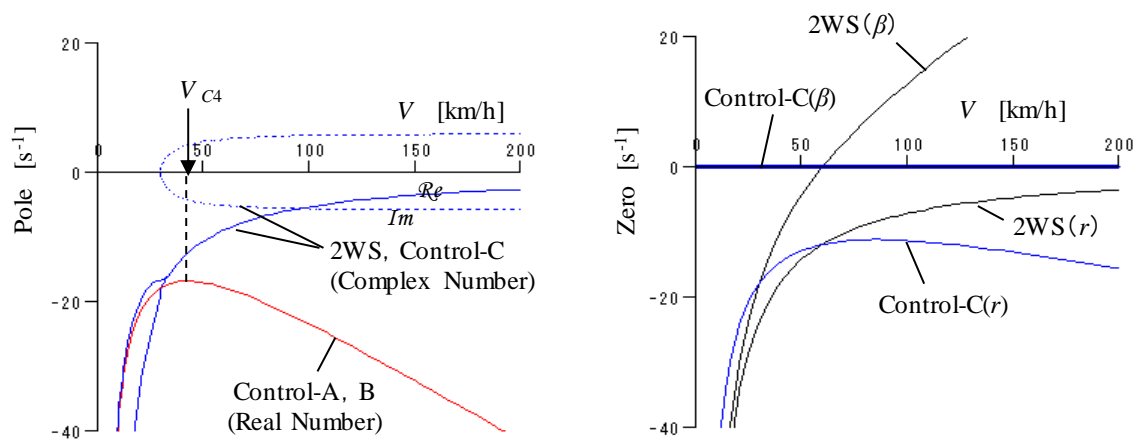
は初期に正となる。定常状態では、制御則 C も、制御則 A, B と同じ特性となり、定常スリップ角がゼロとなる。

ヨーレイトと横加速度の各伝達関数に、 $s=j\omega=j2\pi f$  を代入して周波数応答特性を計算した結果を図 4.8, 図 4.9 に示す。一般的な 2WS 車は、高速になるとヨーレイトの共振ピークが増大し、振動的な応答となること、1Hz 以上の周波数域でヨーレイトの位相遅れが大きくなること、1Hz 程度の周波数域で横加速度の位相遅れが大きくなることなどの特徴を持っている。こうした 2WS の特徴に対し、制御則 C は、特に横加速度の位相遅れが小さくなることに特徴的がある。制御則 A, B は、ヨーレイトと横加速度の周波数応答特性は同じ 1 次遅れ特性となり、それぞれ、速度に対する変化が小さいこと、ゲインに共振ピークが現れないこと、位相遅れが減少すること、などの特徴が確認できる。



(a) Slip Angle Gain/ Lateral Acceleration

(b) Yaw Rate Gain/ Steering Wheel Angle



(c) Roots of Characteristic Equation

(d) Roots of Numerator

Fig.4.6 Characteristics of 4WS and 2WS to Steering Input

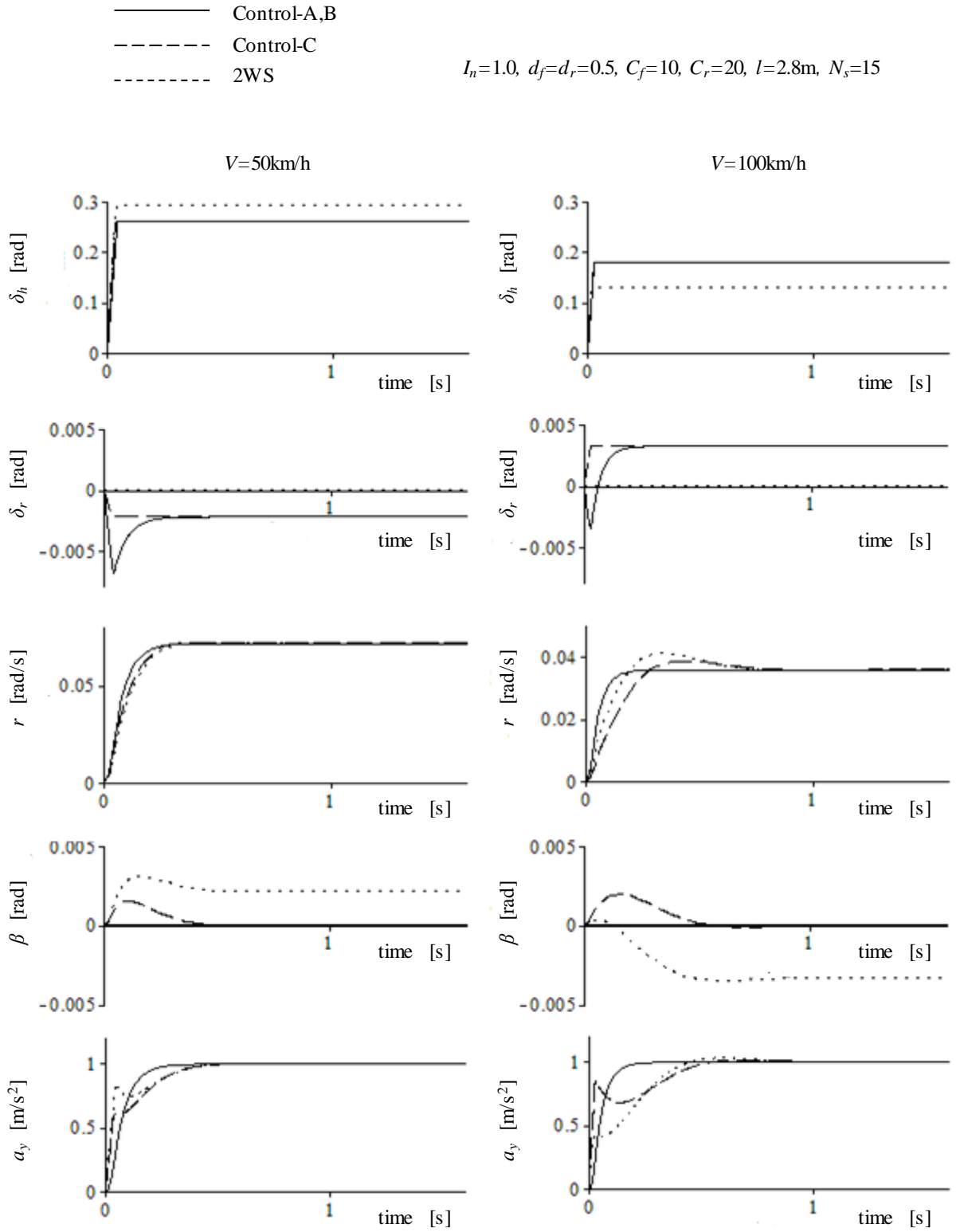


Fig.4.7 Step Steering Responses



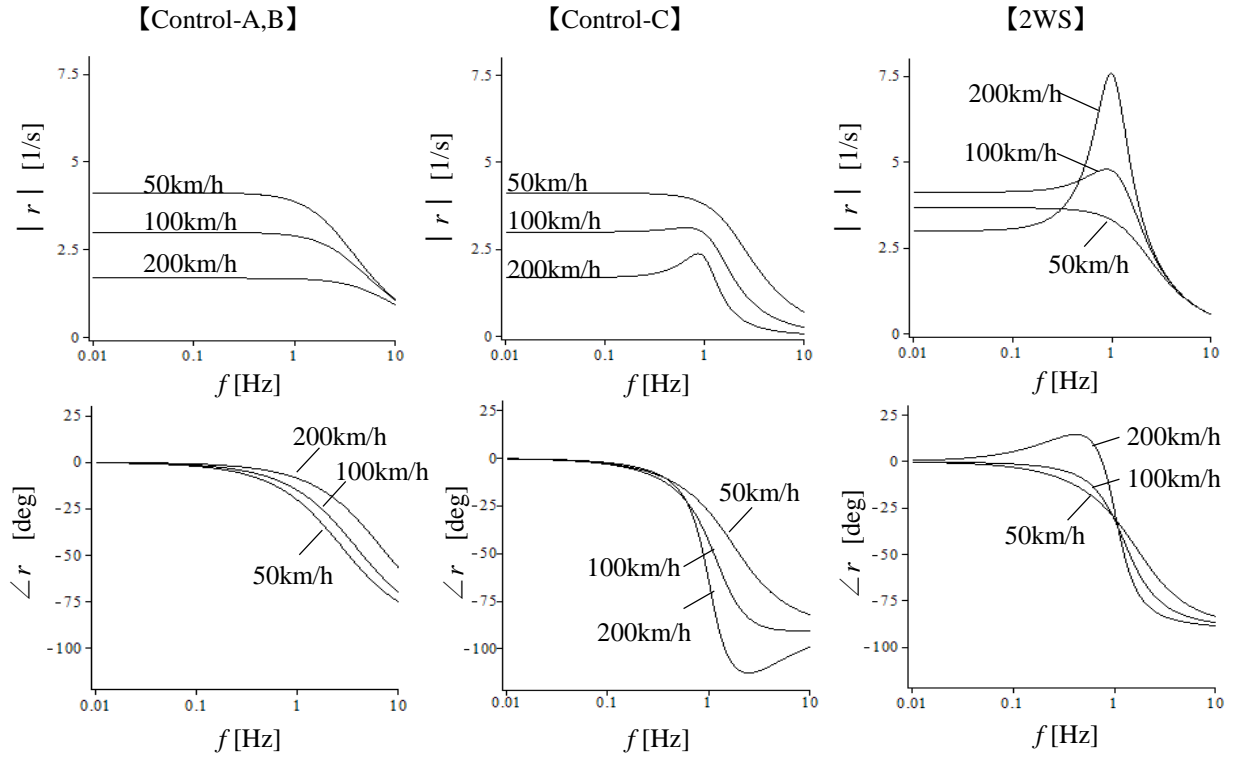


Fig.4.8 Frequency Response of Yaw Rate

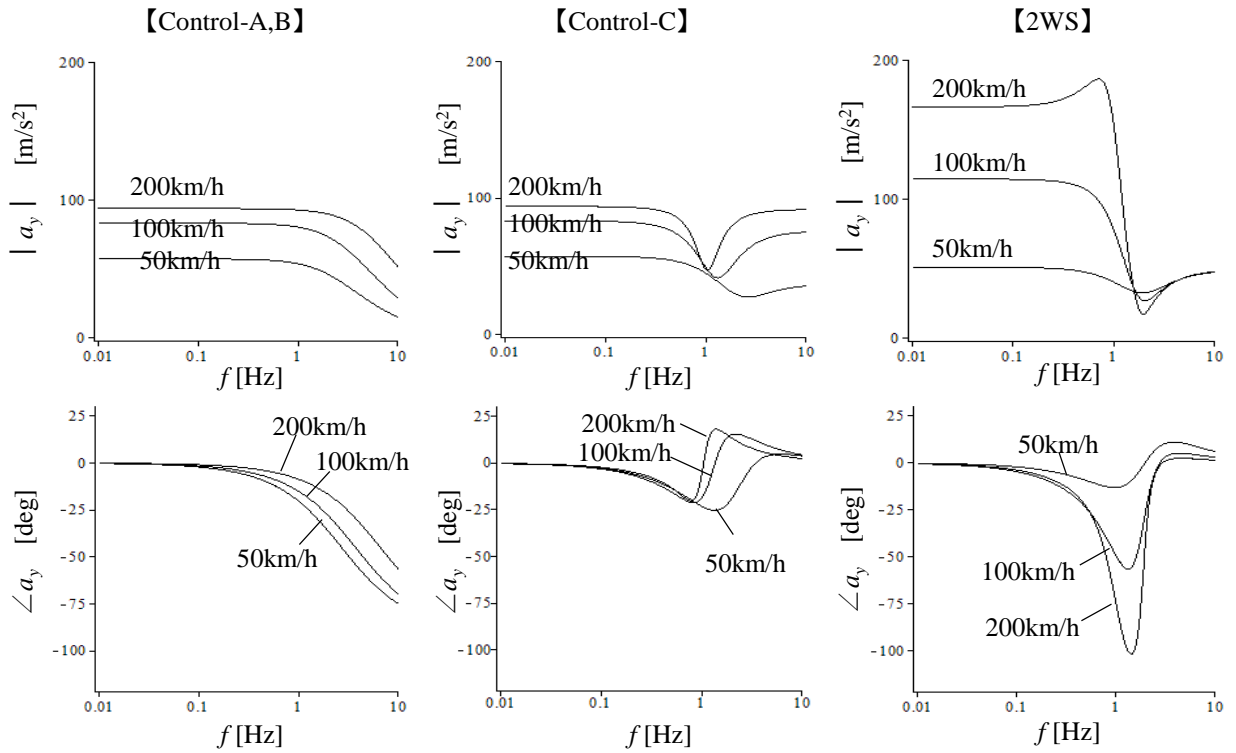


Fig.4.9 Frequency Response of Lateral Acceleration

## 4.4 操舵トルク特性

第3章で述べたように、操舵トルク特性も操舵感覚の観点で重要であるので、本節ではセルフアライニングトルク（SAT）の特性について解析する．制御則 A, B の操舵角に対する SAT の伝達関数は以下のような 1 次進み遅れ系となる．分母の時定数  $T_a$  は式(4.17)のヨーレイト，横加速度的時定数と共通である

$$\frac{M_f(s)}{\delta_f(s)} = \frac{VG_{r4}}{g} \times W_f \zeta \times \frac{T_{fa}s+1}{T_as+1} \quad (4.30)$$

$$T_{fa} = \frac{ld_r I_n}{V} \quad (4.31)$$

制御則 C の SAT の伝達関数は以下である．

$$\frac{M_f(s)}{\delta_f(s)} = \frac{VG_{r4}}{g} \times W_f \zeta \times \frac{T_{f2c}s^2 + T_{f1c}s + 1}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta}{\omega_n}s + 1} \quad (4.32)$$

$$\begin{aligned} T_{f1c} &= \frac{l}{V} \left\{ \frac{d_f + d_r I_n + K_0 d_r (1 - I_n)}{1 - K_0} \right\} \\ &= \frac{l}{V} \left\{ V^2 \left( \frac{d_r I_n + d_f}{C_f} + \frac{d_r (1 - I_n)}{C_r} \right) + d_r I_n \right\} \frac{1}{1 + AV^2} \end{aligned} \quad (4.33)$$

$$T_{f2c} = \frac{I_n}{g C_r} \frac{1}{1 - K_0} = \frac{I_n}{g C_r} \left( d_r + \frac{V^2}{g l C_f} \right) \frac{1}{1 + AV^2} \quad (4.34)$$

式(4.30)～式(4.34)と，第3.6節の式(3.16)～式(3.19)より，4WS の各制御則と 2WS の SAT の周波数応答特性を求めると，図 4.10 のようになる．ただし，ゲイン特性は定常 SAT で除して正規化して示した．2WS は高速になると 1Hz 付近でゲインが低下し，位相遅れが大きくなる．操舵角に対して SAT の位相が遅れるということは，操舵系から見れば SAT は負のダンピング項となり操舵系の安定性に悪影響を与えることを示している．一方，低速時や高速での操舵周波数 2Hz 以上では SAT の位相は進み側に転じ，複雑な変化をすることがわかる．4WS では速度や周波数の変化に対する SAT 特性の変化が減少し，特に制御則 A, B では，高速走行時の 1Hz 付近のゲイン低下と位相遅れは解消される．つまり操舵系から見た SAT は常に正のダンピング項となり，また速度や周波数に対する特性変化が小さくなる．

この SAT に，操舵系摩擦や減衰などの特性の影響も考慮して，正弦波操舵におけるハンドル角と操舵トルクの関係进行を計算した結果を図 4.11 に示す．なお，横加速度振幅が同じ大きさ(2m/s<sup>2</sup>)なるようにハンドル入力角を調整している．操舵系の摩擦や減衰を設定することにより，2WS 車でもハンドル角に対して操舵トルクの位相が進むので，ほとんどの条件でリサージュ図

は時計回りとなる。ただし、高速 200km/h で、1Hz 程度の操舵を行う場合には、SAT の大きな位相遅れを補償できず、ループを描くようなりサージ波形となる。

これを解消するには、操舵系の摩擦や減衰を更に大きく設定する必要があるが、このときは、特に低速における速い操舵（2Hz）で過減衰となり、ハンドル戻りや粘性感に悪影響を与えることになる。制御則 C は高速での 1 Hz 付近の位相遅れが解消されるが、全体にヒステリシスの大きな特性となり、同じ横加速度を発生するのに大きなハンドル角と大きな操舵トルクが必要になる。制御則 A, B は、適度な操舵トルクの位相進みが、速度や操舵周波数によることなく確保される。なお、図 4.11 から、制御則 A,B は、操舵周波数の変化に対して、同じ横加速度を発生するために必要なハンドル角の変化が小さくなっていることも確認できる。

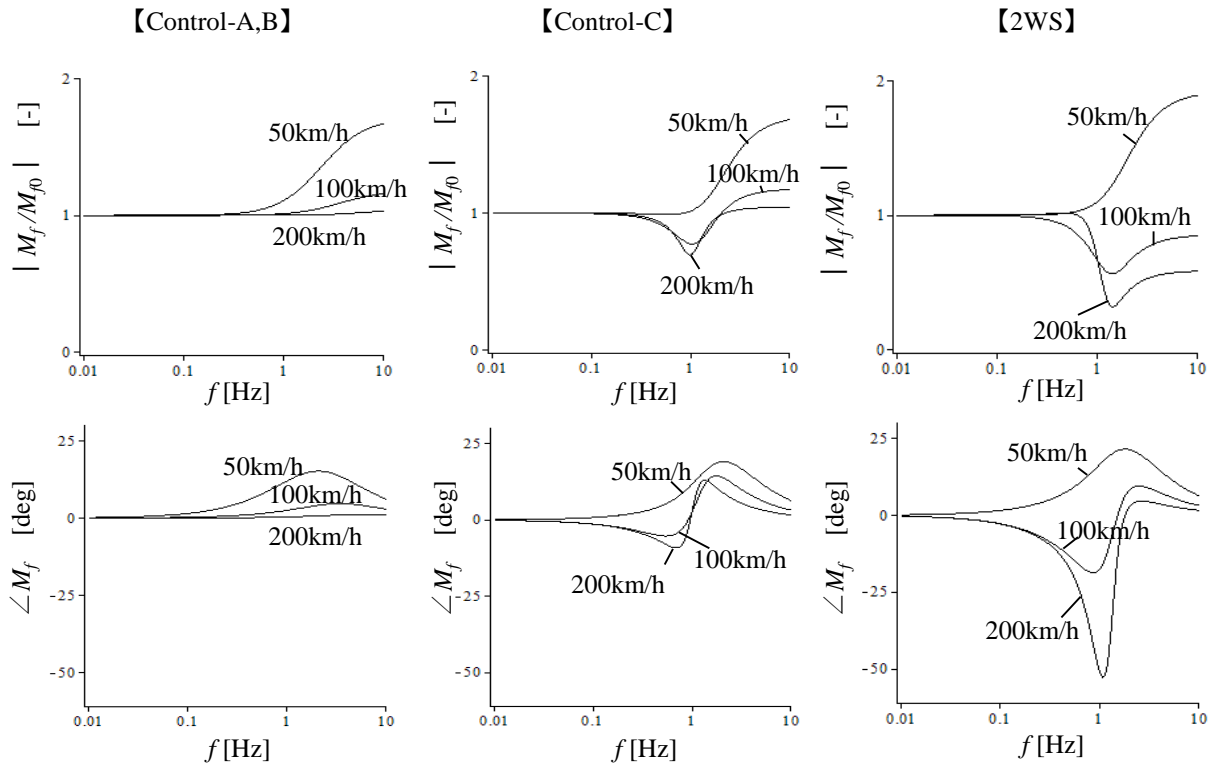


Fig.4.10 Frequency Response of Self Aligning Torque

$I_n=1.0$ ,  $d_f=d_r=0.5$ ,  $C_f=10$ ,  $C_r=20$ ,  $l=2.8\text{m}$ ,  $m=1600\text{kg}$ ,  $\zeta=0.06$ ,  $N_s=15$ ,  $a_p=1$ ,  
 $I_h=0.03\text{kgm}^2$  (Moment of Inertia of Steering System)  
 $C_s=0.6\text{Nms/rad}$  (Damping Coefficient of Steering System)  
 $F_s=1.0\text{Nm}$  (Friction Torque of Steering System)

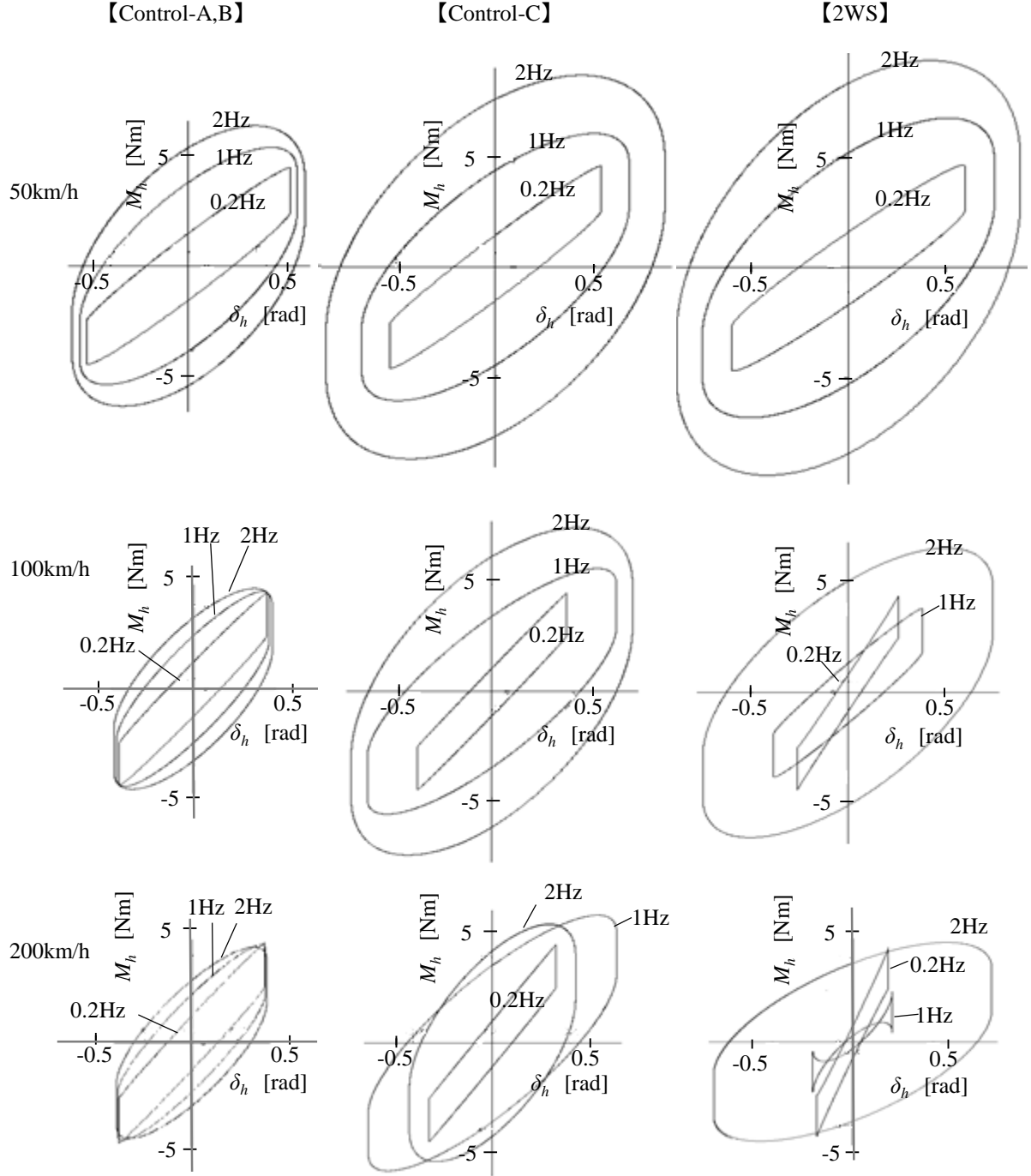


Fig.4.11 Steering Torque Characteristics in Sine Steering Input

## 4.5 操舵感覚指標と後輪操舵

前節までで各制御則の操舵応答特性の基本的性質が明らかとなった。本節では、第3章で述べたドライバの操舵感覚指標の観点から、各制御則の位置づけを確認する。制御則 A, B のヨーレート, 横加速度, SAT の1次遅れ時定数, 式(3.7)で表されたドライバが望む操舵トルクの1次進み時定数, それを実現するために摩擦や減衰の付与による操舵系での補填トルク時定数は、それぞれ以下ようになる。

$$T_{Ra} = T_a = \frac{d_r I_n \frac{V}{g}}{d_r C_f + \frac{V^2}{gl}} \quad (4.35)$$

$$T_{Ya} = T_a = \frac{d_r I_n \frac{V}{g}}{d_r C_f + \frac{V^2}{gl}} \quad (4.36)$$

$$T_{Va} = T_{Ya} - T_{Ra} = 0 \quad (4.37)$$

$$T_{Ha}^* = \sigma_Y T_{Ya} + \sigma_R T_{Ra} + \sigma_0 \quad (4.38)$$

$$T_{Fa} = T_a - T_{fa} \quad (4.39)$$

$$T_{Sa} = T_{Ha}^* + T_{Fa} \quad (4.40)$$

また、第3.6節で述べた2WSと同様、2次系の制御則 C も、低周波の操舵に対しては、各応答は以下のように1次系で近似できる。

$$T_{Rc} = \frac{2\zeta}{\omega_n} T_{rc} = \frac{2\zeta}{\omega_n} - \frac{V}{g C_r} \frac{\left(1 - K_0 \frac{C_r}{C_f}\right)}{(1 - K_0)} = \frac{2\zeta}{\omega_n} - \frac{V}{g} \left(\frac{d_f}{C_f} + \frac{d_r}{C_r}\right) \frac{1}{1 + AV^2} \quad (4.41)$$

$$T_{Yc} = \frac{2\zeta}{\omega_n} T_{y1c} = \frac{2\zeta}{\omega_n} - \frac{l d_f}{V} \frac{\left(1 + K_0 \frac{d_r}{d_f}\right)}{(1 - K_0)} = \frac{2\zeta}{\omega_n} - \frac{V}{g} \left(\frac{d_f}{C_f} + \frac{d_r}{C_r}\right) \frac{1}{1 + AV^2} \quad (4.42)$$

$$T_{Vc} = T_{Yc} - T_{Rc} = 0 \quad (4.43)$$

$$T_{Hc}^* = \sigma_Y T_{Yc} + \sigma_R T_{Rc} + \sigma_0 \quad (4.44)$$

$$T_{Fc} = \frac{2\zeta}{\omega_n} T_{f1c} \quad (4.45)$$

$$T_{Sc} = T_{Hc}^* + T_{Fc} \quad (4.46)$$

以上のように、低周波の操舵入力に対して、制御則 A, B, C はいずれも横加速度とヨーレイトの遅れ時定数の差はゼロになる。操舵トルク特性の性質は、制御則 A, B と制御則 C は異なる。図 4.12 は、横軸に SAT の時定数、縦軸にドライバの望む操舵トルクの位相進み時定数を取り、後輪の正規化 CP  $C_r$  の変化に対して、それらがどのように変わるかを示した結果である。2WS 車に対し制御則 C は、SAT の位相遅れが減少するが、制御則 A, B ではさらに遅れは小さくなり、位相進み側にまでシフトする。なお、2WS や制御則 C では、 $C_r$  が大きいほど SAT の位相遅れが小さくなるが、制御則 A, B は  $C_r$  によらず SAT の時定数は一定である。また、横加速度とヨーレイトの時定数に差がなく車両応答のバランスが取れている 4WS 車は、ドライバが必要とする操舵トルクの位相進み量は少なくなる。制御則 C が制御則 A, B より必要な操舵トルく時定数が小さいのは、制御則 A, B のほうが、制御則 C より車両の応答時定数が小さいためである。図中の矢印⇒の長さが、操舵系に摩擦や減衰を付与して補填しなくてはならない位相進み時定数となり、制御則 A, B では 2WS の半分程度の補填量で済むことがわかる。第 3.6 節で述べたように、操舵系での過大な減衰設定は、高周波操舵における操舵トルクの増大、低速でのハンドル戻りなどと背反傾向にあるため、操舵系での補填時定数は小さい方が望ましいと考えられ、この観点においても、制御則 A, B はより望ましい特性に近づいている。

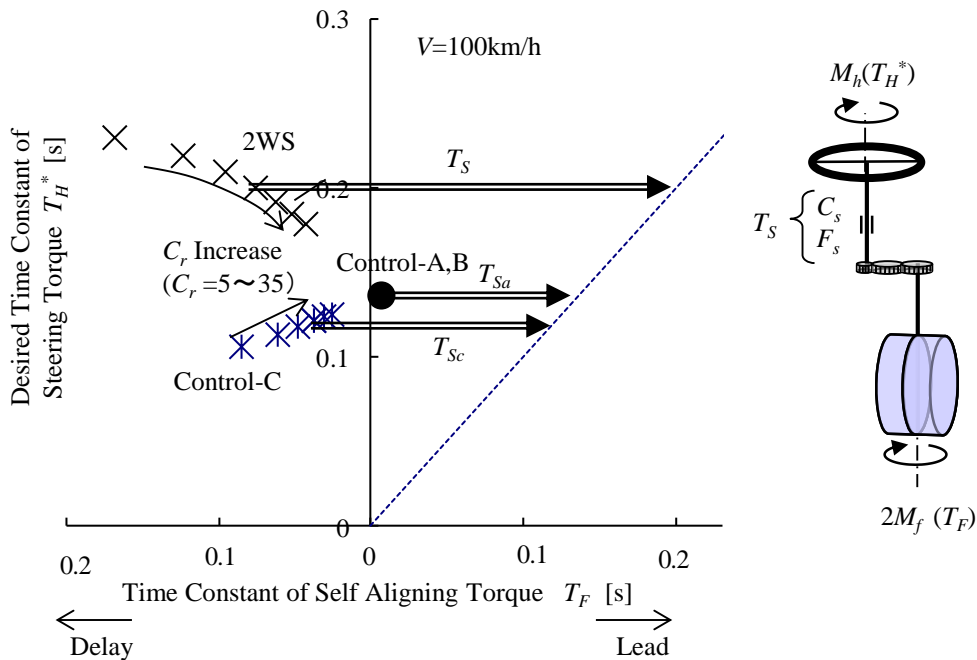


Fig.4.12 Compensation Torque for Desirable Steering Torque

## 4.6 外乱応答特性

本節では、4WS の外乱応答特性について解析する．車両に作用する外乱は大別すれば，図 4.13 に示すような横力  $F_w$  と，ヨーモーメント  $M_d$  である．はじめに，直進走行中に受ける横風を想定して横力  $F_w$  に対する応答について解析する．舵固定で車両重心から  $l_w$  前方に横力  $F_w$  を受けたときの運動方程式は，

$$\begin{aligned} \frac{V}{g}(\dot{\beta} + r) &= d_f C_f \left( -\beta - \frac{ld_r}{V} r \right) + d_r C_r \left( \delta_r - \beta + \frac{ld_f}{V} r \right) + \frac{F_w}{mg} \\ \frac{l_n}{g} \dot{r} &= C_f \left( -\beta - \frac{ld_r}{V} r \right) - C_r \left( \delta_r - \beta + \frac{ld_f}{V} r \right) + \frac{d_w}{d_f d_r} \frac{F_w}{mg} \end{aligned} \quad (4.47)$$

$$\text{ここで, } d_w = \frac{l_w}{l} \quad (4.48)$$

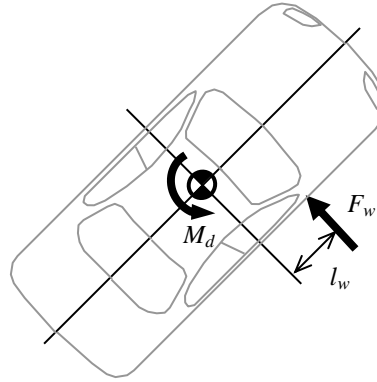


Fig.4.13 External Disturbance acting on a Vehicle

なお，空力特性は主にボデー形状に支配されており，車両の重心位置には直接的な影響を受けないので，車両の空力特性は重心ではなくホイールベース中心を原点として表現する方法が一般的である．ホイールベース中心を原点としたヨーモーメント係数  $C_{YM}$ ，横力係数  $C_{SF}$  を用いると，横風着力点は次式のように記述される．

$$\frac{l_w}{l} = d_w = d_r - \frac{1}{2} + \frac{C_{YM}}{C_{SF}} = -d_f + \frac{1}{2} + \frac{C_{YM}}{C_{SF}} \quad (4.49)$$

操舵角の関数でフィードフォワード制御される制御則 B と制御則 C は，2WS 車と同じ横風応答特性となり，スリップ角，ヨーレイトの伝達関数は以下となる．

$$\frac{\beta(s)}{F_w(s)} = G_{\beta w} \frac{T_{\beta w} s + 1}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1} \quad (4.50)$$

$$\frac{r(s)}{F_w(s)} = G_{rw} \frac{T_{rw}s+1}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta}{\omega_n}s+1} \quad (4.51)$$

$$G_{\beta w} = \frac{1}{mg} \frac{\left(\frac{d_f}{C_f} + \frac{d_r}{C_r}\right) + d_w \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_r} - \frac{1}{d_f d_r C_f C_r} \frac{V^2}{lg}\right)}{1+AV^2} \quad (4.52)$$

$$G_{rw} = \frac{V}{mgl} \frac{\left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_r}\right) + d_w \left(\frac{1}{d_f C_f} + \frac{1}{d_r C_r}\right)}{1+AV^2} \quad (4.53)$$

$$T_{\beta w} = \frac{Vl_n}{g} \frac{1}{(d_r C_f + d_f C_r) + d_w \left(C_r - C_f - \frac{V^2}{lg d_f d_r}\right)} \quad (4.54)$$

$$T_{rw} = \frac{V}{g} \frac{1}{(d_f C_f + d_r C_r) + \frac{d_f d_r}{d_w} (C_r - C_f)} \quad (4.55)$$

一方，制御則 A の横風に対するスリップ角，ヨーレイトの伝達関数は以下となる．

$$\frac{\beta(s)}{F_w(s)} = G_{\beta wa} \frac{1}{(T_{a1}s+1)} \quad (4.56)$$

$$\frac{r(s)}{F_w(s)} = G_{rwa} \frac{T_{rw}s+1}{(T_{a1}s+1)(T_{a2}s+1)} \quad (4.57)$$

$$G_{\beta wa} = \frac{1}{mg} \frac{\left(\frac{d_f}{C_f} + \frac{d_r}{C_r}\right) + d_w \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_r} - \frac{1}{d_f d_r C_f C_r} \frac{V^2}{lg}\right) + \frac{V}{lC_f} \left(1 + \frac{d_w}{d_f}\right) K_B}{1+AV^2 + \frac{V}{l} K_B} \quad (4.58)$$

$$= \frac{1}{mg(d_f C_f + d_r C_r)}$$

$$\begin{aligned} G_{rwa} &= \frac{V}{mgl} \frac{\left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_r}\right) + d_w \left(\frac{1}{d_f C_f} + \frac{1}{d_r C_r}\right)}{1+AV^2 + \frac{V}{l} K_B} \\ &= \frac{V}{mgl} \frac{\frac{d_f d_r (C_r - C_f)}{d_f C_f + d_r C_r} + d_w}{C_f + \frac{V^2}{gld_r}} \end{aligned} \quad (4.59)$$



$$T_{a1} = \frac{V}{g(d_f C_f + d_r C_r)} \quad (4.60)$$

$$T_{a2} = \frac{d_r I_n \frac{V}{g}}{d_r C_f + \frac{V^2}{gl}} = T_a \quad (4.61)$$

制御則 A の定常ヨーレイトゲインの分母には、ヨーレイト制御係数  $K_B$  の項が追加されているので、2WS や他の制御則に比べて、横風に対して発生するヨーレイトや横加速度が減少することがわかる。図 4.14 は、 $F_w=1000\text{N}$  の横風に対して発生する定常横加速度を、比較した結果である。なお、制御則 A の定常スリップ角は、速度によらない。

横風に対して定常ヨーレイトをゼロにするために必要な修正ハンドル角は、それぞれ以下のようになる。

$$\text{【2WS】} \quad \delta_{hw} = N_s \left\{ d_w \left( \frac{1}{d_f C_f} + \frac{1}{d_r C_r} \right) + \left( \frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_r} \right) \right\} \frac{F_w}{mg} \quad (4.62)$$

$$\text{【制御則 B, 制御則 C】} \quad \delta_{hwb} = \delta_{hwc} = \frac{1}{1 - K_0} \delta_{hw} \quad (4.63)$$

$$\text{【制御則 A】} \quad \delta_{hwa} = \frac{1}{1 - K_f} \delta_{hw} \quad (4.64)$$

$$I_n=1.0, d_f=d_r=0.5, C_f=10, C_r=20, l=2.8\text{m}, N_s=15, m=1600\text{kg}, F_w=1000\text{Nm}, d_w=0.2$$

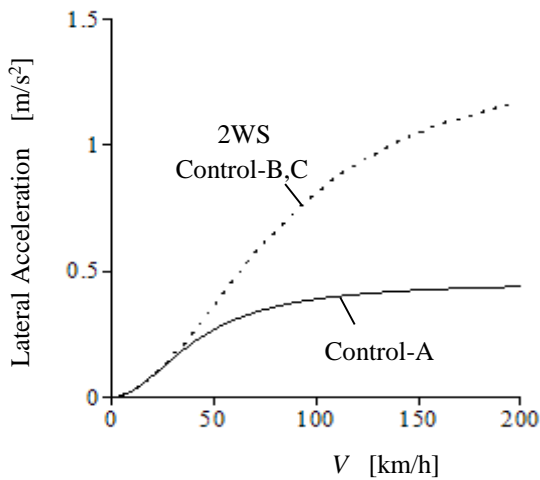


Fig.4.14 Steady State Lateral Acceleration to Cross Wind

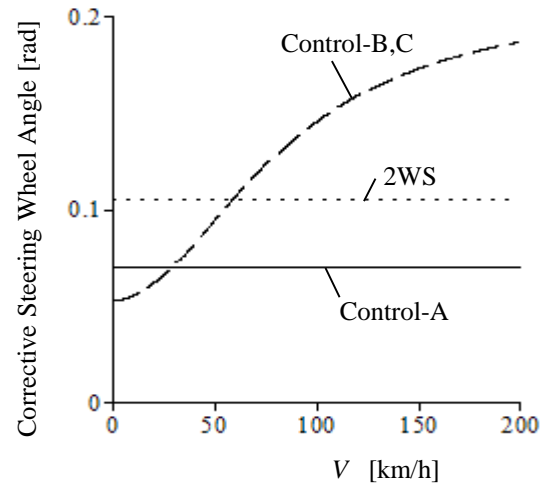


Fig.4.15 Corrective Steering Wheel Angle to Cross Wind

図 4.15 は、直進するために必要な修正ハンドルの絶対値を比較した結果である。2WS 車に対して、制御則 B と制御則 C の修正ハンドルの絶対値は低速では減少するが、高速では増大する。制御則 A では全速度域で修正ハンドルの絶対値が減少する。

制御則 A の横風外乱に対する動特性は、スリップ角応答が 1 次遅れ特性となり、ヨーレイト応答は 2 次の非振動特性となる。ヨーレイトの伝達関数の分母は因数分解された形になり、特性方程式の根は以下ようになる。

$$\begin{aligned} s_1 &= -\frac{1}{T_{a1}} = -\frac{g(d_r C_f + d_r C_r)}{V} \\ s_2 &= -\frac{1}{T_{a2}} = -\frac{1}{T_a} = -\frac{d_r C_f g l + V^2}{d_r I_n l V} \end{aligned} \quad (4.65)$$

これらは、どちらも負の実根であるので、制御則 A の横風外乱応答は非振動的な応答になる。スリップ角応答は、 $s_2$  が分子の零点と相殺して、時定数  $T_{a1}$  の 1 次遅れ特性となる。なお、2WS、制御則 B、制御則 C の伝達関数の分母は、2WS の操舵角に対する伝達関数の分母と同じであり、高速で複素根となって、振動的な応答となる。

図 4.16 はステップ横風入力時の応答特性を計算した結果である。制御則 A は、横風に対する横加速度やヨーレイトの挙動変化が小さく、また非振動的な応答となっていることが確認できる。

車両に作用する外乱のもう一つの代表は、ヨーモーメント外乱  $M_d$  である。これは、制駆動力に左右差が生じるような場合に相当する外乱である。舵固定で、ヨーモーメント外乱が加わるときの運動方程式は、

$$\begin{aligned} \frac{V}{g}(\dot{\beta} + r) &= d_f C_f \left( -\beta - \frac{l d_r}{V} r \right) + d_r C_r \left( \delta_r - \beta + \frac{l d_f}{V} r \right) \\ \frac{I_n}{g} \dot{r} &= C_f \left( -\beta - \frac{l d_r}{V} r \right) - C_r \left( \delta_r - \beta + \frac{l d_f}{V} r \right) + \frac{1}{d_f d_r} \frac{M_d}{m g l} \end{aligned} \quad (4.66)$$

2WS、制御則 B、制御則 C のヨーモーメント外乱に対する応答は、

$$\frac{\beta(s)}{M_d(s)} = G_{\beta d} \frac{1}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1} \quad (4.67)$$

$$\frac{r(s)}{M_d(s)} = G_{rd} \frac{T_{rd} s + 1}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1} \quad (4.68)$$

$$G_{\beta d} = \frac{1}{m g l} \times \frac{\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_r} - \frac{1}{d_f d_r C_f C_r} \frac{V^2}{l g}}{1 + A V^2} \quad (4.69)$$

$$G_{rd} = \frac{V}{mg\bar{l}} \times \frac{\frac{1}{d_f C_f} + \frac{1}{d_r C_r}}{1 + AV^2} \quad (4.70)$$

$$T_{rd} = \frac{V}{g} \times \frac{1}{d_f C_f + d_r C_r} \quad (4.71)$$

制御則 A のヨーモーメント外乱に対する応答は,

$$\frac{\beta(s)}{M_d(s)} = 0 \quad (4.72)$$

$$\frac{r(s)}{M_d(s)} = G_{rda} \frac{T_{rd}s + 1}{(T_{a1}s + 1)(T_{a2}s + 1)} \quad (4.73)$$

$$G_{rda} = \frac{V}{mg\bar{l}} \times \frac{\frac{1}{d_f C_f} + \frac{1}{d_r C_r}}{1 + AV^2 + \frac{V}{l} K_B} = \frac{V}{mg\bar{l}} \frac{1}{d_f \left( d_r C_f + \frac{V^2}{gl} \right)} \quad (4.74)$$

また, ヨーモーメント外乱に対して, 定常ヨーレイトをゼロにするための修正ハンドル角は, それぞれ以下ようになる.

$$\text{【2WS】} \quad \delta_{hd} = N_s \left( \frac{1}{d_f C_f} + \frac{1}{d_r C_r} \right) \frac{M_d}{m g} \quad (4.75)$$

$$\text{【制御則 B, 制御則 C】} \quad \delta_{hdb} = \delta_{hdc} = \frac{1}{1 - K_0} \delta_{hd} \quad (4.76)$$

$$\text{【制御則 A】} \quad \delta_{hda} = \frac{1}{1 - K_F} \delta_{hd} \quad (4.77)$$

ヨーモーメント外乱に対して発生する定常ヨーレイト, およびそれを打ち消すための修正ハンドル角の各制御の特徴は, 横風応答の場合と同様な傾向である. また, 制御則 A の動的特性が非振動的応答となることも, 横風応答の場合と同様である. 制御則 A のスリップ角応答が, 過渡状態も含めて常にゼロになることが, 横風応答とは異なる特徴である. 図 4.17 は, ステップ的なヨーモーメント外乱に対する応答を計算した結果である. 制御則 A では, スリップ角が発生せず, ヨーレイトや横加速度の発生が抑制されること, また, 速度の違いに対する挙動差が減少することが確認できる.

以上, 本節では, 制御則 A が, 幅広い状況で, 外乱安定性に効果が期待できることを明らかにした.

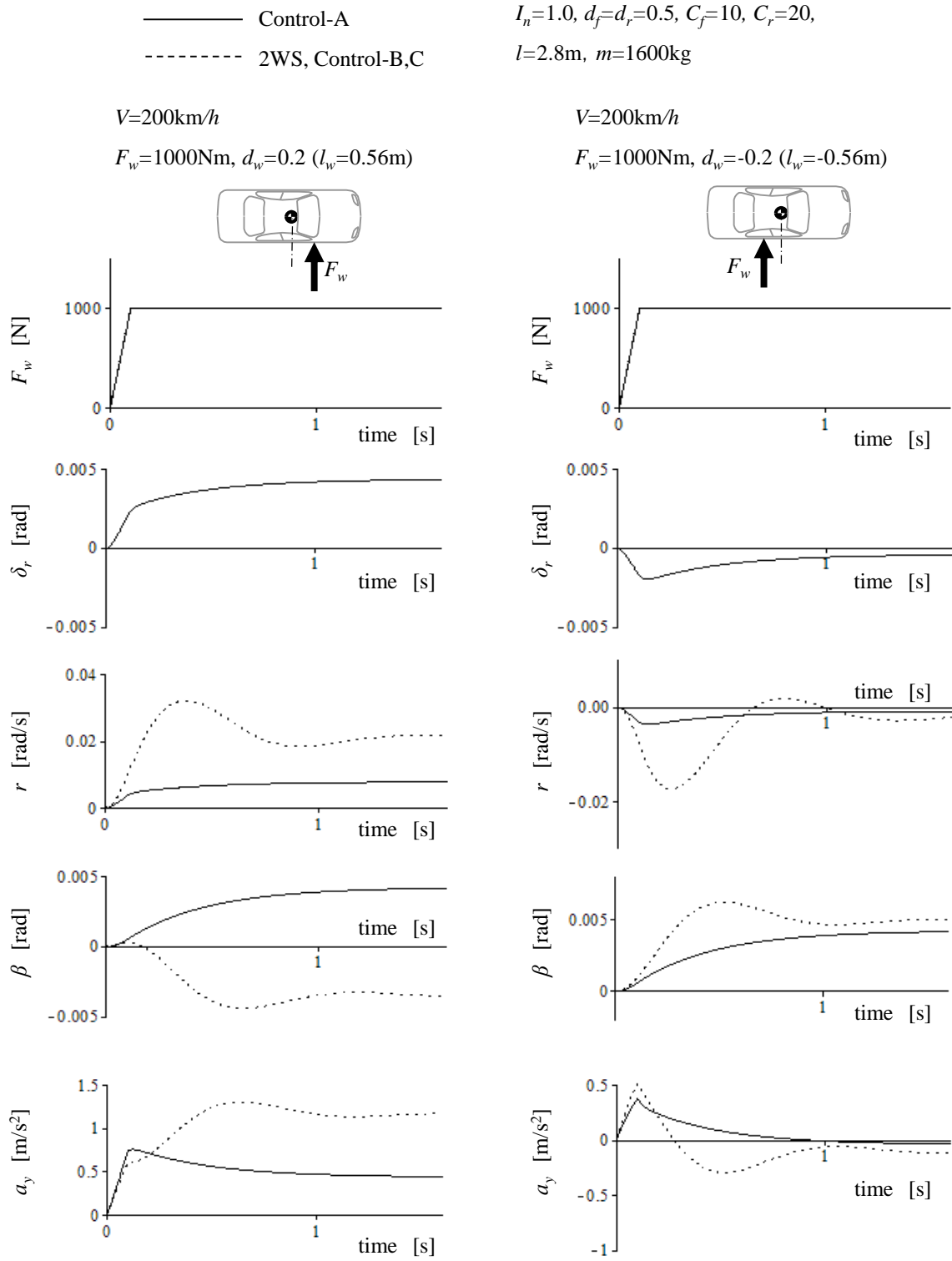


Fig.4.16 Cross Wind Disturbance Responses

++

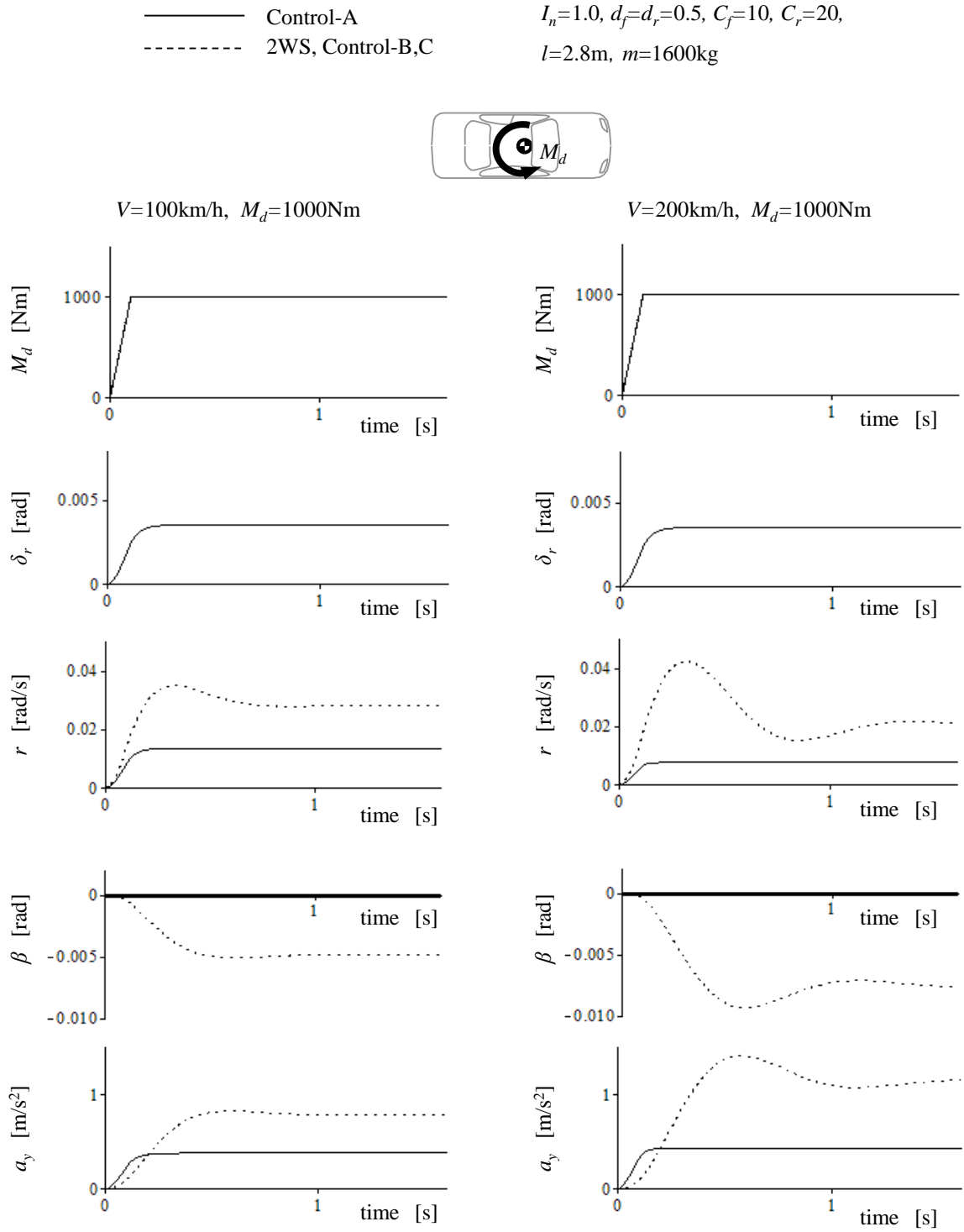


Fig.4.17 Yaw Moment Disturbance Responses

## 4.7 システム応答遅れの影響解析

以上の解析により，制御則 A による後輪アクティブステアの運動の性質が明らかになり，操舵応答性，外乱安定性に大きな効果が期待できることが確認された．しかし，この制御則はヨーレイトをフィードバックする制御であるため，システムの応答遅れに伴う安定性への影響を明確にしておく必要がある．現実のシステムにおいては，アクチュエータの応答遅れ，コンピュータ演算時間などによる応答遅れは無視できないため，これらの遅れを次式の無駄時間の近似式として仮定する．

$$e^{-\tau s} \cong \frac{2 - \tau s}{2 + \tau s} \quad (4.78)$$

式(4.6)の後輪舵角にこの遅れを考慮すると，式(4.1)，式(4.2)，式(4.3)から，車両の特性方程式は，以下の3次式となる．

$$A_3 s^3 + A_2 s^2 + A_1 s + A_0 = 0 \quad (4.79)$$

ここで，

$$\begin{aligned} A_3 &= \tau \\ A_2 &= 2 - (a_{11} + a_{22} - b_{22} K_B) \tau \\ A_1 &= -2(a_{11} + a_{22}) - 2b_{22} K_B + \{(a_{11} a_{22} + a_{12} a_{21}) - (a_{11} b_{22} - a_{21} b_{12}) K_B\} \tau \\ A_0 &= 2(a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}) + 2(a_{11} b_{22} - a_{21} b_{12}) K_B \end{aligned} \quad (4.80)$$

3次のフルビッツの安定判別条件は，

$$\begin{aligned} A_0/A_3 &> 0 \\ A_1/A_3 &> 0 \\ A_2/A_3 &> 0 \\ A_1 A_2 &> A_0 A_3 \end{aligned} \quad (4.81)$$

以上から，図 4.18 のような安定不安定領域が得られる．ハッチング部は  $\tau=0.1s$  の場合の，不安定領域である．システムの応答遅れが大きい場合，式(4.4)のヨーレイト制御係数  $K_B$  では高速で不安定になることがわかる．図の安定領域内にあることが第 1 条件であるが，安定領域内でも応答遅れによる車両特性への影響が考えられる．そこで，式(4.79)の特性根を調べることでその影響を解析する．図 4.19 に，速度 200km/h における根の位置の変化を，ヨーレイト制御係数と応答遅れ  $\tau$  の変化に対して示した．ここで，ヨーレイト制御係数は，式(4.4)の  $K_B$  の 1.0 倍（理論値），0.75 倍，0.5 倍，0.25 倍の 4 つの場合について示している．また，図 4.19 の①～⑩の各条件で，速度 200km/h，舵角ゼロ固定，ヨーレイト初期値 0.1rad/s，スリップ角初期値 0rad からの時刻歴応答を計算した結果を図 4.20 に示した．

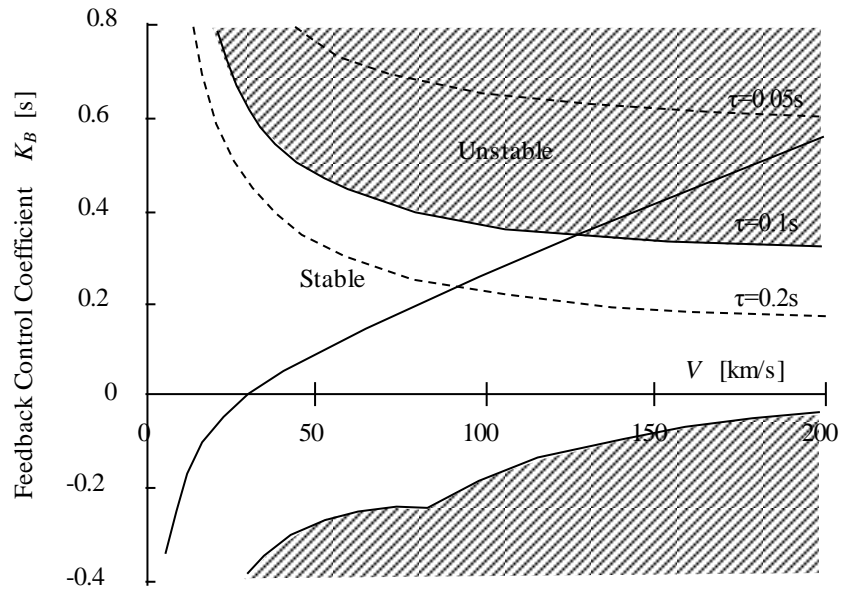


Fig4.18 Stable-Unstable Area

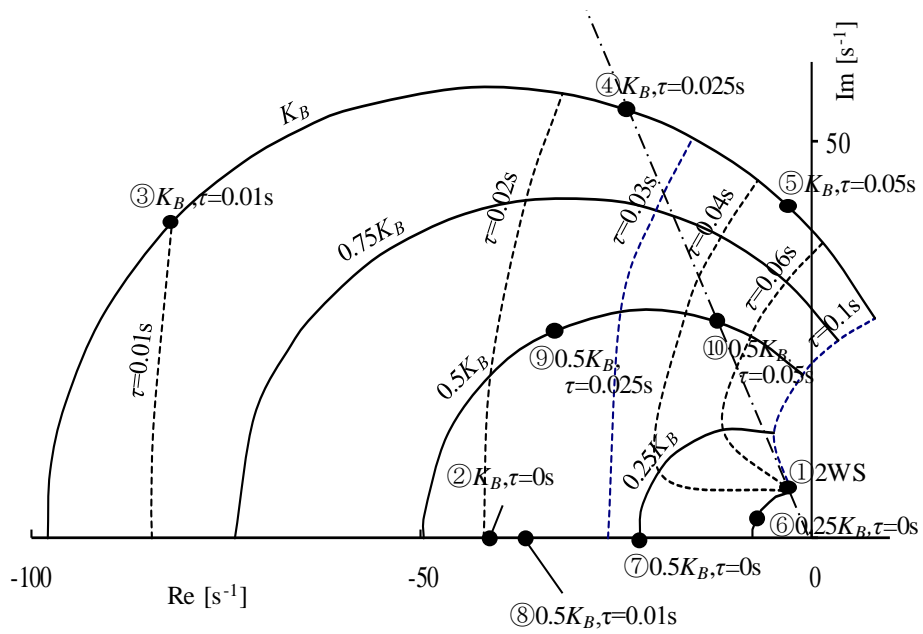


Fig4.19 Pole Location for Various System Delay  $\tau$  and Feedback Control Coefficient  $K_B$

$V=200\text{km/h}$ ,  $r_0=0.1\text{rad/s}$ ,  $\beta_0=0\text{rad}$

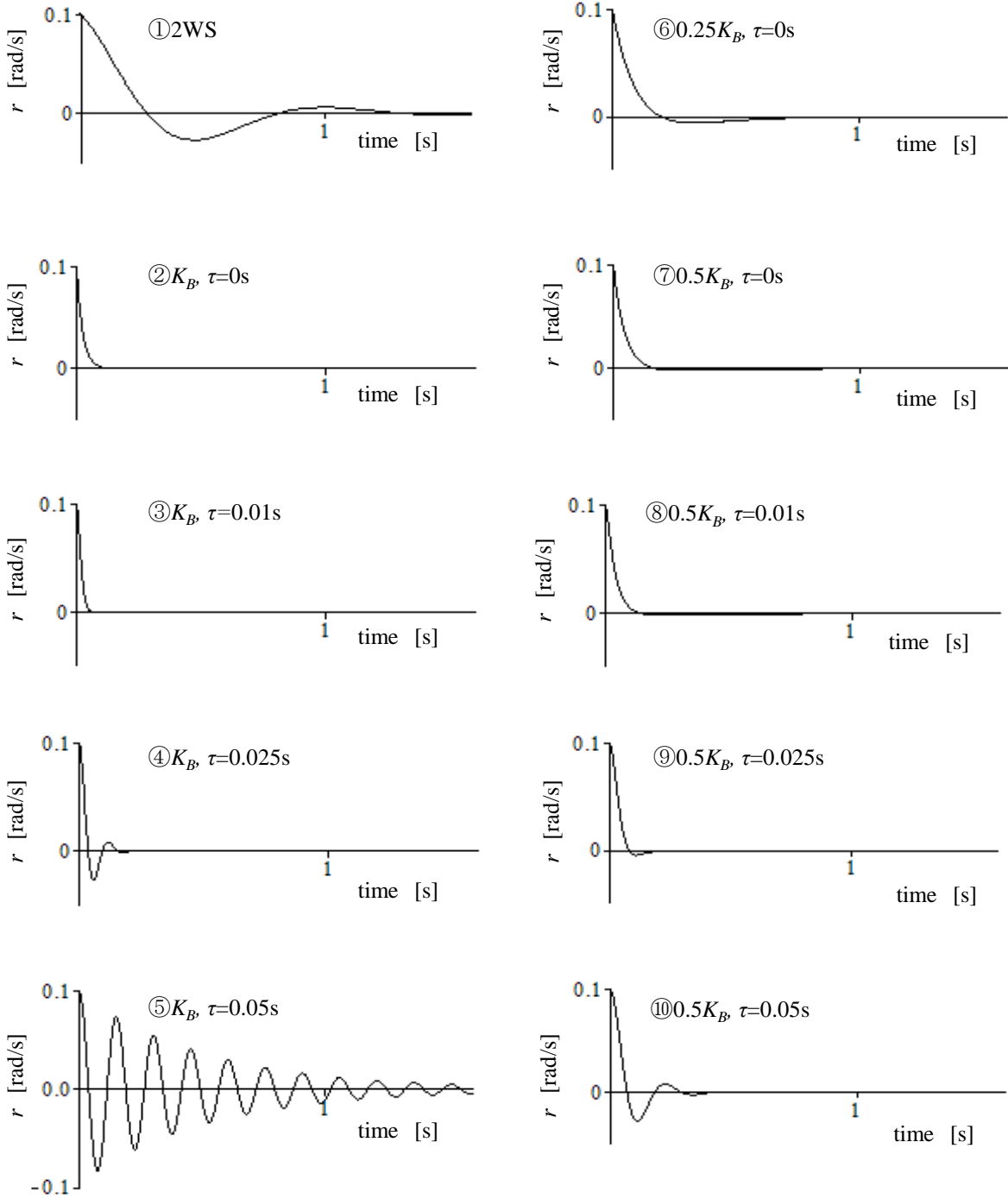


Fig4.20 Effect of System Delay  $\tau$  and Feedback Control Coefficient  $K_B$  on Yaw Rate Response



後輪アクティブステアの根は、ヨーレイト制御係数が大きいほど原点から遠くに位置するので、系の固有振動数は高く、速い応答となる。この傾向は、遅れの大きさにはよらない。また、遅れが小さい範囲では、負の実根であるので、非振動的な応答を維持する。遅れが大きくなると、複素根に変わり、さらに遅れが大きくなると、根が虚軸に近づいて、減衰の悪い応答に変化する。ヨーレイト制御係数が理論値の場合、 $\tau < 0.009$  なら負の実根、それより遅れが大きいと複素根となり、 $\tau = 0.25$  で 2WS の減衰比と同程度になる。さらに遅れが大きくなり、 $\tau = 0.055$  になると、式 (4.81) の不安定条件となって、振動的に発散する。したがって、位相進み補償制御による対応も含めて、系の応答遅れを 10ms 程度以下にすれば、制御則 A の持つ本来の特徴が維持できることがわかる。また、理論値の 0.5 倍の制御係数でも、応答性収束性の効果は十分に得られることが、図 4.19、図 4.20 から確認でき、理論値より小さな制御係数を設定することも、遅れを考慮した現実的対応方策の 1 つとなる。

## 4.8 ロール特性への影響解析

実際の車両に後輪アクティブ操舵システムを搭載するためには、平面運動特性の変化に伴うロール運動へに影響についても、明確にしておく必要がある。そこで、平面 2 自由度線形モデルから導出した制御則を、図 4.21 のようなロールを含む 3 自由度線形モデルに適用したときの操舵応答特性について調べる。ロール軸が傾斜している場合のロール運動の記述には注意が必要であり<sup>(1-13),(1-14),(4-12)</sup>、ばね下質量を無視し、ロールステア、慣性乗積はゼロとすると、運動方程式は以下となる。

$$\begin{aligned}
 mV(\dot{\beta} + r) &= 2F_f + 2F_r \\
 I\dot{r} &= 2l_f F_f - 2l_r F_r \\
 I_x \ddot{\phi} + C_\phi \dot{\phi} + (K_\phi - mgh_\phi) \phi &= 2h_{sf} F_f + 2h_{sr} F_r \\
 F_f &= -K_f \left( \beta + \frac{l_f}{V} r + \frac{h_{sf}}{V} \dot{\phi} - \delta_f \right) \\
 F_r &= -K_r \left( \beta - \frac{l_r}{V} r + \frac{h_{sr}}{V} \dot{\phi} - \delta_r \right)
 \end{aligned} \tag{4.82}$$

ここで、 $I_x$ ：ロール慣性モーメント

$C_\phi$ ：ロール減衰係数

$K_\phi$ ：ロール剛性

$\psi$ ：ロール軸傾斜角

$h_{sf}, h_{sr}$ ：重心とロールセンタとの上下方向距離

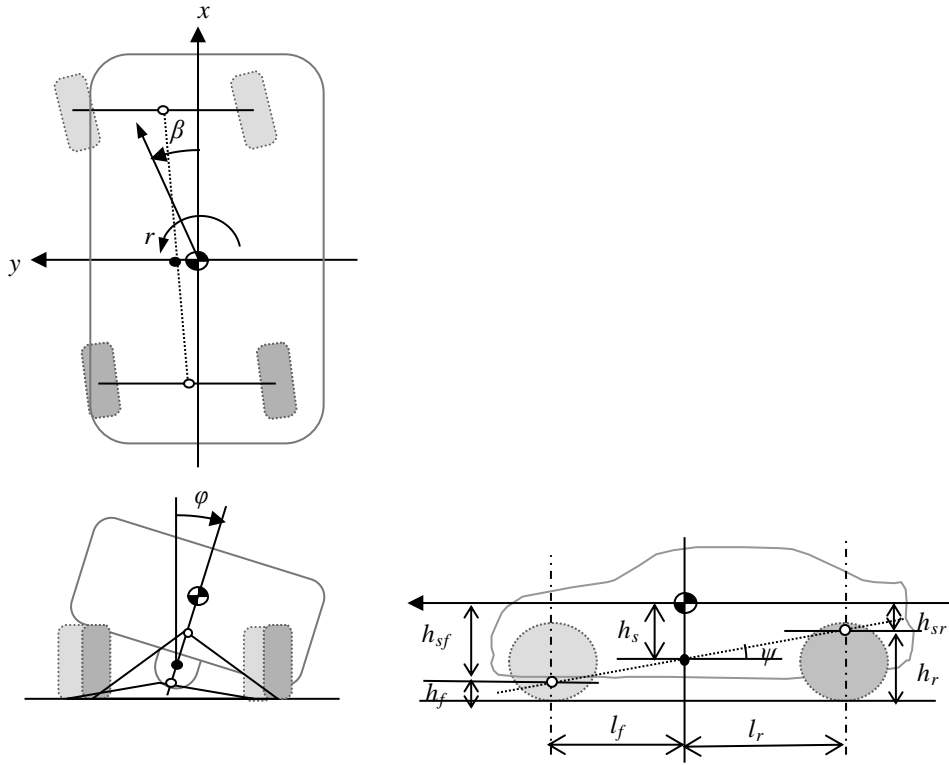


Fig.4.21 Vehicle Model with Roll Motion

前後のロールセンタ高さを  $h_f$ ,  $h_r$  とすれば,  $\psi$ ,  $h_{sf}$ ,  $h_{sr}$  は次式のように表される.

$$\begin{aligned}\psi &= \frac{h_r - h_f}{l} \\ h_{sf} &= h_s + l_f \psi = h_s + l d_f \psi \\ h_{sr} &= h_s - l_r \psi = h_s - l d_r \psi\end{aligned}\quad (4.83)$$

これらと, 平面 2 自由度モデルで用いた正規化パラメータを使って, 式(4.82)を書き換えれば, 以下となる.

$$\begin{aligned}\frac{V}{g}(\dot{\beta} + r) &= d_f C_f \left( \delta_f - \beta - \frac{l d_r}{V} r - \frac{h_s + l d_f \psi}{V} \dot{\phi} \right) + d_r C_r \left( \delta_r - \beta + \frac{l d_f}{V} r - \frac{h_s - l d_r \psi}{V} \dot{\phi} \right) \\ \frac{I_n}{g} \dot{r} &= C_f \left( \delta_f - \beta - \frac{l d_r}{V} r - \frac{h_s + l d_f \psi}{V} \dot{\phi} \right) - C_r \left( \delta_r - \beta + \frac{l d_f}{V} r - \frac{h_s - l d_r \psi}{V} \dot{\phi} \right) \\ I_x \ddot{\phi} + C_\phi \dot{\phi} + (K_\phi - m g h_s) \phi &= m V h_s (\dot{\beta} + r) + I \psi \dot{r}\end{aligned}\quad (4.84)$$

はじめに, 根軌跡を調べることににより, ロールを含む 3 自由度の運動の基本的性質を把握する<sup>(4-13)</sup>. 式(4.84)の後輪舵角  $\delta_r$  に式(4.6)を代入すると, ロール運動を考慮した制御則 A の特性方程式が以下のように得られる.

$$\begin{vmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} \end{vmatrix} = 0 \quad (4.85)$$

$$\begin{aligned} A_{11} &= s - a_{11} \\ A_{12} &= -a_{12} - b_{12}K_B = 0 \\ A_{13} &= \frac{g}{V^2} \{ (d_f C_f + d_r C_r) h_s + d_f d_r (C_f - C_r) \psi \} s \\ A_{21} &= -a_{21} \\ A_{22} &= s - a_{22} - b_{22}K_B \\ A_{23} &= \frac{g}{I_n l V} \{ (C_f - C_r) h_s + (d_r C_f + d_f C_r) \psi \} s \\ A_{31} &= -m V h_s \\ A_{32} &= -I \psi s - m V h_s \\ A_{33} &= I_x s^2 + C_\phi s + (K_\phi - m g h_s) \end{aligned} \quad (4.86)$$

上式で  $K_B=0$  とすれば、2WS の特性方程式となる．速度を 0km/h から 200km/h まで、10km/h きざみで変えたときの 2WS の根軌跡を図 4.22 に示す．横，ヨー，ロールが連成する 3 自由度モデルの特性方程式は 4 次式であり，低速を除けば 2 組の共役複素根となるが，図には虚部が正の根のみを示した．2WS では中速域で 2 組の根が互いに近づき分岐するような配置となり，平面運動とロール運動の連成が強いことがわかる．系の応答に支配的な虚軸に近いほうの根に注目すると，低速ではロールの動特性が現れやすいが，中高速では平面運動の根が支配的になって，ロール固有の動特性の性質が現れにくくなることがわかる．図 4.23 は，制御則 A によるアクティブ後輪ステアの根軌跡である．後輪アクティブステアは，平面運動の 2 つの実根と，ロール運動の 1 組の複素根となり，それぞれの根の位置は互いに離れているので，運動の連成が弱いことがわかる．平面運動の 2 実根のうち，絶対値が小さいほうは，主にスリップ角，つまり横運動を支配する根で，絶対値の大きいほうの根がヨー運動を支配する根である．非振動的な平面運動の実根に対して，ロール運動は複素根であるため，高速でもロール運動固有の振動特性が現れやすくなると考えられる．

図 4.24 は，2WS，制御則 A，制御則 C の周波数応答特性を比較した結果である．ただし，速度は 100km/h で，定常横加速度が  $1\text{m/s}^2$  となるように入力ハンドル角を調整している．制御則 A では，ヨーレイトや横加速度の位相遅れが小さく，ゲインが高周波域までフラットという平面運動特性の性質は，3 自由度モデルでも維持されるが，ロール応答ゲインに大きなピークを持つような共振が現れることがわかる．

図 4.25 は，100km/h でのステップ操舵応答の計算結果である．ただし，定常横加速度が  $1\text{m/s}^2$  となるように入力ハンドル角を調整し，ステップ操舵時の初期ハンドル角速度は  $2\pi \text{ rad/s}$  である．2WS に比べて，4WS のロールレイトが大きく発生することがわかる．ただし，制御則 A と制御

則 C のロール挙動は少し異なり，制御則 C は操舵初期に大きなロールレイトが発生，制御則 A は操舵後半に大きなロールレイトが発生している．

そこで，ステップ操舵時の初期応答について，より詳細に調べる．操舵角  $\delta_0$  のステップ操舵の  $t=0$  における初期ロール角加速度  $\dot{p}|_{t=0}$ ，初期ヨー角加速度  $\dot{r}|_{t=0}$  は，伝達関数の初期値定理より以下のように求められる．

2WS では，

$$\dot{p}|_{t=0} = \frac{2K_f h_{sf}}{I_x} \delta_{f0} = \frac{\lambda_f}{\lambda_l} \frac{g C_f}{I_n} \delta_{f0} \quad (4.87)$$

$$\dot{r}|_{t=0} = \frac{2K_f l_f}{I} \delta_{f0} = \frac{g C_f}{I_n} \delta_{f0} \quad (4.88)$$

ただし， $\lambda_l$  はロール慣性モーメント  $I_x$  とヨー慣性モーメント  $I$  との比， $\lambda_f$  は重心から前輪ロールセンタまでの上下方向距離  $h_{sf}$  と重心から前輪までの前後方向距離  $l_f$  の比である．

$$\lambda_l = \frac{I_x}{I} \quad (4.89)$$

$$\lambda_f = \frac{h_{sf}}{l_f} = \frac{h_s + l_f \psi}{l_f} = \frac{h_s}{l_f} + \psi \quad (4.90)$$

なお，定常横加速度を一定値  $a_{y0}$  に規定するときは，操舵角は， $\delta_{f0} = \frac{(1+AV^2)}{V^2} a_{y0}$  となるので，

$$\dot{p}|_{t=0} = \frac{\lambda_f}{\lambda_l} \frac{g C_f}{I_n} \frac{(1+AV^2)}{V^2} a_{y0} \quad (4.91)$$

$$\dot{r}|_{t=0} = \frac{g C_f}{I_n} \frac{(1+AV^2)}{V^2} a_{y0} \quad (4.92)$$

ステップ操舵時の初期ヨー角加速度に対する初期ロール角加速度の比は，

$$\frac{\dot{p}}{\dot{r}} \Big|_{t=0} = \frac{h_{sf}}{l_f} \frac{I}{I_x} = \frac{\lambda_f}{\lambda_l} \quad (4.93)$$

このように，2WS の初期ロール角加速度と初期ヨー角加速度の比は， $\lambda_l$  と  $\lambda_f$  によって表され， $\lambda_l$  が小さく， $\lambda_f$  が大きいほど初期ロール角速度は大きく発生する．

制御則 C では，

$$\dot{p}|_{t=0} = \frac{g(\lambda_f C_f + \lambda_r C_r K_0)}{l \lambda_l I_n} \delta_{f0} = \frac{g(\lambda_f C_f + \lambda_r C_r K_0)}{\lambda_l I_n} \left( \frac{d_r}{V^2} + \frac{1}{g l C_f} \right) a_{y0} \quad (4.94)$$

$$\dot{r}\Big|_{t=0} = \frac{g(C_f - C_r K_0)}{I_n} \delta_{f0} = \frac{g(C_f - C_r K_0)}{I_n} \left( \frac{d_r}{V^2} + \frac{1}{glC_f} \right) a_{y0} \quad (4.95)$$

$$\frac{\dot{p}}{\dot{r}}\Big|_{t=0} = \frac{1}{\lambda_l} \left( \frac{\lambda_f C_f + \lambda_r C_r K_0}{C_f - C_r K_0} \right) = \frac{1}{\lambda_l} \left\{ \frac{\lambda_f d_r C_f - \lambda_r d_f C_r + \frac{V^2}{gl} (\lambda_f + \lambda_r)}{d_r C_f + d_f C_r} \right\} \quad (4.96)$$

$$\text{ここで, } \lambda_r = \frac{h_{sr}}{l_r} = \frac{h_s - l_r \psi}{l_r} = \frac{h_s}{l_r} - \psi \quad (4.97)$$

$\lambda_r$ は重心から後輪ロールセンタまでの上下方向距離  $h_{sr}$ と重心から後輪までの前後方向距離  $l_r$ の比である．高速では  $K_0 > 0$  なので，制御則 C の初期ロール角加速度は 2WS よりも大きく発生し，ヨー角加速度に対してロール角加速度が大きく発生する挙動となる．

制御則 A では，

$$\dot{p}\Big|_{t=0} = \frac{g(\lambda_f C_f + \lambda_r C_r K_F)}{I_n} \delta_{f0} = \frac{g C_f \psi}{\lambda_l I_n} \left( \frac{1}{V^2} + \frac{1}{gl d_r C_f} \right) a_{y0} \quad (4.98)$$

$$\dot{r}\Big|_{t=0} = \frac{g(C_f - C_r K_F)}{I_n} \delta_{f0} = \frac{g C_f}{I_n} \left( \frac{1}{V^2} + \frac{1}{gl d_r C_f} \right) a_{y0} \quad (4.99)$$

$$\frac{\dot{p}}{\dot{r}}\Big|_{t=0} = \frac{\psi}{\lambda_l} \quad (4.100)$$

ロール軸傾斜角  $\psi$  は一般に小さいため，制御則 A では 操舵初期のロール角加速度は小さく， $\psi=0$  であれば， $\dot{p}\Big|_{t=0}=0$  である．しかし，ステップ操舵後半では，横加速度応答が速く立ち上がるため，図 4.25 に示したように大きなロールレイトが発生する．

以上のように，平面運動特性が向上する後輪操舵制御を実際の車両に適用する場合には，ロール挙動に対する配慮が必要となる．アクティブサスペンションやアクティブスタビライザシステムを併用して，ロールモーメント制御  $M_{xa}$  を加えることを考えると，式(4.84)の第 3 式は以下のようなになる．

$$I_x \ddot{\phi} + C_\phi \dot{\phi} + (K_\phi - mgh_s) \phi = mVh_s (\dot{\beta} + r) + I_\psi \dot{r} + M_{xa} \quad (4.101)$$

式(4.101)において，

$$M_{xa} = -mh_s V (\dot{\beta} + r) - I_\psi \dot{r} = -mh_s a_y - I_\psi \dot{r} \quad (4.102)$$

となるようなロールモーメント制御をすれば，式(4.101)の右辺はゼロとなる．つまり，横加速度に比例するロール抑制モーメントと，ヨー角加速度に比例するロール抑制モーメントの和を付加

することで、操舵時にロールは発生しなくなる。なお、式(4.102)は、後輪を操舵するか否かにかかわらず、あるいは、後輪操舵の制御則によらず、操舵時のロールを発生させないロールモーメント制御の論理である。より現実的な対応法としては、ばね力や減衰力をアダプティブに可変するサスペンションを併用して、速い操舵時にロール剛性やロール減衰を増加して、ロール挙動を抑制することも有効である。図 4.24、図 4.25 には、制御則 A において、ロール剛性とロール減衰をそれぞれ 2 倍したときの応答も示した。このとき、ロールレイトは 2WS と同程度に抑えられている。サスペンションでの対応に制約がある場合には、後輪操舵の制御係数を理論値よりも小さく設定することも現実的な対応法である。

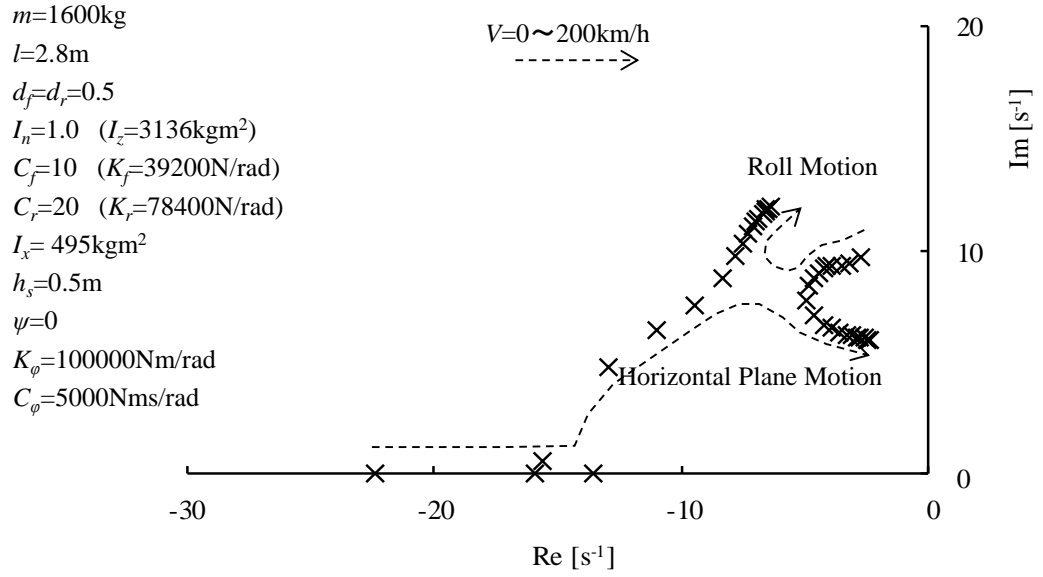


Fig.4.22 Root Locus of 2WS with Variable Vehicle Speed

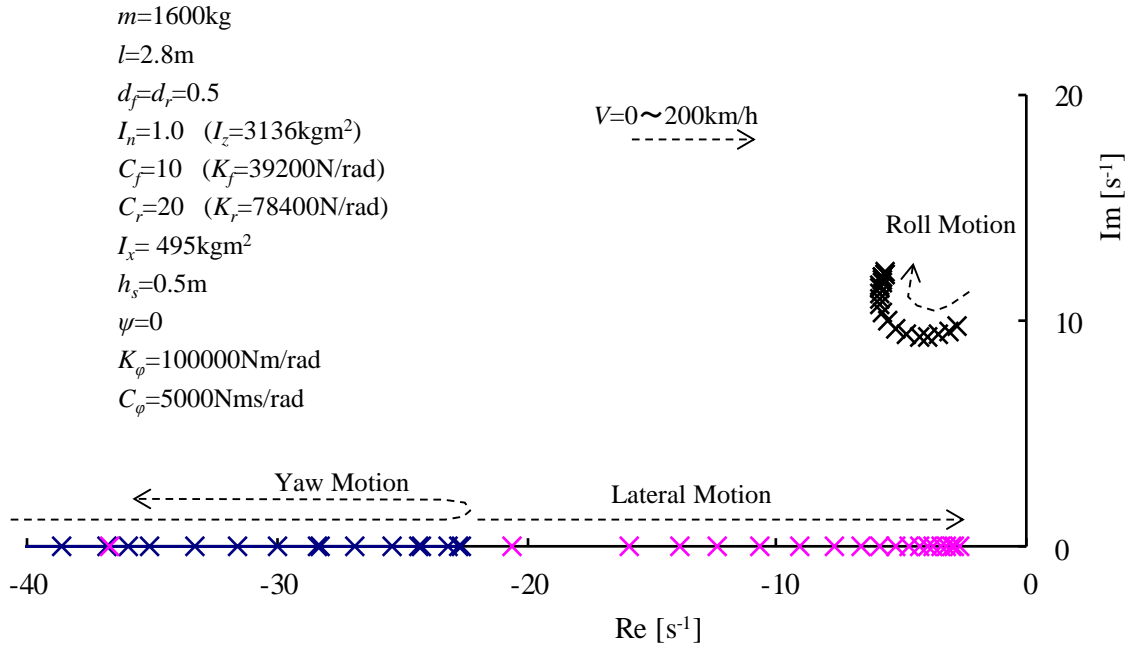


Fig.4.23 Root Locus of 4WS (Control-A) with Variable Vehicle Speed

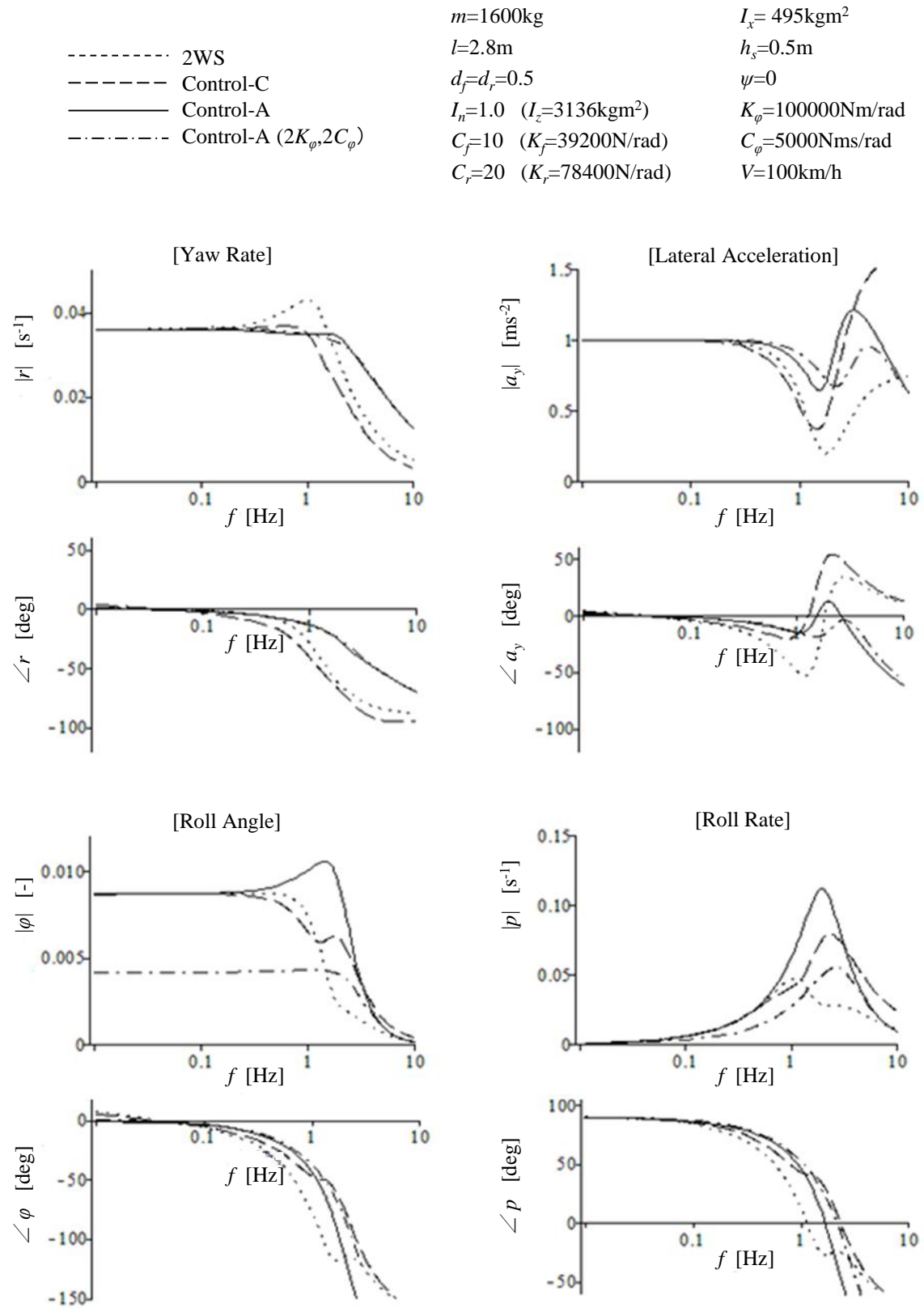
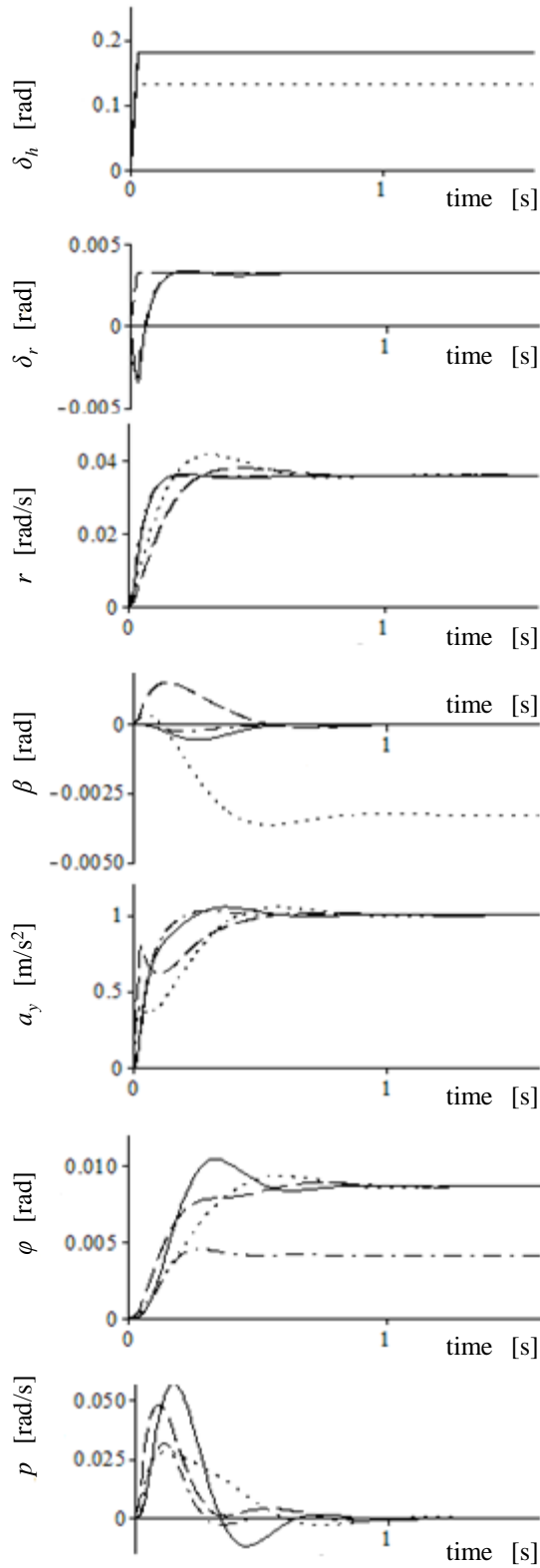


Fig4.24 Frequency Responses with Roll Motion





$m=1600\text{kg}$   
 $l=2.8\text{m}$   
 $d_f=d_r=0.5$   
 $I_n=1.0$  ( $I_z=3136\text{kgm}^2$ )  
 $C_f=10$  ( $K_f=39200\text{N/rad}$ )  
 $C_r=20$  ( $K_r=78400\text{N/rad}$ )  
 $I_x=495\text{kgm}^2$   
 $h_s=0.5\text{m}$   
 $\psi=0$   
 $K_\phi=100000\text{Nm/rad}$   
 $C_\phi=5000\text{Nms/rad}$   
 $V=100\text{km/h}$

----- 2WS  
 ----- Control-C  
 ----- Control-A  
 -.-.-.-.- Control-A ( $2K_\phi, 2C_\phi$ )

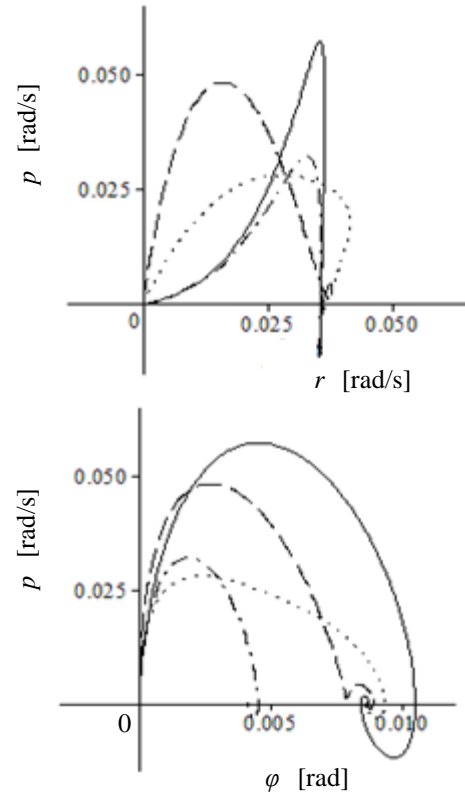


Fig.4.25 Step Steer Responses with Roll Motion

## 4.9 閉ループシミュレーション

前節までの解析により，提案する後輪アクティブステア制御の運動性能の基本特性と，それを具現化するための対応方策が明らかになった．本節では，閉ループシミュレーションによりその特性を確認する．シミュレーションモデルは，タイヤ非線形特性，サスペンションアライメント変化，制御系の応答遅れなどを考慮した4輪モデルで，ドライバの操舵特性は基礎的な1次予測モデルである．また，第4.7節，第4.8節の解析結果を考慮して制御係数は理論値の1/2とした．

図4.26はレーンチェンジの応答，図4.27は横風遭遇時の計算結果であり，車両横変位の時間応

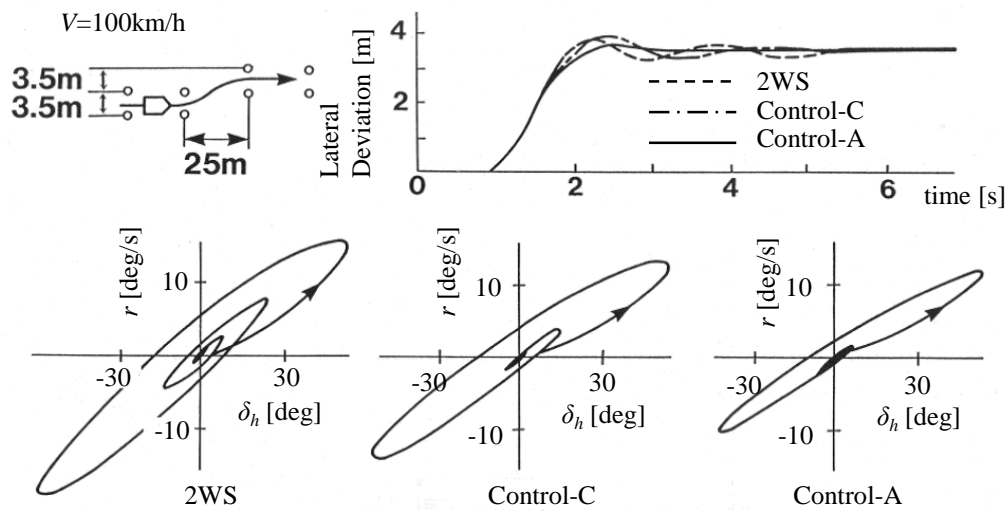


Fig.4.26 Behavior in Lane Change (Simulation)

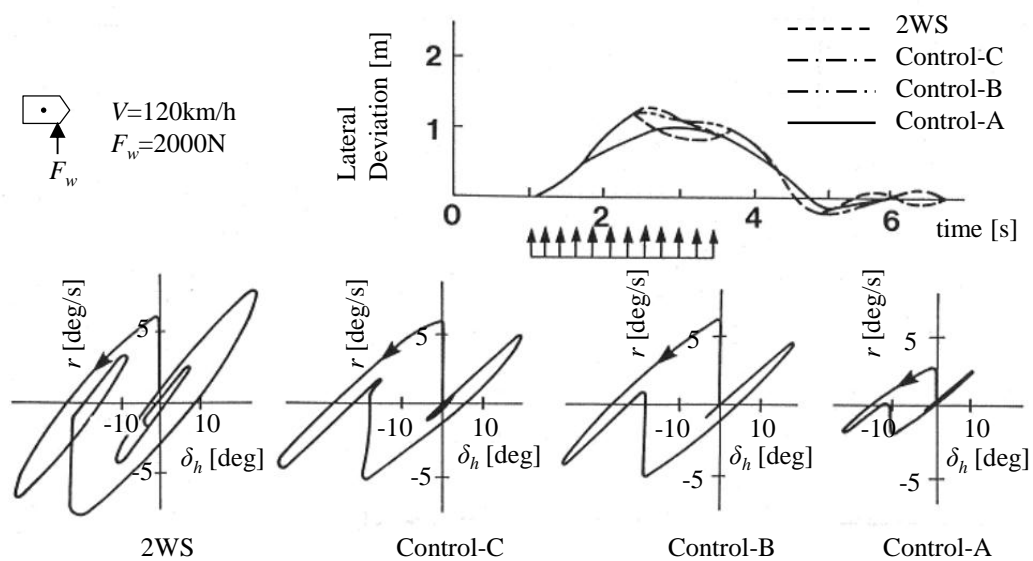


Fig.4.27 Behavior in Cross Wind (Simulation)

答とハンドル角とヨーレイトのリサージュ応答を示した。ドライバ操作を含む閉ループ応答でも、制御則 A の効果が大きいことが確認できる。なお、フィードフォワードの制御則 B、制御則 C も、閉ループ評価においては、横風外乱に対する効果がみられる。

## 4.10 実験性能評価

次に実車走行実験による評価検証を行う。実験には、ヨーレイトセンサ、舵角センサ、車速センサ、コントロールユニット、電気モータによる後輪操舵機構を搭載する実験車を用いた。図 4.28 に実験車の車両諸元とその構成を示す。また、第 4.8 節で述べたロール挙動の抑制のために、制御サスペンションシステムを搭載している。制御則 A をベースに、現実的な条件下で適合した実際のアクティブ四輪操舵（以降 A-4WS と略す）について、制御則 C をベースに適合した四輪操舵（C-4WS）、後輪を制御しない場合（2WS）と対比して実験を行った。

図 4.29 は、発生横加速度が  $5\text{m/s}^2$  程度のパルス操舵試験<sup>(4-14)</sup>によるヨーレイト、横加速度の周波数応答特性の実験結果である。A-4WS は高周波域までゲインがフラットで位相遅れが小さい。図 4.30 は図 4.26 のシミュレーションと同じ条件でのレーンチェンジ試験の結果である。A-4WS はスリップ角が小さく、操舵に対するヨーレイト、横加速度の追従性、収束性が向上している。また、ゆっくりとした少ない操舵で、かつ短時間でレーンチェンジが完了しており、ドライバの負担低減の観点からも効果が大きいことを確認した。

図 4.31 は、横風応答試験（ドライバは修正操舵をしないオープンループ試験）の結果である。A-4WS は横変更量や車両挙動変化が半減していることがわかる。図 4.32 は摩擦係数が左右で異なる路面での制動試験の結果である。これは、第 4.6 節で述べたヨーモーメント外乱に相当するケースである。ただし、この実験はドライバが修正操舵を行う閉ループ評価である。A-4WS は車両の挙動変化が少なく、修正操舵が容易になることを確認した。

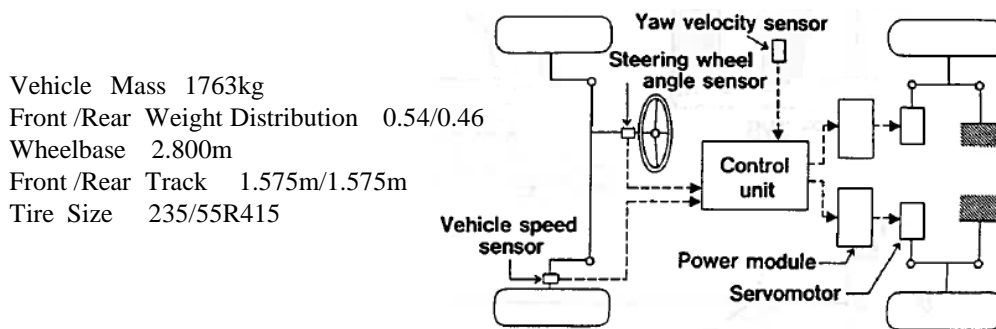


Fig.4.28 Construction of Experimental Vehicle with Active 4WS

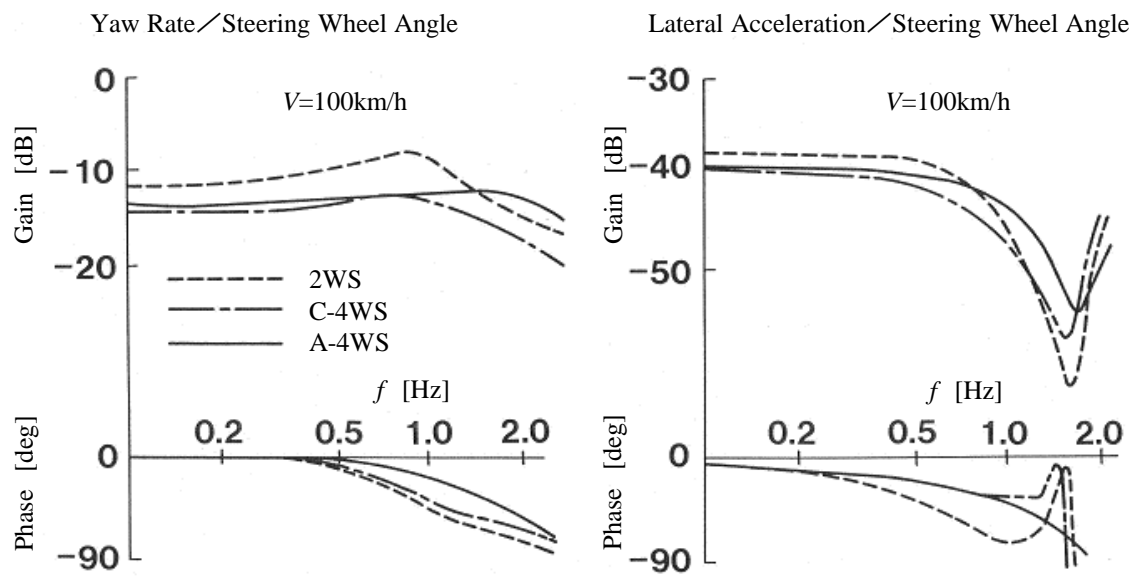


Fig.4.29 Frequency Response (Experiment)

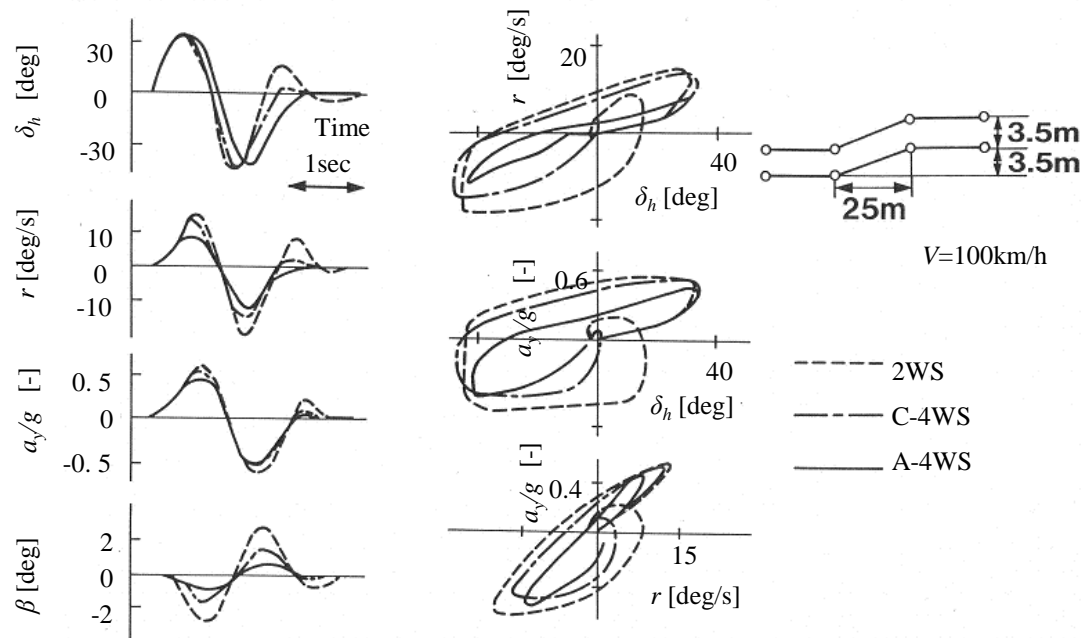


Fig.4.30 Behavior in Lane Change (Experiment)

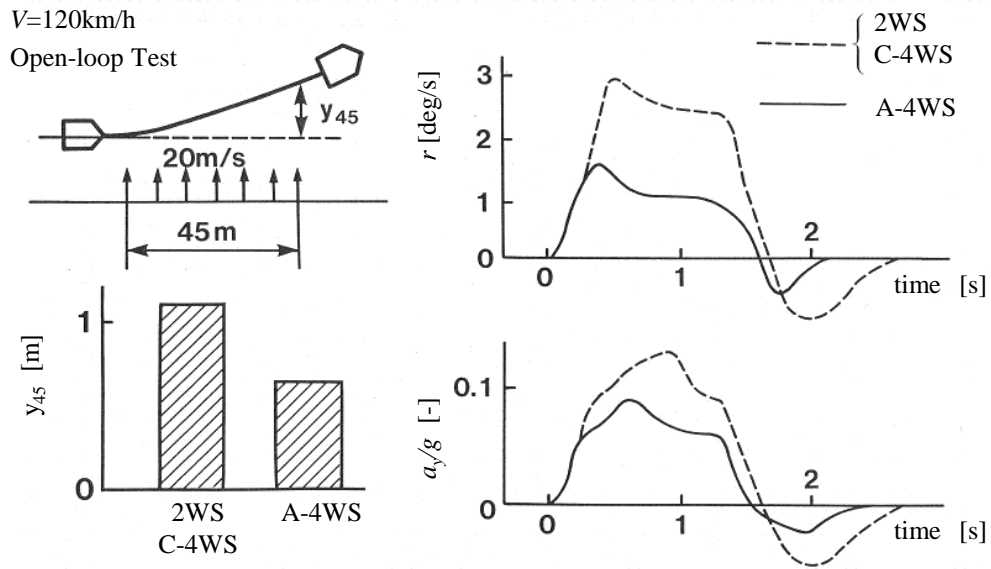


Fig.4.31 Behavior in Cross Wind (Experiment)

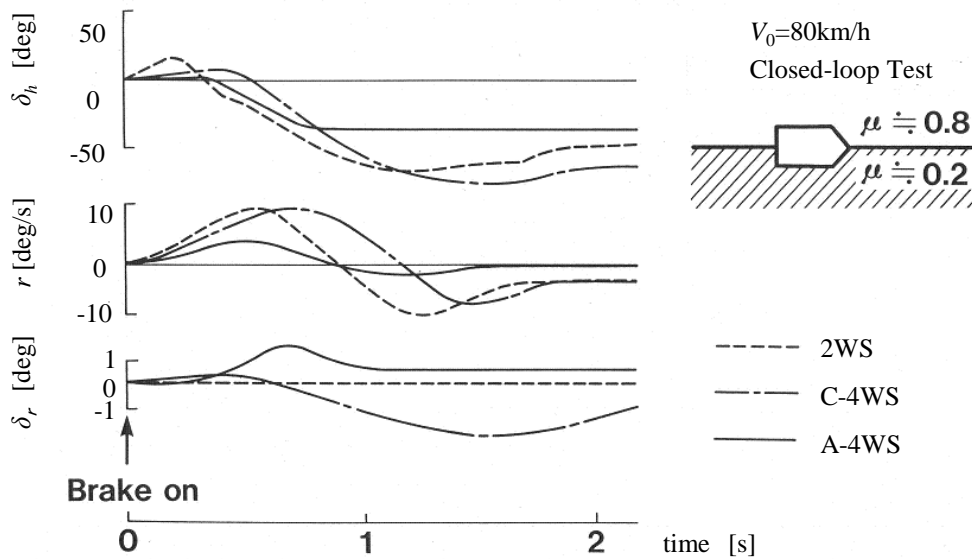


Fig.4.32 Behavior in Braking on Split  $\mu$  Road (Experiment)

## 4.11 まとめ

本章では、ドライバの操舵感覚に合致し、外乱に対してもロバストなヨーレイトフィードバック型の後輪操舵制御システムを具現化するための研究を実施した。

線形 2 輪モデルの状態方程式の考察から、操舵入力時に車体スリップ角速度への入力がゼロとなるような制御係数を用いたフィードバック制御則について、その制御構造、および運動の性質をフィードフォワード制御則と対比して、解析的に明らかにした。

- ・操舵応答特性は、過渡状態も含めてスリップ角がゼロとなり、ヨーレイト、横加速度の応答は 1 次遅れ特性となる。なお、この 1 次遅れ時定数は、後輪の CP に依存しない。また、セルフアライニングトルク(SAT)は 1 次進み遅れ特性となり、操舵角に対する位相遅れが解消する。そのため、ドライバの操舵感覚と合致する操舵トルク特性とするための、操舵系への減衰付与による補填位相進みトルクは少なく済む。
- ・横風外乱、およびヨーモーメント外乱に対する応答は非振動的となり、外乱に対するヨーレイトや横加速度のゲインが低減し、直進するための修正舵角が減少する。また、ヨーモーメント外乱に対しては、スリップ角は過渡状態も含めてゼロとなる。

つぎに、この制御則を具現化するための課題を明らかにし、その対応方策を考案した。

- ・アクチュエータの応答時間やコンピュータの演算時間などに起因するシステムの応答遅れの影響を、安定判別と特性根解析により明らかにし、応答遅れに対応したヨーレイト比例制御係数の設定範囲を示した。
- ・ロール運動への影響を、根軌跡解析、周波数応答解析、ステップ応答解析により明らかにした。4WS は、平面運動との連成が弱いため、ロール固有の特性が現れやすいこと、ステップ的な過渡入力時のロール速度が大きくなることなど、操舵に対するロール挙動が大きく発生する。その対応として、ロールモーメント制御の論理を導き、サスペンション制御と併用することの有効性を示した。

以上の解析に基づいて構築したシステムの操舵応答性、外乱安定性について、閉ループシミュレーション、および実車実験により検証し、狙いの性能が具現化されることを確認した。

なお、本章の研究などを基に、ヨーレイト情報を利用した後輪操舵システムが実用化された(図 4.33<sup>(4-15)</sup>)。これは、本格的な運動状態に基づいたシャシー制御システムであり、第 7 章で述べるスタビリティコントロールシステムなど、車両運動制御システムが発展、普及していく先駆的な役割を担った。

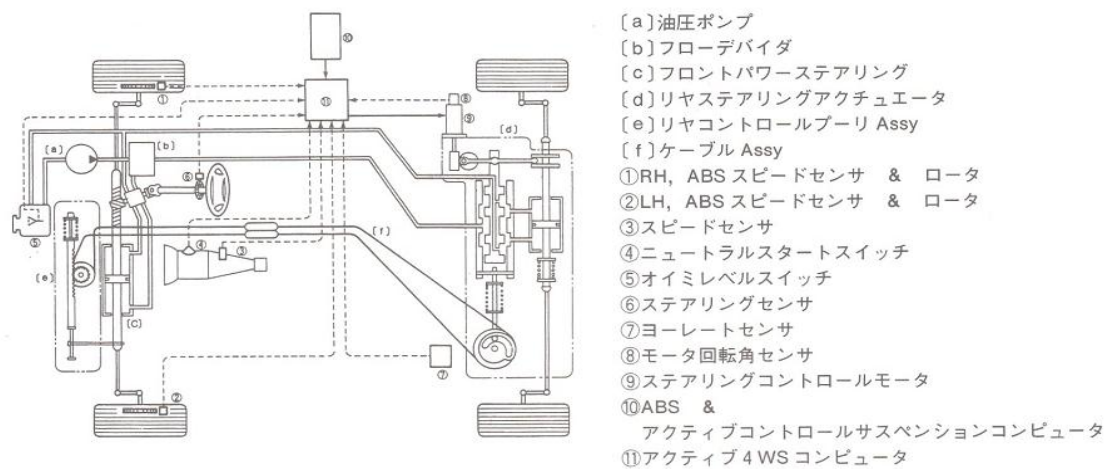


Fig.4.33 Active 4WS System of Product Car (4-15)





## 第 5 章

### 非線形性を考慮した操縦性安定性設計

## 5.1 はじめに

第2章、第3章、第4章では、線形領域の運動を対象に操縦性安定性の基本計画手法、評価手法、後輪操舵制御による性能実現手法に関する研究を実施した。実際の車両には様々な非線形要因が存在するので、それらの影響を考慮し、より広い運動領域を対象とした解析、設計手法を構築することも必要となる。

旋回性能に影響する主な非線形要因は、タイヤ横力のスリップ角に対する非線形性、タイヤ横力の荷重に対する非線形性、パワーステアリング特性やセルフアライニングトルク特性に起因する操舵系の非線形性である。安部は、スリップ角に対するタイヤ横力特性を2次式で近似し、それから得られる局所的なコーナリングパワーを、線形2輪モデルに拡張して理論的に取り扱う解析手法を示している<sup>(5-1)</sup>。古川<sup>(2-10)</sup>や Gillespie<sup>(5-2)</sup>は、タイヤの荷重非線形性に関する解析法を示し、野崎<sup>(5-3)</sup>や久代ら<sup>(5-4)</sup>は操舵系の非線形特性の影響について解析を行っている。このように、個々の非線形要因に着目した解析は実施されているが、主要な非線形要因全体を考慮し、実際の車両に対応する旋回非線形特性を大域的に議論するような場合には、数値シミュレーションを用いた検討<sup>(5-5)~(5-9)</sup>を実施することが多く、解析的なアプローチは、あまり行われていないように思われる。車両の開発初期の性能計画段階においては、非線形要因のメカニズムを直接的に把握しながら、各機構や制御システムに性能割付をしていくことが重要となるので、大域的に考察可能な解析手法も必要であると考えられる。

本章では、はじめに、実際の車両の旋回非線形特性を効率的に評価する手法について述べる。次に、タイヤ特性や操舵系特性などの主要な非線形要因を考慮した局所コーナリングパワーを定式化し、第2章の線形モデルに拡張することで、実際の車両の旋回特性に対応した、大域的な解析が可能となることを示す。これにより、重心高、トレッド、ロール剛性配分、ロールセンタ高、パワーステアリング特性、操舵系剛性分布などの主要な設計諸元が旋回特性に及ぼす寄与を、定量的に示す。また、3種類のシャシー制御（ステア角制御、接地荷重制御、制駆動力左右差制御）システムの効果領域とその程度を示し、非線形領域で有効な制御システム活用について述べる。

## 5.2 旋回非線形特性の評価

本節では、実際の車両が、横加速度に対してどのような非線形特性を有しているのかを把握する。横加速度が大きな領域までの旋回特性を評価するには、旋回半径、操舵角、速度のいずれか1つを固定し、いくつかの横加速度ごとに定常円旋回特性を調べる方法が一般に行われる<sup>(5-10)</sup>。Allen らは、旋回半径一定の定常円旋回試験により、車両の旋回特性の特徴を調べている<sup>(5-11)</sup>。本節では、車速を一定に保持し、直進状態から限界横加速度に達するまで緩やかに切り増し操舵

をする準定常旋回試験により、車両の旋回特性を調べる。こうした、準定常旋回試験は、以下の  
ような点で有用と考える。

- ・横加速度に対する旋回特性の変化を連続的に評価できる
- ・ハンドル角を修正する必要がなく、効率的で安定した結果が得られる
- ・速度一定の理論解析と対応が取りやすい

このような準定常旋回試験におけるハンドル角変化に対する横加速度変化から、スタビリティ  
ファクタを次式によって求める。なお、線形域の特性と区別するために、スタビリティファクタ  
の記号は  $A^*$  としている。

$$A^* = \frac{1}{IN_s \frac{\Delta a_y}{\Delta \delta_h}} - \frac{1}{V^2} \quad (5.1)$$

準定常旋回試験により得られたスタビリティファクタの乗用車 10 台（スモールサイズハッチバ  
ック 1 台、コンパクトサイズハッチバック 3 台、ミッドサイズセダン 4 台、ラージサイズセダン  
1 台、SUV 1 台）の例を図 5.1 に示す。車速 100km/h における 6 回の測定データを平均化した結  
果であり、図の横軸は、重力加速度単位の横加速度である。

また、各車両の特徴をより詳しく評価するために、準定常旋回試験におけるハンドル角、ヨー  
レート、スリップ角、横加速度の時刻暦応答データから、局所的なヨーレートゲイン  $G_R^*$ （ハン  
ドル角変化に対するヨーレート変化）、および局所的なスリップ角ゲイン  $G_B^*$ （横加速度変化に  
対する車体スリップ角変化）を以下によって求める。

$$G_R^* = \frac{\Delta r}{\Delta \delta_h} = \frac{\Delta r / \Delta t}{\Delta \delta_h / \Delta t} \quad (5.2)$$

$$G_B^* = \frac{\Delta \beta}{\Delta a_y} = \frac{\Delta \beta / \Delta t}{\Delta a_y / \Delta t} \quad (5.3)$$

局所ヨーレートゲイン、局所スリップ角ゲインが、横加速度に対してどのように変化しているか  
を調べることににより、車両の旋回非線形特性の特徴が確認できる。図 5.2、図 5.3 に、計測した  
10 台の車両の局所的なヨーレートゲインとスリップ角ゲインを示した。横加速度が大きい領域  
では、いずれの車両も、局所ヨーレートゲインが減少し、局所スリップ角ゲインの絶対値が増大  
するが、その変化の程度は様々である。また、横加速度が小さな領域に着目すると、特に局所ヨ  
ーレートゲインは、車両によって異なった変化をしている。横加速度の増加に対して局所ヨー  
レートゲインが一旦やや増加傾向を示す車両、横加速度の増加につれて単調減少傾向を示す車両な  
ど様々である。このように、実際の車両は、横加速度の小さな領域でも非線形特性を示している  
ことが確認できる。

さらに，局所ヨーレイトゲイン  $G_R^*$  と局所スリップ角ゲイン  $G_B^*$  から，左右輪を平均した局所的な正規化 CP  $C_f^*, C_r^*$  を，以下により求める．

$$C_f^* = \frac{1}{g \left( \frac{1}{G_R^* N_s V} - G_B^* - \frac{ld_r}{V^2} \right)} \quad (5.4)$$

$$C_r^* = \frac{1}{g \left( \frac{ld_f}{V^2} - G_B^* \right)} \quad (5.5)$$

計測した 10 台の乗用車の前後輪の局所 CP を求めた結果を，図 5.4，図 5.5 に示す．横加速度が小さいときの値が，線形モデルにおける正規化等価 CP に相当する．前輪はタイヤ CP の 1/2 程度の値となっており，主に操舵系の弾性変形の影響によるものと考えられる．また，後輪は，第 2.6 節で述べたような初期ホイールアライメントや，サスペンションのコンプライアンスステアやロールステアなどの設定によって，タイヤ CP に対し十数%程度増減した範囲にあり，前輪の 2 倍近い値となっている．前後輪の局所 CP は，横加速度が大きくなるにつれて減少し，限界横加速度付近ではゼロに近づく．横加速度が小さい領域での前輪の局所 CP は，横加速度に対して変化が小さい車両，減少傾向が大きい車両など様々である．

以上のようにして，横加速度に対する旋回非線形特性や，前後輪の局所的な CP が把握できる．次節以降で，このような実際の車両非線形特性に対応する解析モデルを構築する．

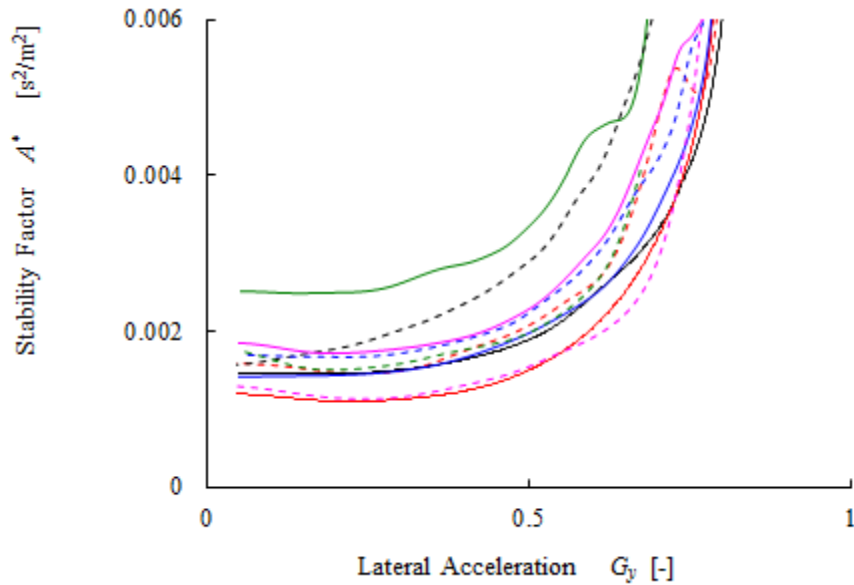


Fig.5.1 Measured Stability Factor of 10 Passenger Cars

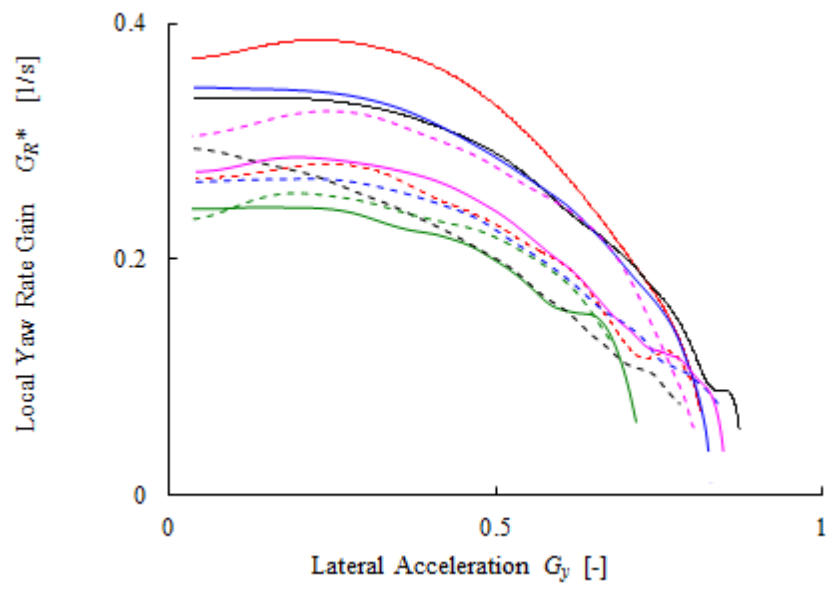


Fig.5.2 Measured Local Yaw Rate Gain of 10 Passenger Cars

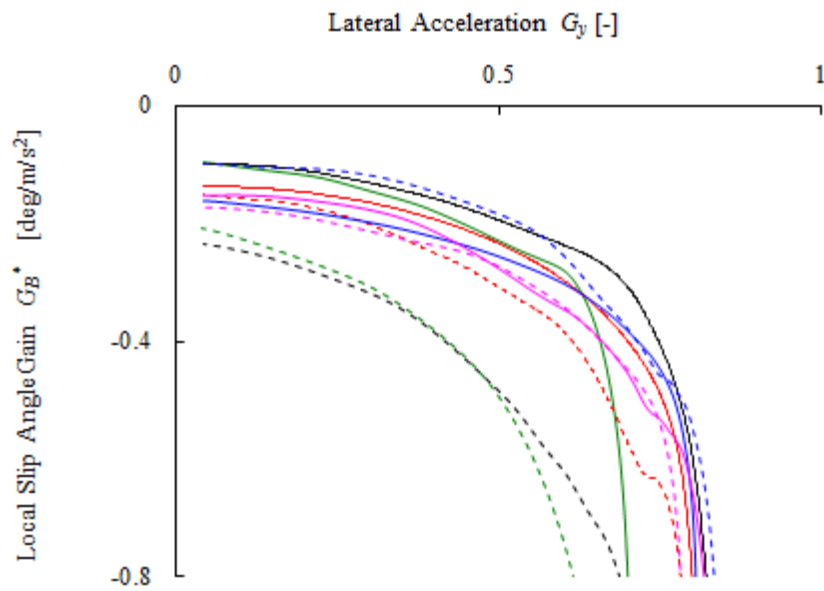


Fig.5.3 Measured Local Slip Angle Gain of 10 Passenger Cars

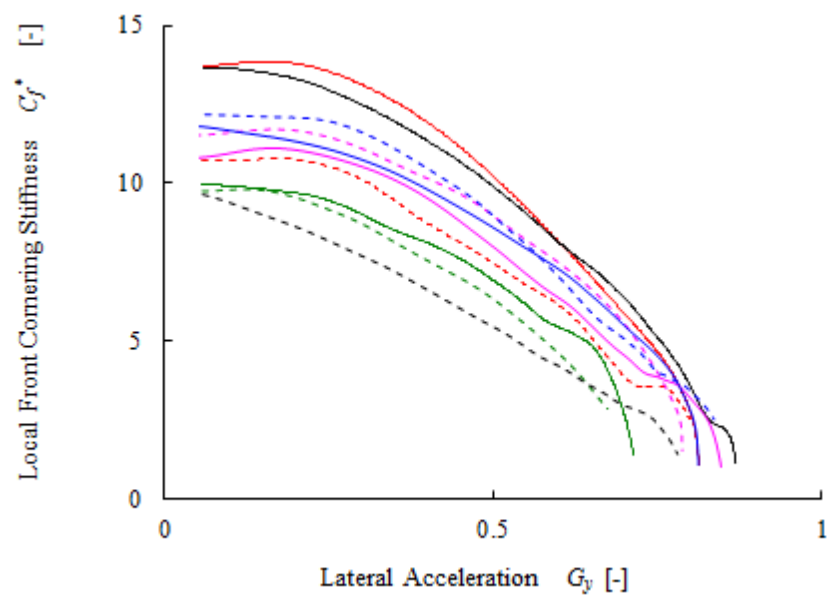


Fig.5.4 Measured Front Local Cornering Stiffness of 10 Passenger Cars

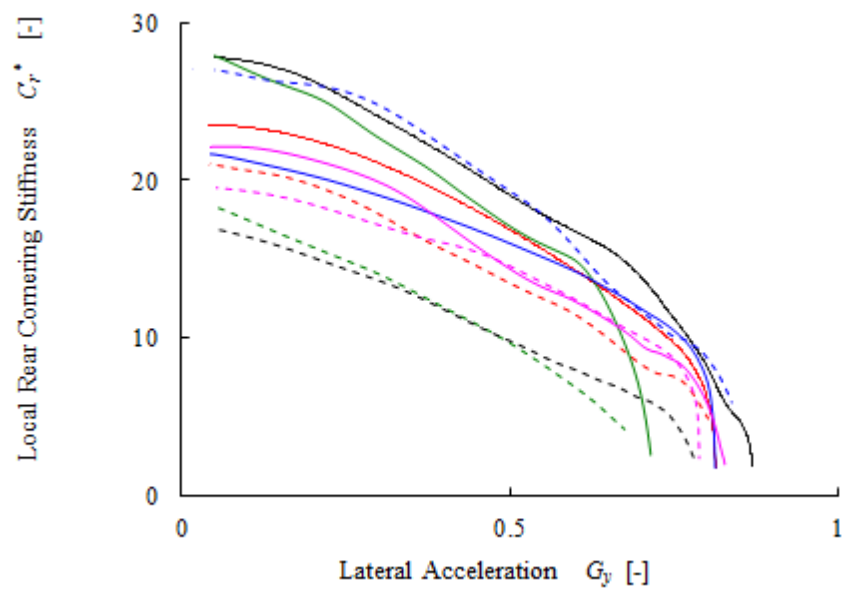


Fig.5.5 Measured Rear Local Cornering Stiffness of 10 Passenger Cars

### 5.3 タイヤ横力のスリップ角に対する非線形性の定式化

車両が旋回非線形特性を示す主要因の 1 つは、タイヤ横力がスリップ角の増加と共に飽和する非線形性を有しているためである。本節では、その非線形性を力学的に表現しているフィアラモデル<sup>(5-12),(5-13)</sup>、あるいはブラシモデル<sup>(5-14)</sup>を参考に、実際のタイヤ特性に対応する局所 CP を導出する。フィアラモデル、あるいは接地圧分布を 2 次としたブラシモデルの横力特性は、以下のよう表される。

$$F = Kv \left\{ 1 - \frac{1}{3} \frac{Kv}{\mu W} + \frac{1}{27} \left( \frac{Kv}{\mu W} \right)^2 \right\} \quad (5.6)$$

$F$  : 横力

$W$  : 荷重

$K$  : コーナリングパワー

$\mu$  : 摩擦係数

$v$  : 横スリップ比 $=\tan \alpha$  ( $\alpha$  : スリップ角)

式(5.6)を  $v$  で偏微分すると、局所 CP  $K^*$  は次式となる。

$$K^* = \frac{\partial F}{\partial \alpha} \approx \frac{\partial F}{\partial v} = K \left\{ 1 - \frac{2}{3} \frac{Kv}{\mu W} + \frac{1}{9} \left( \frac{Kv}{\mu W} \right)^2 \right\} = K \left( 1 - \frac{1}{3} \frac{Kv}{\mu W} \right)^2 \quad (5.7)$$

式(5.6)と式(5.7)から  $v$  を消去して、局所 CP と横力との関係を求めると、

$$K^* = K \left( 1 - \frac{F}{\mu W} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (5.8)$$

式(5.8)の両辺を荷重で除すと、正規化した局所 CP  $C^*$  は以下のように書ける。

$$C^* = C \left( 1 - \frac{F}{\mu W} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (5.9)$$

ここで、 $C$  は、スリップ角ゼロ周りの正規化 CP である。

局所 CP を、スリップ角ゼロ周りの CP との比で表せば、

$$\frac{K^*}{K} = \frac{C^*}{C} = \left( 1 - \frac{F}{\mu W} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (5.10)$$

図 5.6 は、2 種類の乗用車タイヤの横力特性をフラットベルトタイヤ試験機<sup>(5-15)</sup>で実測し、マジックフォーミュラー関数<sup>(1-19),(5-16)</sup>で同定して求めた横力特性（右図）と、局所 CP（左図）を、

ブラシモデルによる式(5.6), 式(5.9)と比較した結果である。ブラシモデルと比較すると、計測したタイヤの横力特性は、原点勾配と最大値の2直線で表される折れ線特性に近接しており、横力増加に対する局所 CP の減少の程度はブラシモデルほど急激でないことがわかる。そこで、式(5.13)を修正し、次式のように指数  $n$  を加えることにより、実際のタイヤ特性を表現する。

$$\frac{K^*}{K} = \frac{C^*}{C} = \left\{ 1 - \left( \frac{F}{\mu W} \right)^n \right\}^{\frac{2}{3}} \quad (5.11)$$

式(5.11)において、図 5.6 に示したタイヤ A(195/65R15)は  $n=2$ 、タイヤ B(225/45R17)は  $n=3$  程度で近似できることがわかる。なお、ブラシモデルの場合は  $n=1$  である。修正した式(5.11)のタイヤモデルの横力特性と、局所 CP 特性を図 5.7 に示す。ブラシモデルは、スリップ角に対する横力の原点勾配  $C$  と最大値  $\mu$  の2つのパラメータで横力特性を規定するが、折れ線特性への近接程度を表わす指数  $n$  を加えることにより、実際のタイヤ特性に対応する表現となる。

また、式(5.11)を平面2輪モデルに適用するとき、定常旋回を考えれば、 $F = W G_y$  の関係があるので、前後輪の局所 CP は横加速度の関数として次式のように表すことができる。

$$\frac{K_i^*}{K_i} = \frac{C_i^*}{C_i} = \left\{ 1 - \left( \frac{G_y}{\mu_i} \right)^n \right\}^{\frac{2}{3}} \quad (5.12)$$

ここで、添え字  $i$  は、前輪( $i=f$ )、および後輪( $i=r$ )を表す。

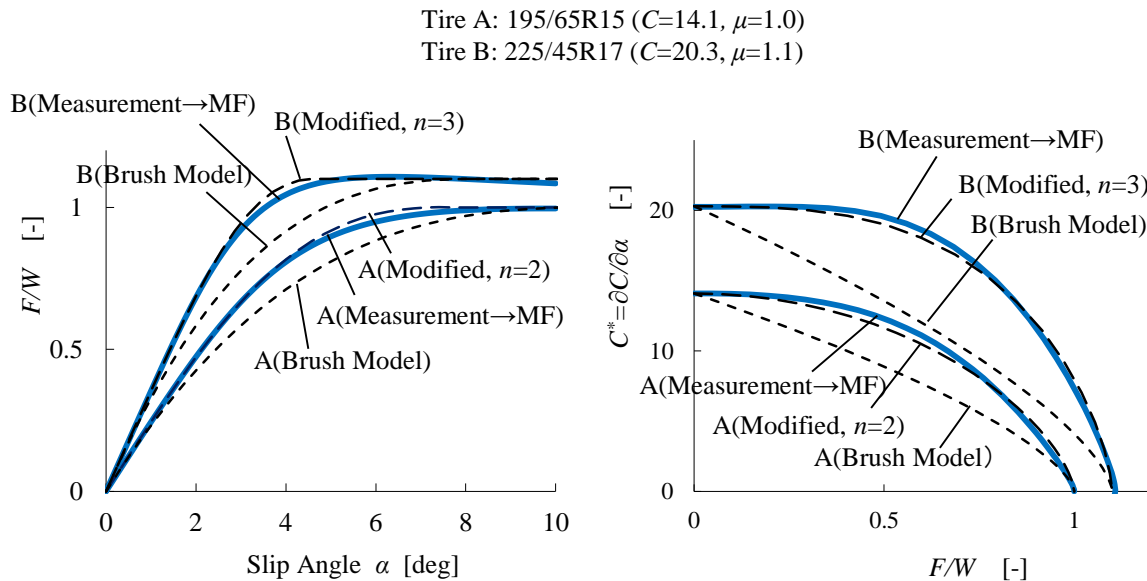


Fig.5.6 Tire Lateral Force Characteristics



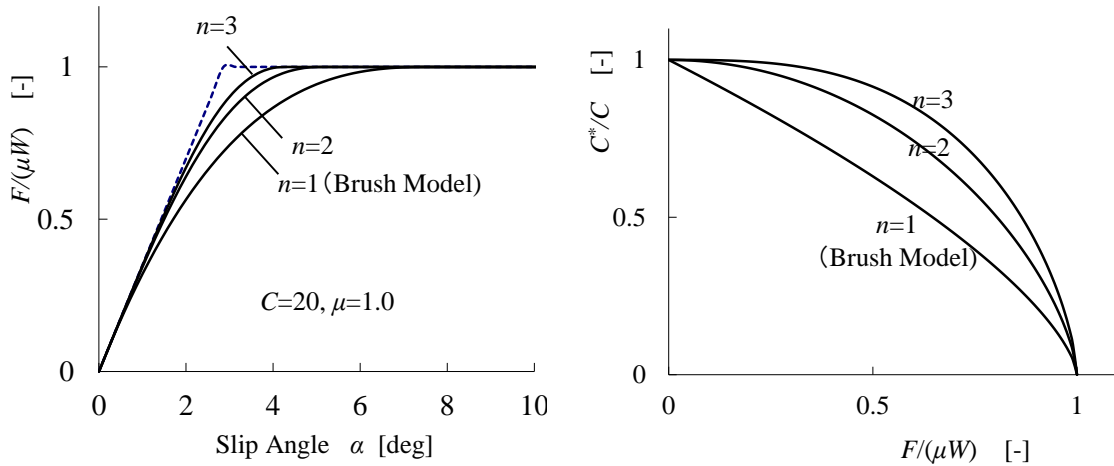


Fig.5.7 Modified Tire Lateral Force Model

## 5.4 荷重移動の影響の定式化

タイヤの横力特性はスリップ角に対する非線形性だけでなく、荷重に対しても非線形性を有するので、旋回時の内外輪に荷重移動が大きくなると、タイヤの荷重非線形性の影響が大きく現れる。本節では、こうした旋回時の内外輪荷重移動の影響について定式化を行う。

第 2.5 節、第 2.6 節で述べたように、タイヤの CP は荷重に対する 2 次式で近似でき、したがって、旋回内外輪の正規化 CP は荷重変化  $\Delta W$  に対する 1 次式で、次のように表すことができる。

$$C_{i1,2} = C_i \pm \varepsilon \Delta W_i \quad (5.13)$$

$\varepsilon$  は正規化 CP の対荷重変化率である。したがって、図 5.8 に示すように、旋回内輪、および外輪の CP は以下となる。

$$\begin{aligned} K_{i1} &= (C_i + \varepsilon \Delta W_i)(W_i - \Delta W_i) \\ K_{i2} &= (C_i - \varepsilon \Delta W_i)(W_i + \Delta W_i) \end{aligned} \quad (5.14)$$

ここで、添字 1 は内輪、2 は外輪を表し、添字  $i$  は前輪または後輪を表す。 $C_i$  は左右荷重移動のない直進時の正規化 CP、 $W_i$  は静止時の輪荷重、 $\Delta W_i$  は左右荷重移動量である。式(5.14)から、左右輪の平均 CP は以下となる。

$$\bar{K}_i = \frac{K_{i1} + K_{i2}}{2} = C_i W_i - \varepsilon \Delta W_i^2 = K_i - \varepsilon \Delta W_i^2 \quad (5.15)$$

したがって、正規化 CP の左右輪平均値は、

$$\bar{C}_i = \frac{\bar{K}_i}{W_i} = C_i - \varepsilon \frac{\Delta W_i^2}{W_i} \quad (5.16)$$

また、静止時輪荷重  $W_i$  と左右荷重移動量  $\Delta W_i$  は、次式となる。

$$W_i = \frac{1}{2} m g_i \quad (5.17)$$

$$\Delta W_i = m g G_y \frac{H}{T} D_i = 2W_i \frac{H}{T} \frac{D_i}{d_i} G_y \quad (5.18)$$

ここで、 $H$ ：重心高、 $T$ ：トレッド、 $D_i$ ：荷重移動配分比、 $d_i$ ：軸重配分比。

式(5.15)、式(5.17)、式(5.18)から、荷重移動を考慮した左右輪平均の CP、正規化 CP は以下となる。

$$\bar{K}_i = K_i - 4\varepsilon W_i^2 \left( \frac{H}{T} \frac{D_i}{d_i} \right)^2 G_y^2 \quad (5.19)$$

$$\bar{C}_i = C_i - 4\varepsilon W_i \left( \frac{H}{T} \frac{D_i}{d_i} \right)^2 G_y^2 \quad (5.20)$$

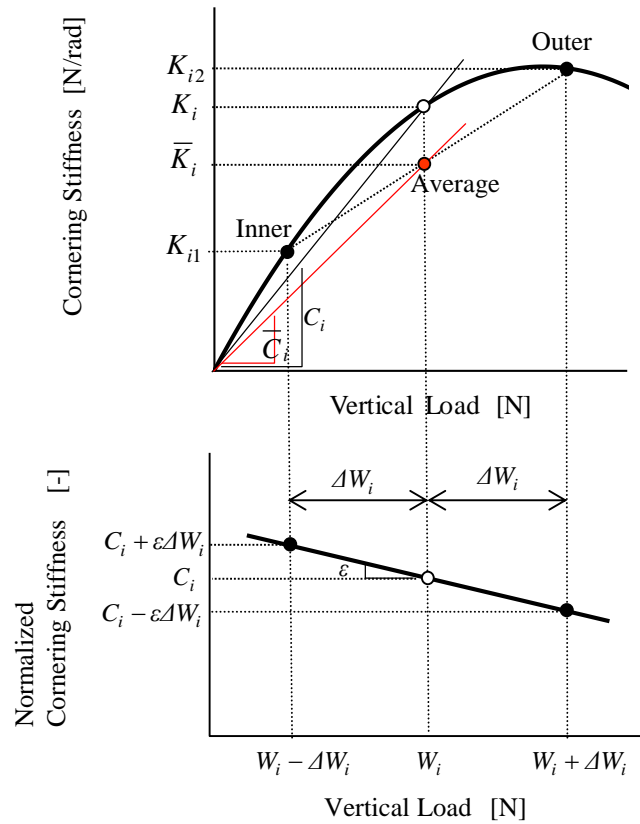


Fig.5.8 Effect of Load Transfer on Cornering Stiffness

CP と同様、最大横力も荷重に対して非線形特性を示し、荷重の 2 次式で近似できるため、摩擦係数は荷重の 1 次式で表現できる<sup>(2-11)</sup>。したがって、荷重移動を考慮したときの左右平均摩擦係数は、以下のように表すことができる。

$$\bar{\mu}_i = \mu_{i0} - 4\kappa W_i \left( \frac{H D_i}{T d_i} \right)^2 G_y^2 \quad (5.21)$$

ここで、 $\mu_{i0}$ ：荷重変化のないときの摩擦係数

$\kappa$ ：摩擦係数の対荷重変化率

以上のようにして、旋回時の荷重移動を考慮した時の左右平均の CP と摩擦係数が定式化された。

次に、それらに直接的な影響を及ぼす、式(5.20)や式(5.21)に含まれている荷重移動配分比  $D_i$  が、どのような設計諸元に支配されているかを明らかにしておく。荷重移動配分比はロール剛性配分比と等しいと仮定する解析例が多く見られるが、実際の車両の荷重移動配分比は、ロール剛性配分比とは異なるので、注意が必要である。そこで、荷重移動配分比を見通しよく表現する定式を導く。図 5.9 において、旋回時のばね上、およびばね下のロールモーメントの釣合より、

$$mh_s a_y = (K_{\phi f} + K_{\phi r}) \phi \quad (5.22)$$

$$T \Delta W_f = K_{\phi f} \phi + h_f d_f m a_y \quad (5.23)$$

$$T \Delta W_r = K_{\phi r} \phi + h_r d_r m a_y$$

ここで、 $\phi$ ：ロール角、 $K_{\phi f}$ 、 $K_{\phi r}$ ：前後輪のロール剛性、 $h_f$ 、 $h_r$ ：前後輪のロールセンタ高、 $h_s$ ：ロールアーム長である。また、ばね下質量、およびロールに伴う重心横移動の影響は無視し、前後のトレッドは等しいとしている。式(5.22)、式(5.23)より、前後輪の荷重移動は以下となる。

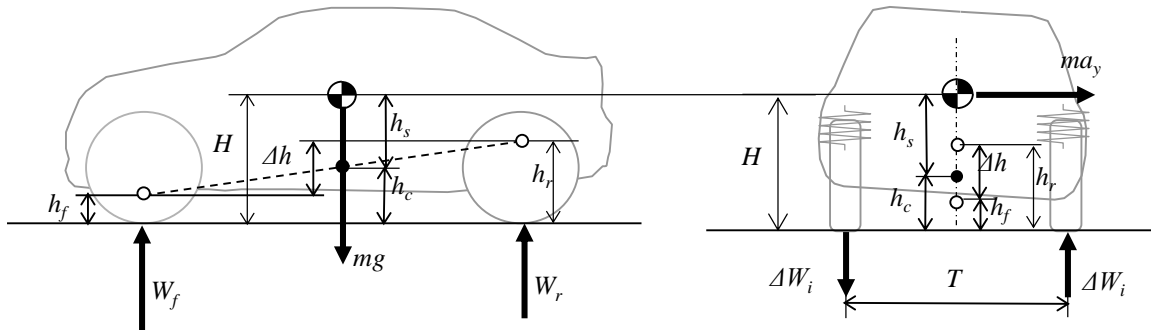


Fig.5.9 Vertical Load and Load Transfer in Cornering

$$\begin{aligned}
\Delta W_f &= \frac{m a_y}{T} \left( \frac{K_{\varphi f}}{K_{\varphi f} + K_{\varphi r}} h_s + d_f h_f \right) = \frac{m a_y}{T} (R_f h_s + d_f h_f) \\
\Delta W_r &= \frac{m a_y}{T} \left( \frac{K_{\varphi r}}{K_{\varphi f} + K_{\varphi r}} h_s + d_r h_r \right) = \frac{m a_y}{T} (R_r h_s + d_r h_r)
\end{aligned} \tag{5.24}$$

ここで、 $R_f, R_r$  は前後ロール剛性配分比であり、次式で定義される。

$$\begin{aligned}
R_f &= \frac{K_{\varphi f}}{K_{\varphi f} + K_{\varphi r}} \\
R_r &= \frac{K_{\varphi r}}{K_{\varphi f} + K_{\varphi r}}
\end{aligned} \tag{5.25}$$

また、重心位置に換算した平均ロールセンタ高を  $h_c$ 、ロールセンタ高の前後差を  $\Delta h$  とすれば、以下の関係がある。

$$\begin{aligned}
h_f &= h_c - d_r \Delta h \\
h_r &= h_c + d_f \Delta h \\
h_s &= H - h_c
\end{aligned} \tag{5.26}$$

式(5.24)、式(5.25)、式(5.26)より、荷重移動配分比  $D_f, D_r$  ( $D_f + D_r = 1$ ) は、次のように表される。

$$\begin{aligned}
D_f &= \frac{\Delta W_f}{\sum \Delta W_i} = R_f \left( 1 - \frac{h_c}{H} \right) + d_f \frac{h_c}{H} - d_f d_r \frac{\Delta h}{H} \\
D_r &= \frac{\Delta W_r}{\sum \Delta W_i} = R_r \left( 1 - \frac{h_c}{H} \right) + d_r \frac{h_c}{H} + d_f d_r \frac{\Delta h}{H}
\end{aligned} \tag{5.27}$$

前後輪を合わせたトータルの荷重移動量は次式である。

$$\sum \Delta W_i = \Delta W_f + \Delta W_r = m a_y \frac{H}{T} \tag{5.28}$$

なお、ロールに伴う重心横移動を考慮する場合は、

$$\frac{\Delta W_i}{\sum \Delta W_i} = D_i \frac{\left( 1 + \frac{R_i}{D_i} \frac{\Delta H}{H} \right)}{\left( 1 + \frac{\Delta H}{H} \right)} \approx D_i \tag{5.29}$$

$$\sum \Delta W_i = m a_y \frac{(H + \Delta H)}{T} \tag{5.30}$$

$$\Delta H = h_s G_\phi \tag{5.31}$$

$G_\phi$  : ロールゲイン (1 G 旋回当たり)

つまり、ロールによる重心横移動を考慮する場合も、荷重移動配分比は、概略式(5.27)で表現される。ただし、荷重移動の総和は  $\Delta H$  分だけ増える。タイヤ接地点の横移動などの影響なども同様に、荷重移動の総和は  $\Delta H$  によって補正的に考慮できる。

式(5.27)の第 1 項と第 2 項は重心位置に換算した平均ロールセンタ高  $h_c$  の影響を表している。荷重移動配分は、 $h_c$  が低いほどロール剛性配分に近づき、 $h_c$  が高いほど車両の軸重配分に近づくことを示している。第 3 項の影響がない場合、すなわち、ロールセンタ高が前後で等しいとき ( $\Delta h=0$ ) は、ロールセンタ高がゼロなら荷重移動配分はロール剛性配分に等しく ( $D_i=R_i$ )、ロールセンタ高が重心高と等しければ荷重移動配分は軸重配分に等しくなる ( $D_i=d_i$ )。第 3 項は、ロールセンタ高の前後差の影響であり、ロールセンタが高い側の荷重移動が増加することを示している。一般的な乗用車では、前輪よりも後輪のロールセンタは高く設定される場合が多いので、ロール軸が水平の場合と比べて荷重移動配分は後輪寄りになる。例えば、前後の軸重配分比  $d_f:d_r=0.6:0.4$ 、ロール剛性配分比  $R_f:R_r=0.6:0.4$ 、重心高  $H=500$  mm、ロールセンタ高  $h_f=50$  mm、 $h_r=150$  mm の場合、荷重移動配分比は  $D_f:D_r=0.55:0.45$  となり、ロール剛性配分比と比べて 5% 後寄りになる。図 5.10 は、様々なカテゴリの自動車のロール剛性配分と荷重移動配分を計測して比較した結果である。主にロールセンタ高さの前後差のために、荷重移動配分はロール剛性配分比よりも後輪寄りにシフトしていること、車両ごとにそのシフト量は異なるので、両者の相関があまりないことなどがわかる。図 5.11 は、簡易理論式(5.27)から求めた荷重移動配分比と実測した荷重移動配分比の関係であり、式(5.27)により荷重移動配分比が概算できることがわかる。

以上、本節にて、荷重移動を考慮したときの CP と摩擦係数、および、それらに支配的な影響を及ぼす荷重移動配分比の車両設計パラメータとの関係を定式化した。

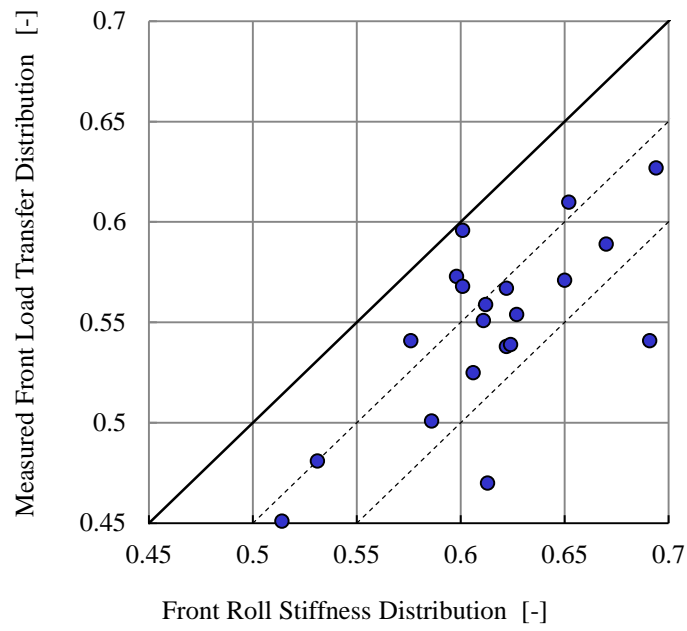


Fig.5.10 Roll stiffness Distribution and Load Transfer Distribution

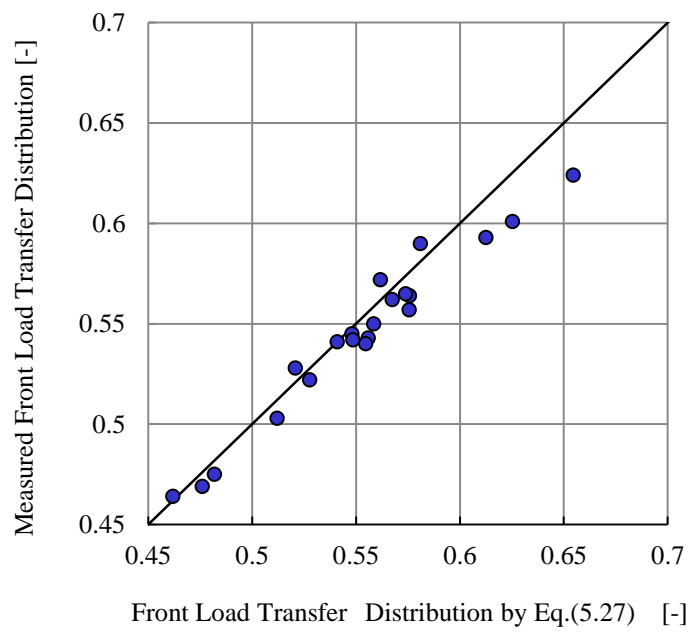


Fig.5.11 Load Transfer Distribution

## 5.5 操舵系非線形性の定式化

第 5.3 節，第 5.4 節で述べたタイヤ横力の非線形性の影響は，横加速度の大きい領域で現れるが，図 5.1～図 5.5 に示したように，実際の車両では横加速度の小さな領域でも非線形性が現れている．これは，主に操舵系の非線形性に起因するものと考えられる．本節では，操舵系非線形性の主要因であるパワーステアリング (PS) とタイヤのセルフアライニングトルク (SAT) の非線形特性について，解析的に取り扱うための定式化を行う．

操舵系はハンドルから前輪まで，ステアリングシャフト，ステアリングギア，ナックル，サスペンションアームなど多くの部品で連結されているので，セルフアライニングトルクに対して各部に弾性変形が生ずる．図 5.12 は，ハンドルを固定して，前輪にアライニングトルクを付加したときの前輪のステア角変化を計測した結果と，それらの関係から操舵系の剛性を求めたものである．PS のアシストトルクがない場合には，操舵系剛性はほぼ一定である．PS アシストがある場合は，操舵系剛性が高くなり，また，アライニングトルクに対して操舵系剛性が増加するような非線形特性となっている，つまり，操舵系の非線形性は，各構成部品剛性の非線形特性よりも，PS アシストトルクの非線形性による影響が大きいと考えられる．

このような特性を定式化するため，図 5.13 のような，車輪側にキングピン軸回りの剛性  $K_{kp}$ ，パワーステアリングより下流側のステアリングシャフト剛性  $K_{ss}$ ，上流側のハンドル側のステアリングシャフト剛性  $K_{sh}$  が存在する操舵系剛性モデルを考える． $K_{kp}$  はサスペンションブッシュ特性やサスペンション構成部材剛性によるもの， $K_{ss}$  はシャフト剛性やステアリングギア支持剛性によるもの， $K_{sh}$  は主にトーションバー剛性によるものである．ハンドル側を固定し，車輪側にアライニングトルク  $M_f$  を加えたときのトルクの釣り合いより，

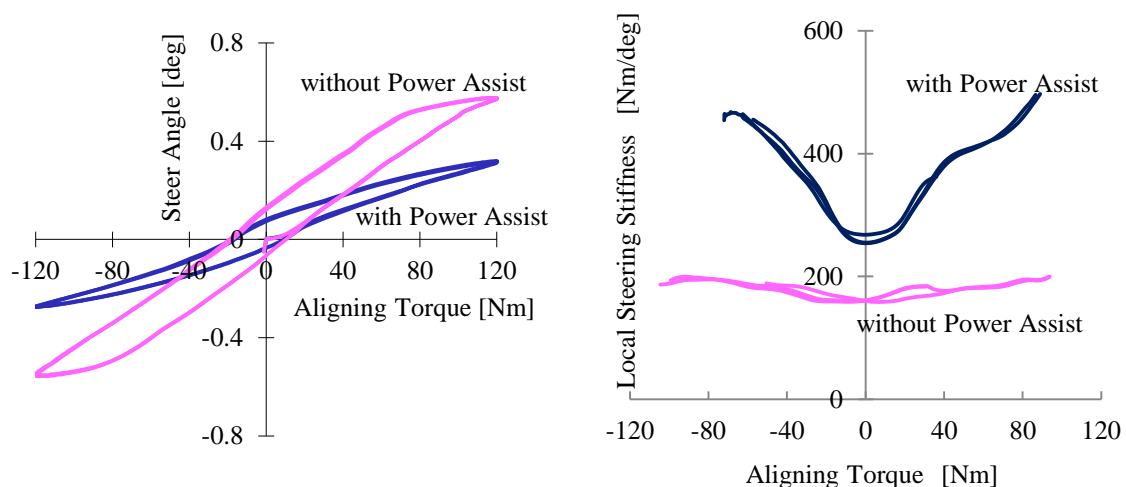


Fig.5.12 Effect of Power Steering on Steering System Stiffness

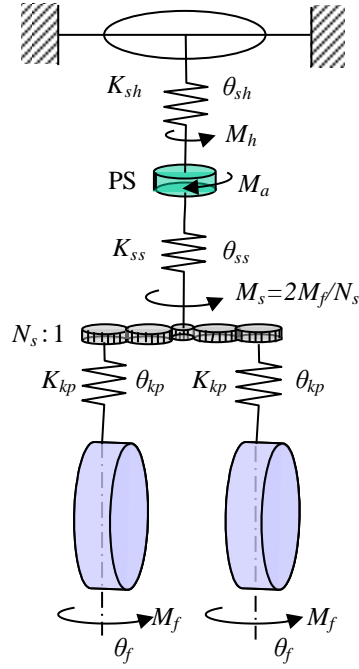


Fig.5.13 Stiffness Model of Steering System

$$M_s = 2 \frac{M_f}{N_s} \quad (5.32)$$

$$M_h = M_s - M_a$$

ここで,  $M_h$ : 操舵トルク,  $M_s$ : ステアリングシャフト下端トルク,  $M_a$ : PS アシストトルク,  $N_s$ : ステアリングギア比.

$K_{kp}$ ,  $K_{ss}$ ,  $K_{sh}$  による各部の変形角度はそれぞれ,

$$\theta_{kp} = \frac{M_f}{K_{kp}}$$

$$\theta_{ss} = \frac{M_s}{K_{ss}} \quad (5.33)$$

$$\theta_{sh} = \frac{M_h}{K_{sh}}$$

車輪のステア角変化は,

$$\theta_f = \theta_{kp} + \frac{\theta_{ss}}{N_s} + \frac{\theta_{sh}}{N_s} = \frac{M_f}{K_{kp}} + \frac{M_s}{N_s K_{ss}} + \frac{M_h}{N_s K_{sh}} = \left( \frac{1}{K_{kp}} + \frac{2}{N_s^2 K_{ss}} \right) M_f + \frac{M_h}{N_s K_{sh}} \quad (5.34)$$

パワーステアリングのアシストトルクは, トーションバーの変形に応じて決定されるので,  $M_a$  は, 操舵トルク  $M_h$  の関数で表現される. アシストトルク特性は, 単に操舵トルクが大きな領域で人間の操作力負担を減らすためだけでなく, ドライバの操作しやすいハンドルの手ごたえ感覚



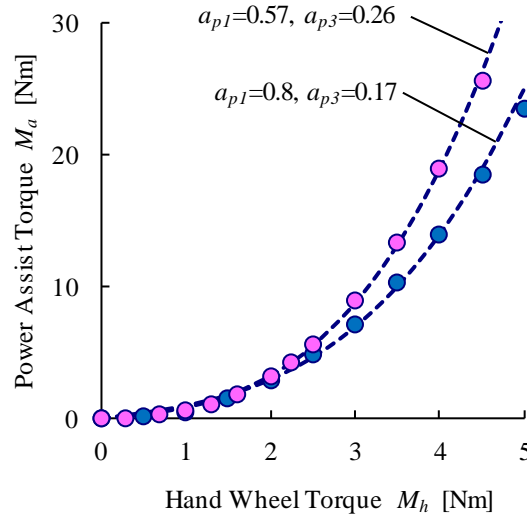


Fig.5.14 Non-linearity of Power Assist Characteristics

を考慮して設定される．一般的な自動車のアシストトルクは，操舵トルクに比例する線形特性ではなく，操舵トルクが小さいときにはアシスト率が小さく，操舵トルクが増大するにつれてアシスト率が大きくなるような非線形特性に設定されている．アシストトルクの非線形特性を，操舵トルクの 3 次関数で表現すると，

$$M_a = a_{p1}M_h + a_{p3}M_h^3 \quad (5.35)$$

図 5.14 は，実際の車両（コンパクトサイズ車 2 台）のアシストトルク特性の例であり，概略式 (5.35) で同定（破線）できている．式(5.32)と式(5.35)より，

$$2 \frac{M_f}{N_s} = (1 + a_{p1})M_h + a_{p3}M_h^3 \quad (5.36)$$

式(5.34)，式(5.36)より，操舵系の等価剛性  $K_s^*$  は次のように表される．

$$\begin{aligned} K_s^* &= \left( \frac{\partial \theta_f}{\partial M_f} \right)^{-1} = \left( \frac{1}{K_{kp}} + \frac{2}{K_{ss} N_s^2} + \frac{1}{K_{sh} N_s} \left( \frac{\partial M_f}{\partial M_h} \right)^{-1} \right)^{-1} \\ &= \left( \frac{1}{K_{kp}} + \frac{2}{K_{ss} N_s^2} + \frac{2}{K_{sh} N_s^2 (1 + a_{p1} + 3a_{p3}M_h^2)} \right)^{-1} \end{aligned} \quad (5.37)$$

また，操舵トルクは，式(5.36)より，

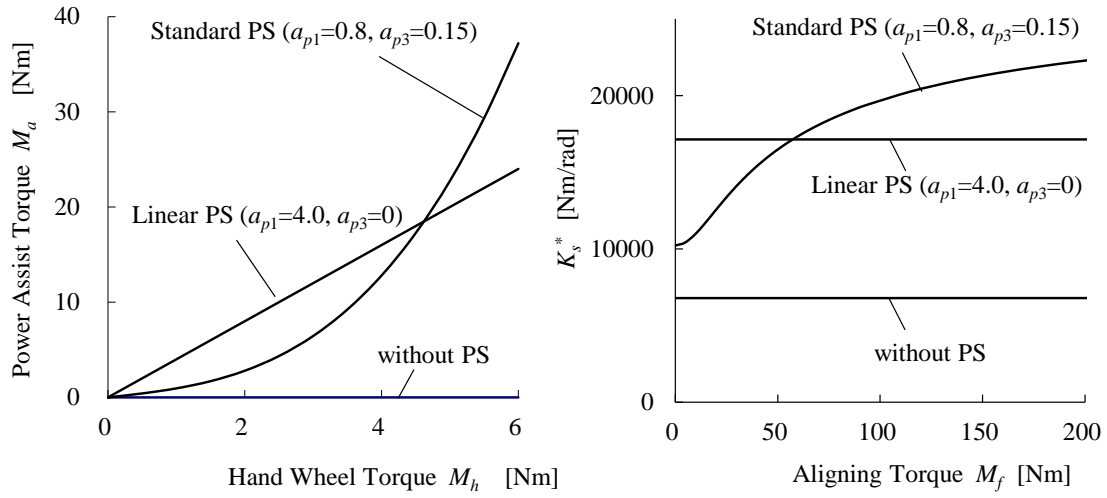


Fig.5.15 Effect of Power Assist Torque on Stiffness of Steering System

$$M_h = \frac{\left\{ \left( 27M_f + 3\sqrt{3} \sqrt{\frac{(1+a_{p1})^3 N_s^2}{a_{p3}} + 27M_f^2} \right) a_{p3}^2 N_s^2 \right\}^{2/3} - 3(1+a_{p1})a_{p3}N_s^2}{3a_{p3}N_s \left\{ \left( 27M_f + 3\sqrt{3} \sqrt{\frac{(1+a_{p1})^3 N_s^2}{a_{p3}} + 27M_f^2} \right) a_{p3}^2 N_s^2 \right\}^{1/3}} \quad (5.38)$$

式(5.37)より，PS アシスト特性の操舵系剛性への影響が考察できる．アシストトルクの非線形が強いほど( $a_{p3}$  が大きいほど)，また，ステアリングシャフト上流の剛性  $K_{sh}$  が小さいほど，操舵系剛性の非線形性は強くなり，PS のアシストトルクが大きいほど，ステアリングシャフト上流のばねの変形量が減少して，操舵系剛性は増大する．図 5.15 は，PS アシスト特性の操舵系剛性への影響を確認した結果である．なお，ステアリングギア比も等価剛性に影響を与え，ギア比がクイックになるほど( $N_s$  が小さいほど)，操舵系剛性は低下する．

次に前輪のセルフアライニングトルク(SAT)の非線形特性を定式化する．タイヤの SAT は，ブラシモデルでは以下のように記述される．

$$M_z = \xi_{r0} K_v \left\{ 1 - \frac{K_v}{\mu W} + \frac{1}{3} \left( \frac{K_v}{\mu W} \right)^2 - \frac{1}{27} \left( \frac{K_v}{\mu W} \right)^3 \right\} \quad (5.39)$$

$M_z$ :セルフアライニングトルク， $\xi_{r0}$ :スリップ角ゼロ周りのニューマチックトレール．

式(5.39)と式(5.6)より横スリップ比  $v$  を消去すれば，ニューマチックトレールと横力の関係は次のように整理できる．

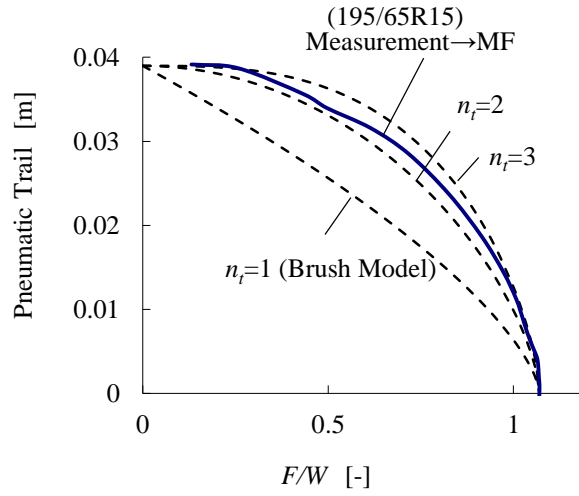


Fig.5.16 Pneumatic Trail by Measurement and Modified Model

$$\zeta_t = \frac{M_z}{F} = 3\zeta_{t0} \frac{1 - \frac{F}{\mu W}}{1 + \left(1 - \frac{F}{\mu W}\right)^{\frac{1}{3}} + \left(1 - \frac{F}{\mu W}\right)^{\frac{2}{3}}} \approx \zeta_{t0} \left(1 - \frac{F}{\mu W}\right)^{\frac{2}{3}} \quad (5.40)$$

式(5.40)を以下のように修正し，実際のタイヤ特性と対応する表現にする．

$$\zeta_t = \frac{M_z}{F} = \zeta_{t0} \left\{ 1 - \left( \frac{F}{\mu W} \right)^{n_t} \right\}^{\frac{2}{3}} \quad (5.41)$$

図 5.16 は，実測した横力と SAT から求めたニューマチックトレールと，式(5.41)を比較した例である．実際のタイヤは，横力の増加に対するニューマチックトレールの減少の程度はブラシモデル( $n_t=1$ )ほど急激でなく，このタイヤの場合， $n_t=2.5$ 程度で近似される．

定常旋回を考えると， $F = W G_y$  の関係があり，さらにキャスタースタートレール  $\zeta_c$  を加えれば，横加速度  $G_y$  におけるトレールは以下のように書ける．

$$\zeta = \zeta_{t0} \left\{ 1 - \left( \frac{G_y}{\mu} \right)^{n_t} \right\}^{\frac{2}{3}} + \zeta_c \quad (5.42)$$

また，SAT の荷重に対する非線形性は小さいとして，その影響を無視すると，定常旋回時に前輪に加わる復元モーメントは，

$$M_f = W_f G_y \zeta = W_f G_y \left[ \zeta_{i0} \left\{ 1 - \left( \frac{G_y}{\mu_f} \right)^{n_f} \right\}^{\frac{2}{3}} + \zeta_c \right] \quad (5.43)$$

式(5.43)と式(5.37), 式(5.38)より, ある横加速度における操舵系剛性を求めることができる.

## 5.6 局所コーナリングパワーの定式化と解析モデルの検証

第 5.2 節, 第 5.3 節で示した式 (5.12) と式 (5.20) より, スリップ角に対する非線形性と荷重移動の影響を同時に考慮したときの, 局所 CP  $C_{i0}^*$  は次式のように表現できる.

$$C_{i0}^* \approx C_i \left\{ 1 - 4\varepsilon \frac{W_i}{C_i} \left( \frac{H}{T} \frac{D_i}{d_i} \right)^2 G_y^2 \right\} \left\{ 1 - \left( \frac{G_y}{\bar{\mu}_i} \right)^{n_i} \right\}^{\frac{2}{3}} \quad (5.44)$$

前後輪同じタイヤを装着する場合には,  $C_i$  は以下のように書ける.

$$C_i = C_m - \varepsilon(W_i - W_m) \quad (5.45)$$

ここで,  $W_m$ : タイヤ特性計測基準荷重

$C_m$ : 荷重  $W_m$  におけるタイヤ正規化 CP

さらに, コンプライアンス特性を考慮した等価的な局所 CP  $C_i^*$  は次式のように書ける.

$$C_i^* = \frac{C_{i0}^*}{1 - C_{i0}^* \Delta_i} \quad (5.46)$$

ここで,  $\Delta_i$  は第 2.6 節で述べたような, サスペンションや操舵系に起因するコーナリングコンプライアンスをステア角換算した総和である.  $\Delta_i$  を構成する成分の中で, 最も影響の大きい前輪の操舵系の弾性変形成分を  $\Delta_{fN}$  とすると,  $\Delta_{fN}$  は, 前節で述べたように PS 特性とニューマチックトレール特性のために非線形特性となり, 操舵系の等価剛性  $K_s^*$  とトレール  $\xi$  を用いて, 次のように表される.

$$\Delta_{fN} = -W_f \frac{\xi}{K_s^*} \quad (5.47)$$

それ以外の, サスペンション特性やホイールアライメントによるコーナリングコンプライアンスは, 線形特性とし, これをすべてステア角換算したものを前輪  $\Delta_{fL}$ , 後輪  $\Delta_{rL}$  とすると,

$$\Delta_f = \Delta_{fN} + \Delta_{fL} \quad (5.48)$$

$$\Delta_r = \Delta_{rL} \quad (5.49)$$

また、左右輪平均の摩擦係数は、式(5.21)にキャンバ角の影響を加えて次式のように表現する．

$$\bar{\mu}_i = \mu_{i0} - \rho \Sigma \gamma_i \times G_y - 4\kappa W_i \left( \frac{H}{T} \frac{D_i}{d_i} \right)^2 G_y^2 \quad (5.50)$$

$$\mu_{i0} = \mu_m - \kappa(W_i - W_m) \quad (5.51)$$

$\mu_m$ ：荷重  $W_m$  におけるタイヤ摩擦係数

$\rho$ ：タイヤ摩擦係数の対キャンバ角変化率

$\Sigma \gamma_i$ ：単位横  $G$ （重力加速度）当たりの対地キャンバ角（2.6 節，式(2.102)）

以上から、主な非線形要因を考慮した局所 CP を求めることができ、それらを線形 2 輪モデルの定常特性を表す式(2.22)，式(2.25)，式(2.28)の  $C_f$ 、 $C_r$  と置き換えれば、ある横加速度旋回における平衡点回りの、スタビリティファクタ、局所ヨーレイトゲイン、局所スリップ角ゲインが得られる．すなわち、

$$A^* = \left( \frac{1}{C_f^*} - \frac{1}{C_r^*} \right) \frac{1}{gl} \quad (5.52)$$

$$G_R^* = \frac{V}{1 + \left( \frac{1}{C_f^*} - \frac{1}{C_r^*} \right) \frac{1}{gl} V^2} \frac{1}{lN_s} \quad (5.53)$$

$$G_B^* = \frac{d_f l}{V^2} - \frac{1}{gC_r^*} \quad (5.54)$$

次に、このような解析モデルによる計算と、走行実験結果との対応について確認する．対象とした車両は、スモールサイズ車Ⅰ，およびコンパクトサイズ車Ⅱの 2 台であり、計算に必要な車両諸元，サスペンション特性，ステアリング特性，タイヤ特性のパラメータは、表 5.1 に示す値である．なお、これらの値はサスペンション特性室内試験機<sup>(5-17)</sup>，およびフラットベルト式タイヤ試験機<sup>(5-15)</sup>などによって測定したデータを同定して取得した．図 5.17，図 5.18 に、2 台の車両の、スタビリティファクタ、局所ヨーレイトゲイン、局所スリップ角ゲイン、前後輪局所 CP を計算した結果を、走行実験の結果と対比して示した．図 5.17 は車両Ⅰ，図 5.18 は車両Ⅱであり、速度は 100km/h，実線が計算結果，破線が実験結果である．解析モデルの近似誤差，考慮していないサスペンション特性の非線形性，タイヤ特性の温度変化の影響<sup>(5-18)~(5-20)</sup>なども含め、計算結果は、実験結果と高精度では一致していないものの、車両特性の基本的な特徴は、大域的に概略表現していることがわかる．

Table 5.1 Parameter

symbol	unit	Vehicle I	Vehicle II	Reference Vehicle
$m$	kg	1200	1640	1600
$l$	m	2.5	2.6	2.6
$T$	m	1.47	1.5	1.5
$H$	m	0.57	0.56	0.55
$\Delta H$	m	0.068	0.048	0.05
$d_f$	-	0.62	0.59	0.6
$W_m$	N	3430	3920	3920
$C_m$	-	15.9	21.3	18
$\mu_m$	-	1.04	1.09	1.05
$\varepsilon$	1/N	0.0028	0.0022	0.002
$\kappa$	1/N	0.000065	0.000045	0.00005
$n$	-	1.8	2	2
$\xi_{t0}$	m	0.035	0.03	0.03
$n_t$	-	2.5	2.5	2.5
$\rho$	-	0.8	1.3	1
$h_f$	m	0.04	0.005	0
$h_r$	m	0.18	0.095	0.1
$R_f$	-	0.64	0.63	0.65
$D_f$	-	0.58	0.59	0.6
$\Delta_{fL}$	rad	-0.0042	-0.0086	-0.01
$\Delta_{rL}$	rad	0.013	0.0064	0.01
$\Sigma\Delta\gamma_f$	rad	0.07	0.06	0.06
$\Sigma\Delta\gamma_r$	rad	0.03	0.04	0.03
$\xi_c$	m	0.024	0.03	0.03
$K_{sh}$	Nm/rad	80	150	80
$K_{ss}$	Nm/rad	120	450	800
$K_{kp}$	Nm/rad	29000	55000	40000
$N_s$	-	16	15	15
$a_{p1}$	-	1.6	1.0	0.8
$a_{p3}$	(Nm) <sup>-2</sup>	0.06	0.13	0.15

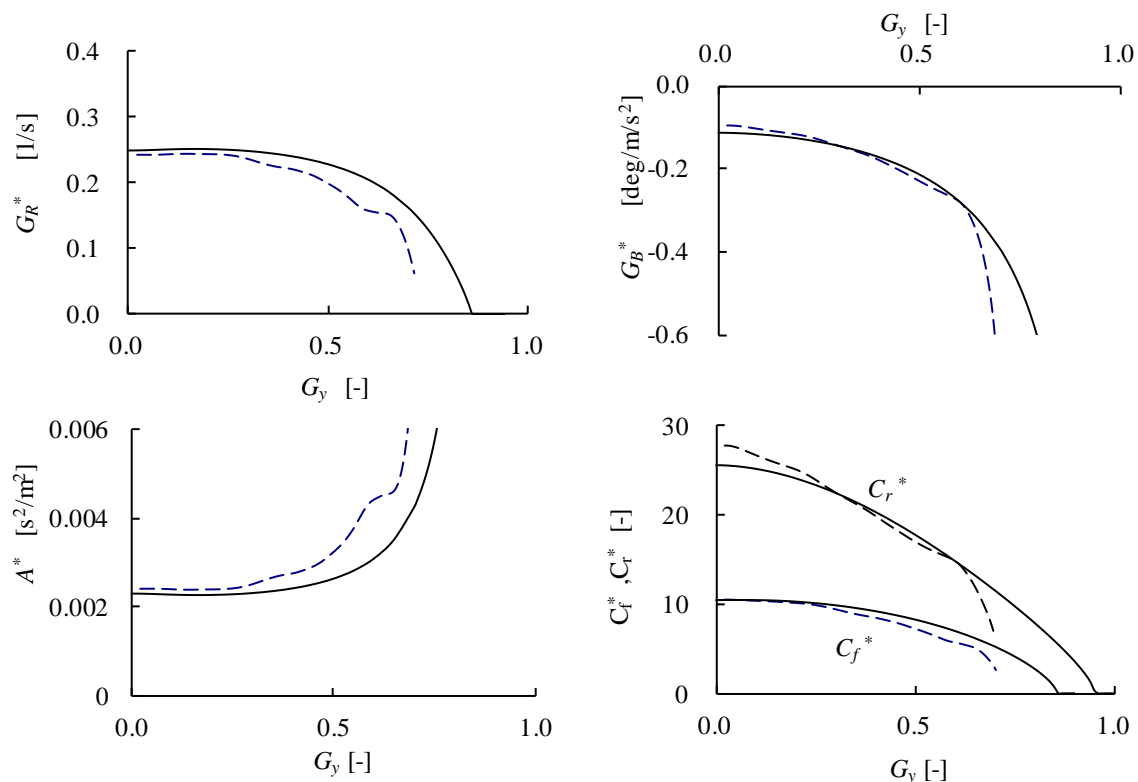


Fig.5.17 Comparison between Calculation and Experiment (Vehicle I)

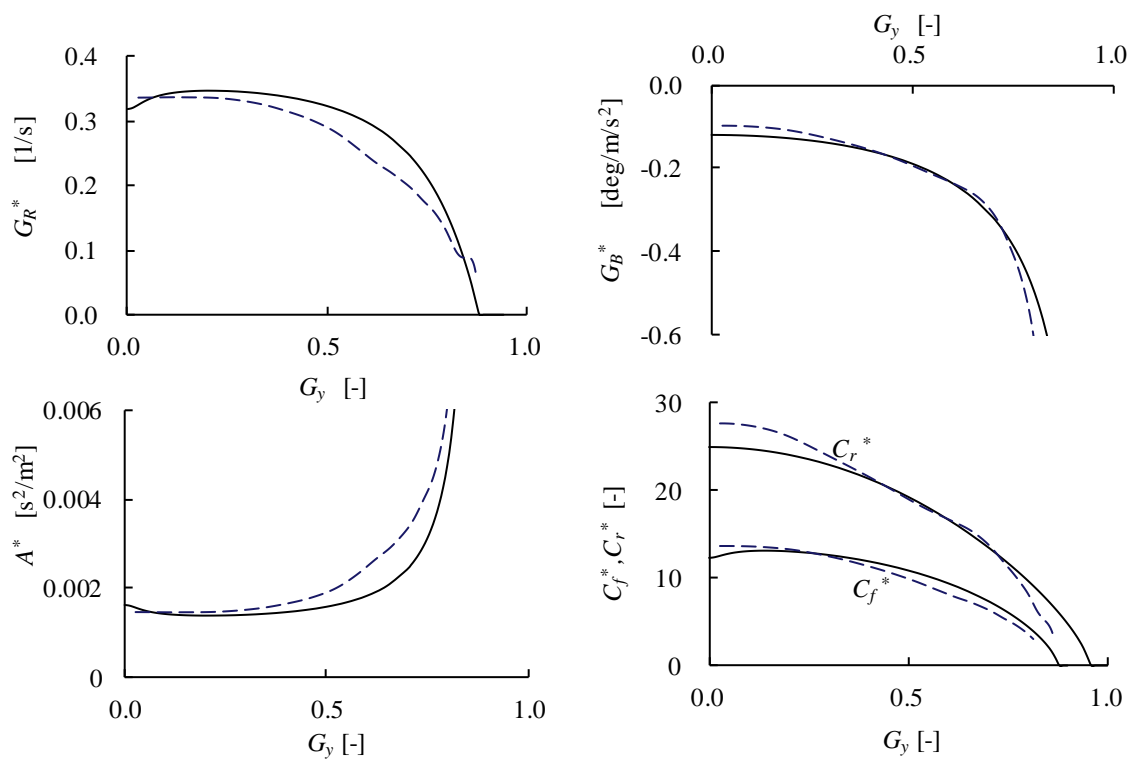


Fig.5.18 Comparison between Calculation and Experiment (Vehicle II)

## 5.7 旋回非線形特性に影響する設計諸元

本節では、第 5.3 節～第 5.6 節で構築した解析モデルを用いて、車両の旋回非線形特性への影響を解析する。計算に用いたパラメータは、表 5.1 の Reference Vehicle で示したような標準的な前輪駆動乗用車の諸元を基準とし、速度は 100km/h である。

はじめに、操舵系の非線形要因の影響について解析する。図 5.19 は、PS アシスト特性の違いの影響を計算した結果である。式(5.35)の 3 次関数で表現される標準的アシスト特性( $a_{p1}=0.8$ ,  $a_{p3}=0.15$ )、操舵トルクに比例するアシスト特性( $a_{p1}=4.0$ ,  $a_{p3}=0$ )、およびパワーアシストのない場合( $a_{p1}=0$ ,  $a_{p3}=0$ )の 3 つのケースについて、局所ヨーレイトゲイン  $G_R^*$ 、局所スリップ角ゲイン  $G_B^*$ 、スタビリティファクタ  $A^*$ 、局所 CP  $C_f^*, C_r^*$ 、操舵系剛性  $K_s^*$ 、トレール  $\xi$ 、操舵系剛性によるコーナリングコンプライアンス  $W_f \xi / K_s^*$ 、操舵トルク  $M_h$  の横加速度に対する変化を示した。後輪の局所 CP は、タイヤ横力のスリップ角非線形性と荷重移動の影響により、横加速度が増加するにつれて単調に減少する。一方、前輪の局所 CP は、アシストトルクがリニア特性の場合には、後輪と同様な変化となるが、標準的 PS 特性では、横加速度が小さい領域で一旦増加傾向を示す。これは、横加速度の増加につれて、操舵系剛性が高くなり、コンプライアンスステアが減少していくことによるものである。したがって、スタビリティファクタは、横加速度の小さな領域で一旦小さくなり、0.5G 以上の横加速度になると増大していく特性となる。局所ヨーレイトゲインは、横加速度の小さな領域で一旦大きくなり、0.5G 以上の横加速度になると減少していき、限界横加速度でゼロとなるような特性になる。また、PS アシストがない場合は、ステアリングシャフト上流のねじれ角が大きく、コンプライアンスステアが全体に大きくなるため、前輪の局所 CP が減少、US が強くなり、局所ヨーレイトゲインは低下するが、横加速度の小さな領域での非線形特性は現れない。このように、PS により操舵力特性を変えると、車両応答特性も変化することがわかる。なお、PS 特性が異なっても、後輪の局所 CP は変化しないので、局所スリップ角ゲインは不変である。

図 5.20 は、ステアリングシャフトの上流側と下流側の剛性分布を変えたときの影響である。PS より上流の剛性  $K_{sh}$  が低いほど、PS アシストトルクの非線形性による操舵系剛性の変化が大きくなるので、小さな横加速度領域での前輪の局所 CP 変化、スタビリティファクタ変化が大きくなり、局所ヨーレイトゲインの増加傾向が顕著になる。上流側の剛性  $K_{sh}$  が高い場合には、PS 特性が変化しても、車両応答特性への影響が現れにくくなる。この上流剛性  $K_{sh}$  は、PS の搭載位置による影響が現れる。PS がステアリングシャフト上に搭載されるシステムでは、PS とハンドル間の弾性部材は主にトーションバーのみであるため、PS 上流剛性  $K_{sh}$  が高くなる傾向にある。PS がラックギアに搭載されるシステムでは、PS とハンドルの間には、トーションバーの他にもステアリングシャフト系部材が存在し、それらが直列結合されるため、PS 上流剛性  $K_{sh}$  は低くな



る傾向にある。したがって、ラックギアに搭載される PS システムでは、横加速度の小さい領域で局所ヨーレイトゲインが一旦やや増加する傾向が現れやすいと考えられる。

操舵系の非線形要因には、他に SAT、すなわちニューマチックトレールの非線形特性がある。ニューマチックトレールの非線形性は、横加速度の大きな領域でコーナリングコンプライアンス  $\Delta_f$  に影響するが、その領域では  $C_{\theta}^*$  が小さくなってくるので、等価 CP への影響はそれほど大きくないこと、また、キャストトレールを設定することにより、全トレールとしての非線形性が緩和されるため、PS アシスト特性や操舵系の剛性分布に比べ、その影響が小さいことを計算で確認している。

次に、タイヤ特性の非線形特性について解析する。図 5.21 に、タイヤ横力特性のスリップ角に対する非線形指数  $n$  の影響を示した。横加速度増加にともなう局所 CP 低下が大きいブラシモデル( $n=1$ )では、スタビリティファクタの増大、局所ヨーレイトゲインの低下、局所スリップ角ゲインの増大傾向が強くなり、折れ線特性に近いタイヤ特性 ( $n=3$ ) では、横加速度増加にともなう各特性の変化が小さくなる。このように、正規化横力の原点勾配  $C$  と最大値  $\mu$  が同じタイヤでも、折れ線特性への近接度合の違いによって、旋回非線形特性への影響が表現される。

図 5.22 は、タイヤの荷重非線形性（正規化 CP の対荷重変化率  $\varepsilon$ 、および摩擦係数の対荷重変化率  $\kappa$ ）の影響である。当然、 $\varepsilon$  や  $\kappa$  が小さく荷重非線形性の弱いタイヤほど、横加速度の大きな領域での車両特性変化が小さくなる。また、図 5.22 の計算は、軸重配分が 0.6:0.4 と前後輪の荷重が異なる車両なので、 $\varepsilon$  が変わると線形域での前後輪の正規化 CP が変化し、横加速度の小さな領域から車両特性が変化する。このように、前軸荷重に対して後軸荷重が小さな車両に荷重非線形性の強いタイヤを装着すると、軸重の大きい前輪の正規化 CP が小さくなり、軸重の小さい後輪の正規化 CP が大きくなるので、横加速度の小さな領域から US 傾向となり、ヨーレイトゲインが低下する。また、横加速度の小さな領域ではスリップ角ゲインが減少するが、横加速度の増加に伴い、後輪の局所 CP の低下が顕著になり、大きい横加速度領域での局所スリップ角ゲインは逆に増大する。

横加速度の大きな領域での旋回特性を調整するサスペンションの設計パラメータは、荷重移動配分比である。この荷重移動配分比は、式(5.27)に示したように、ロールセンタ高とロール剛性配分から、比較的自由度を持った設計ができる。図 5.23 は前輪の荷重移動配分比を 0.3~0.7 まで 0.1 きざみで変えたときの、旋回特性を計算した結果である。横加速度が大きくなるにつれて、荷重移動配分比が大きい方の局所 CP の低下が顕著になり、荷重移動配分比の小さい方の局所 CP の低下は抑制される。そのため、荷重移動配分比を変えると、スタビリティファクタは強 US 特性から強 OS 特性まで大きく変化し、局所ヨーレイトゲインの変化幅も非常に大きい。荷重移動配分比を決定するロールセンタ高とロール剛性配分比は、横加速度の大きな領域での旋回特性を支配する設計諸元であることが確認できる。

車両の基本諸元である重心高／トレッド比も、横加速度の大きな領域での旋回特性にとって重要諸元である。図 5.24 に、重心高の影響を示した。低重心化により、横加速度の増加にともなう局所 CP の低下が抑制され、スタビリティファクタ、局所ヨーレイトゲイン、局所スリップ角ゲインの変化が抑制される。どちらか一方の局所 CP 低下を抑制すると、もう一方の局所 CP 低下が顕著になる荷重移動配分比の影響とは異なり、前後輪同時に局所 CP の低下が抑制される点が低重心化の特徴であり、旋回性能設計における重要諸元であることが確認できる。

以上、構築した解析モデルを用いて、PS のアシストトルク特性、操舵系の剛性分布、タイヤ横力のスリップ角非線形性と荷重非線形性、ロールセンタ高とロール剛性配分で決定される荷重移動配分比、重心高／トレッド比など、主要な設計諸元の旋回非線形特性への寄与を大域的に解析し、その影響を対比して示した。

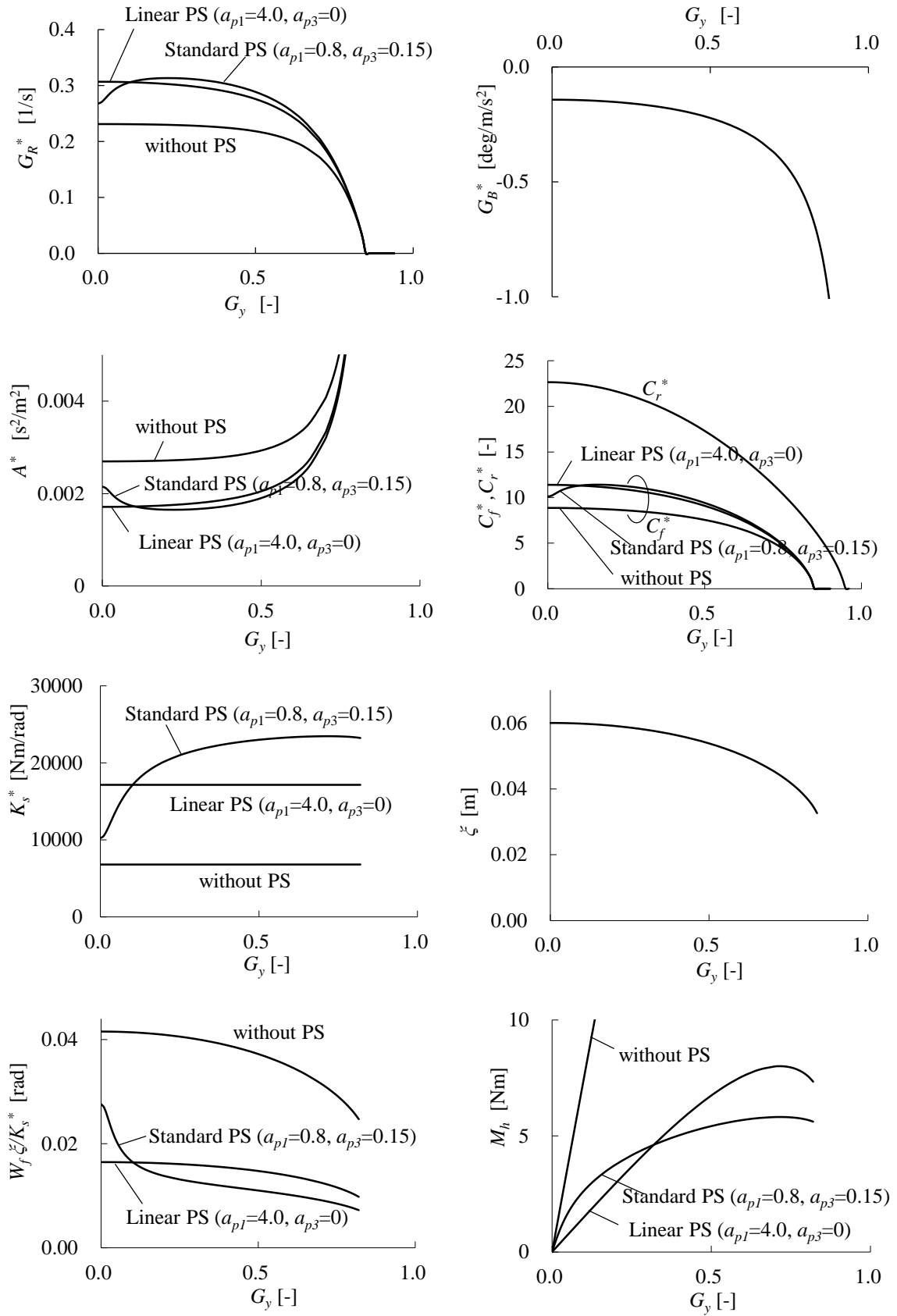


Fig.5.19 Effect of Power Steering Assist Torque

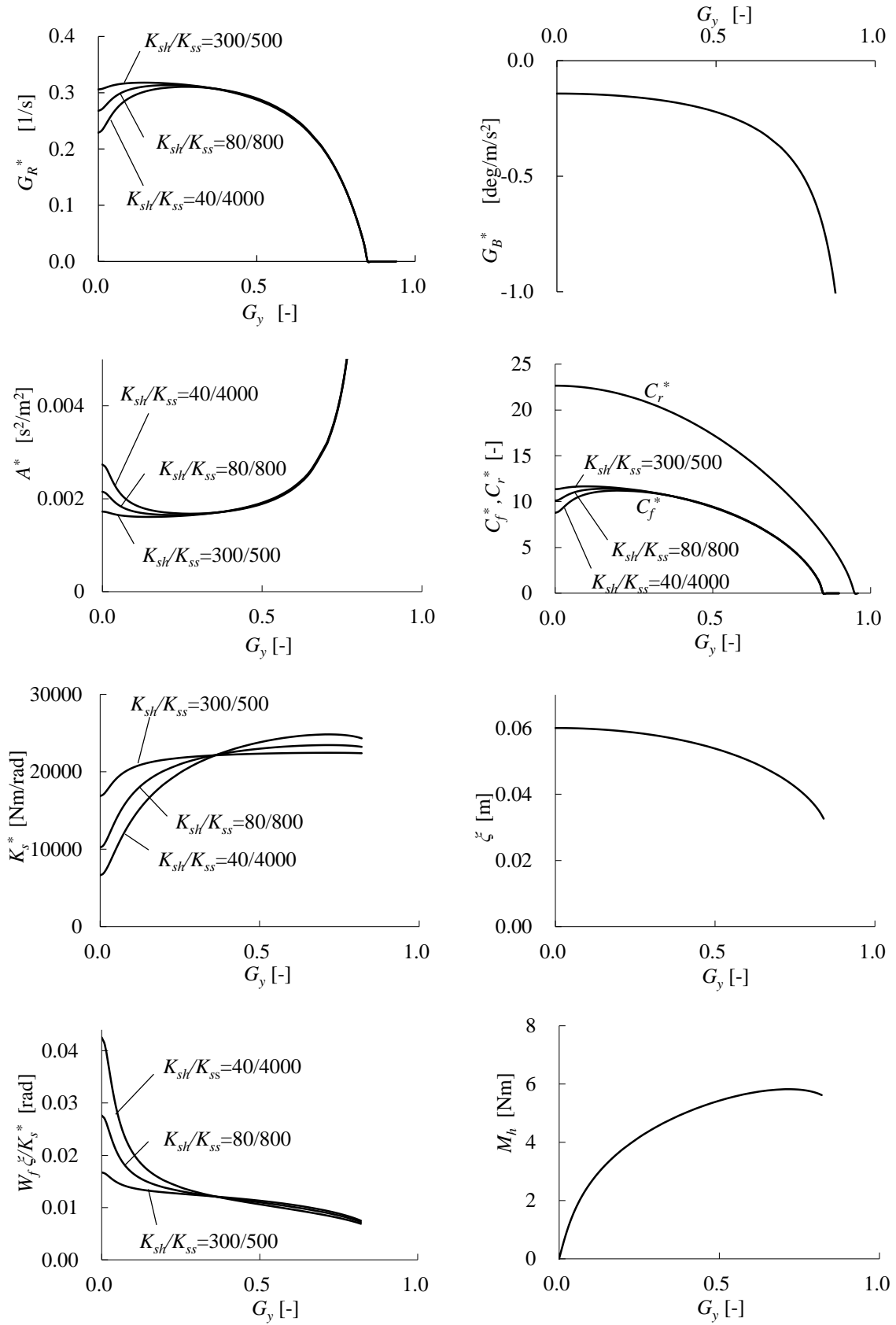


Fig.5.20 Effect of Steering System Stiffness Distribution

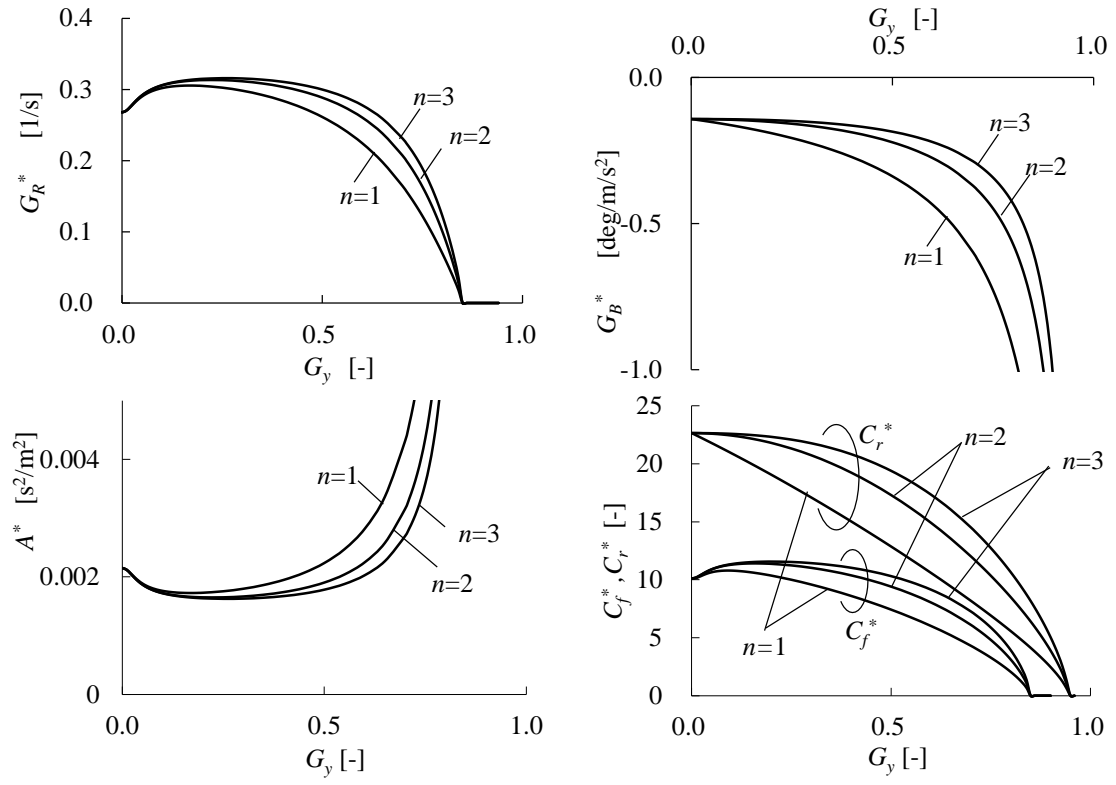


Fig.5.21 Effect of Tire Non-linearity for Slip Angle

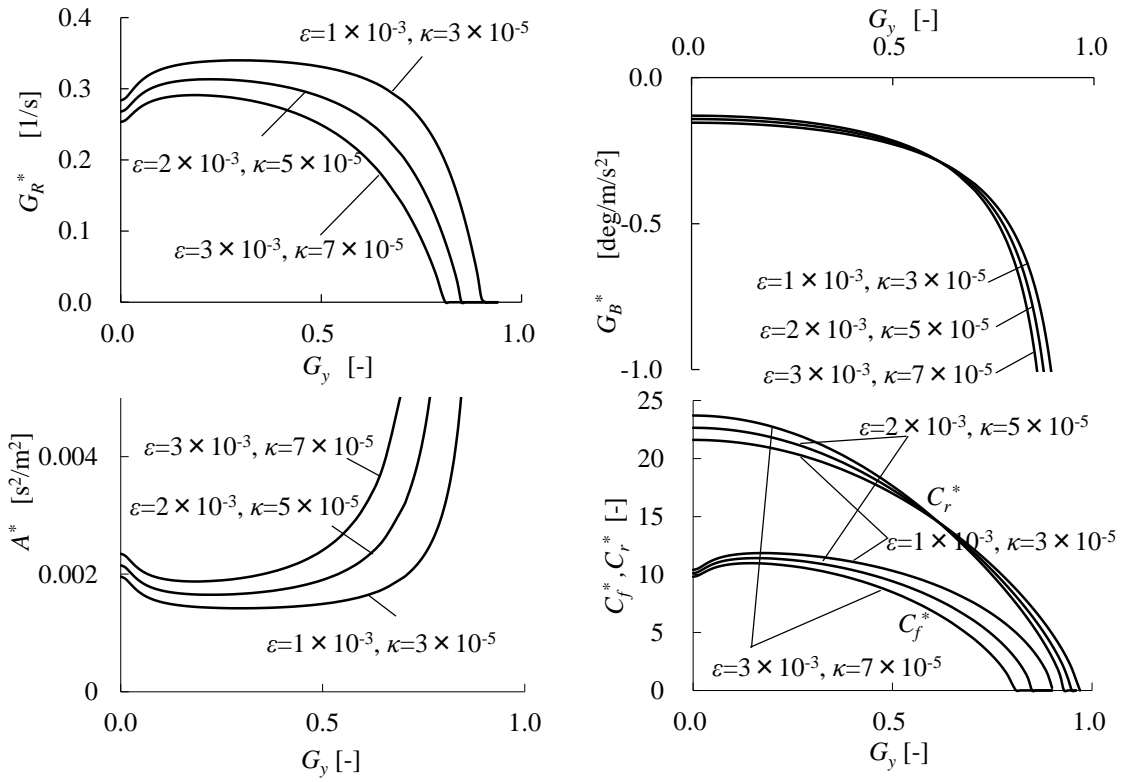


Fig.5.22 Effect of Tire Non-linearity for Vertical Load

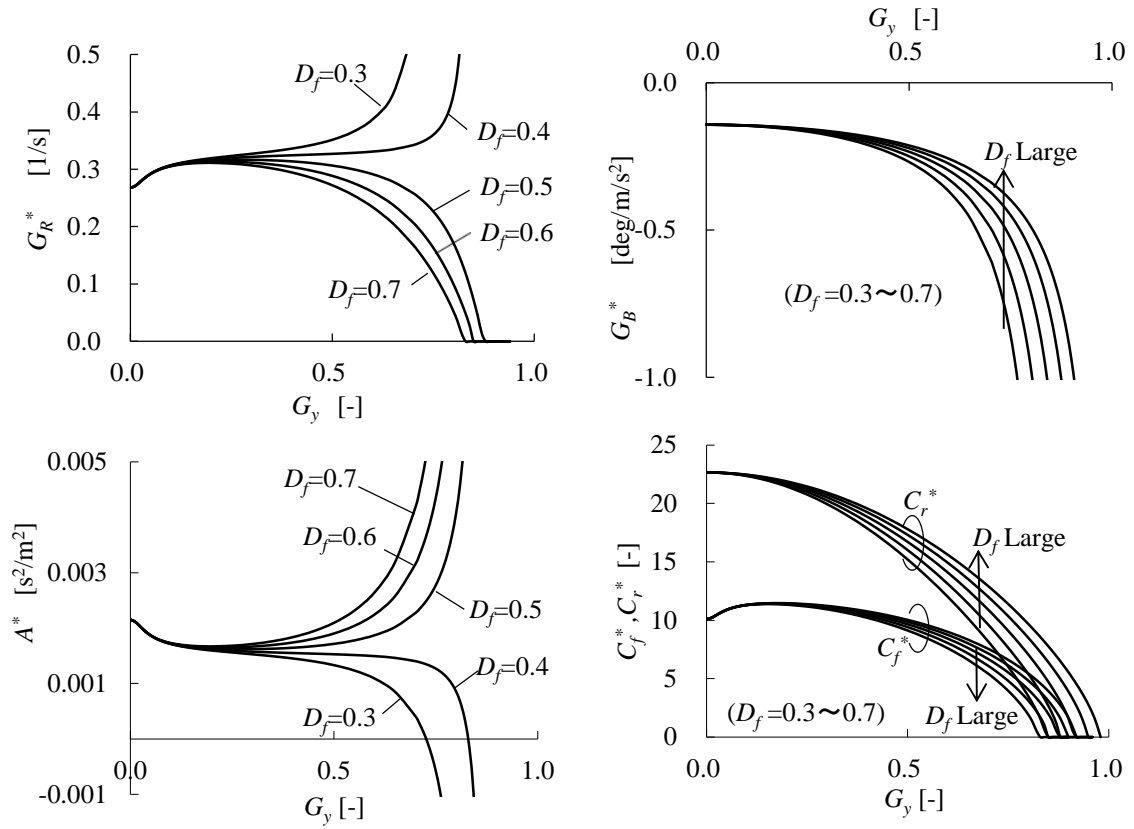


Fig.5.23 Effect of Load Transfer Distribution

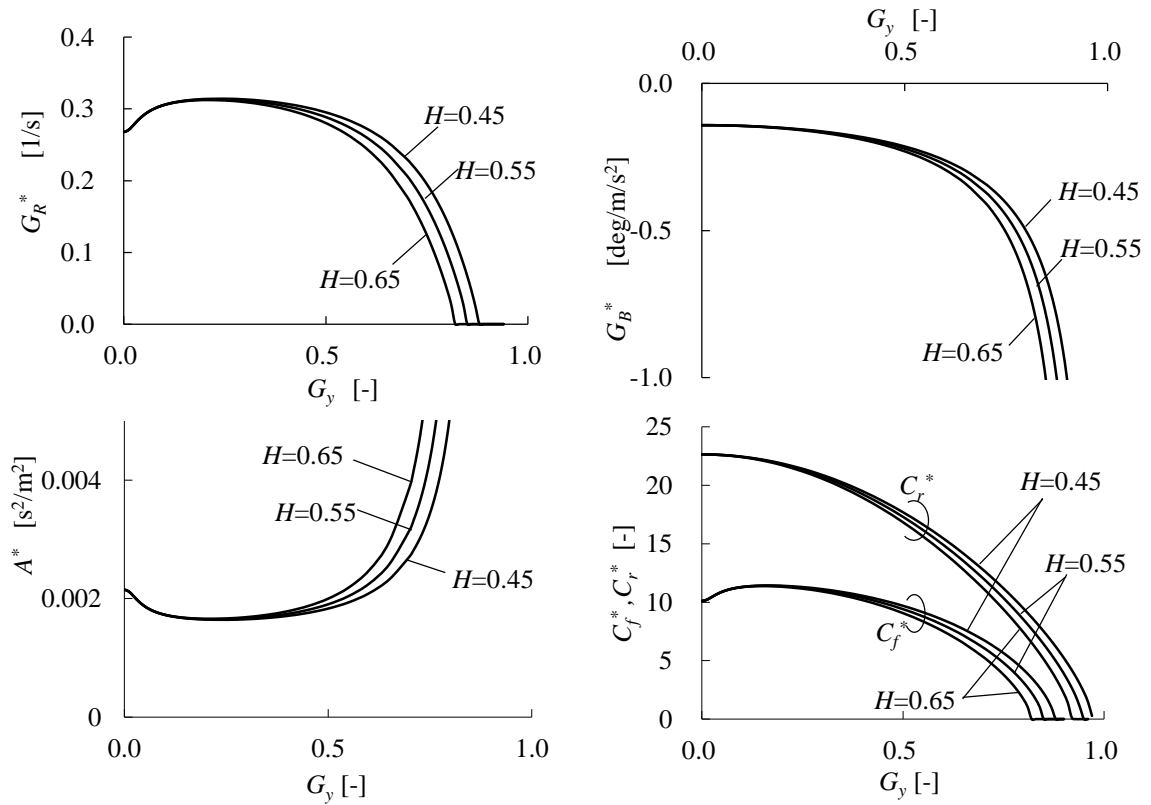


Fig.5.24 Effect of Height of Center of Gravity

## 5.8 各シャシー制御システムの効果領域

本節では、第 5.3 節～第 5.6 節で構築した解析モデルを用いて、各シャシー制御システムの寄与、効果領域について解析する。旋回特性をコントロールするシステムは、大別すると以下の 3 種類ある。

- ・前輪、または後輪のステア角制御
- ・制駆動力の左右差を利用したヨーモーメント制御
- ・サスペンションのロール剛性配分制御による荷重移動配分制御

定常旋回状態から、前輪、あるいは後輪のステア角を  $\Delta\delta$  だけ追加操舵したときに生ずるヨーレイト  $\Delta r_\delta$  は、以下のように表される。

$$\Delta r_\delta = \left( \frac{V}{1 + A^* V^2} \right) \frac{\Delta\delta}{l} \quad (5.55)$$

左右輪に制駆動力  $\pm \Delta F_x$  を加えたときに発生するヨーレイト  $\Delta r_{Fx}$  は、

$$\Delta r_{Fx} = \left( \frac{V}{1 + A^* V^2} \right) \left( \frac{1}{d_f C_f^*} + \frac{1}{d_r C_r^*} \right) \frac{T}{mg l^2} \Delta F_x \quad (5.56)$$

ロール剛性配分を制御して、スタビリティファクタが  $A_1^*$  から  $A_2^*$  に変化するときの、操舵時の発生ヨーレイトの差  $\Delta r_{Mx}$  は、

$$\Delta r_{Mx} = \left( \frac{(A_1^* - A_2^*) V^2}{(1 + A_1^* V^2)(1 + A_2^* V^2)} \right) \frac{V \Delta\delta}{l} \quad (5.57)$$

図 5.25 は、速度 100km/h の定常旋回状態から、ステア角  $\Delta\delta=1\text{deg}$  を加えたときの  $\Delta r_\delta$ 、制駆動力の左右差  $\Delta F_x=1000\text{N}$  を加えたときの  $\Delta r_{Fx}$ 、ロール剛性配分制御により荷重移動配分を 20% 変えたとき ( $D_f=0.6 \rightarrow 0.4$ ) の  $\Delta r_{Mx}$  を比較した結果である。ただし、図の実線はサマータイヤでアスファルト路走行を想定 ( $C_m=18$ ,  $\mu_m=1.0$ )、破線はスタッドレスタイヤで雪氷路走行を想定 ( $C_m=9$ ,  $\mu_m=0.3$ ) した計算である。これらのヨーレイト変化を比較することにより、各制御システムの旋回性能への寄与、効果の程度が把握できる。ステア角制御は、常用走行域から中程度の横加速度域まで旋回性能に大きな影響を及ぼすが、限界に近づくと急激にその寄与が低下する。制駆動力の左右差によるヨーモーメント制御は、横加速度の小さい領域から限界域まで全域で、旋回性能に影響する。また、タイヤ路面間の摩擦力が低下するような状況でも、大きな寄与を及ぼす。サスペンションのロール剛性配分制御は、横加速度が大きくなるにしたがって、その影響が急激に増大する。ただし、摩擦係数の小さな路面では、その影響は小さくなる。

常用走行域で寄与の大きな後輪ステアについては、第 4 章で詳細に述べた。路面状況によらず、限界域で大きな効果が期待できる制動力の左右差制御については、第 7 章で詳細に述べる。

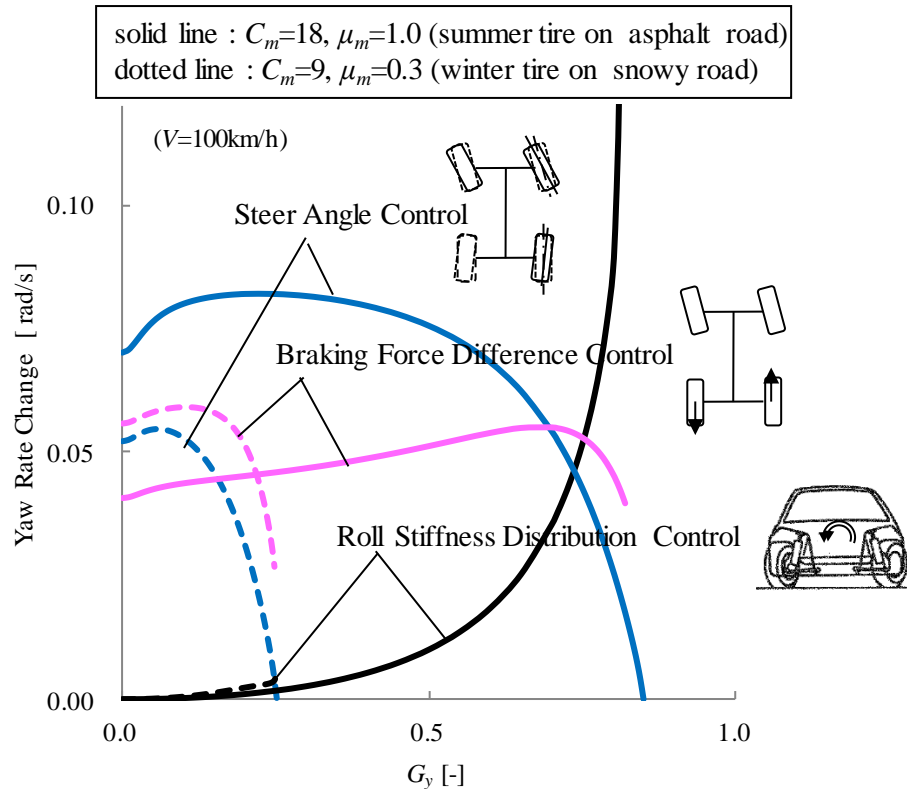


Fig.5.25 Effective Area of Each Chassis Control System

本節では、横加速度が大きな領域での寄与が大きいロール剛性配分の影響、およびその制御の効果について検証する。

ロール剛性配分は、例えばアクティブサスペンションにおいて、旋回時に付加するロールモーメントの前後配分を可変することで制御できる。その制御方法はいくつか考えられるが<sup>(5-21),(5-22)</sup>、図 5.23、図 5.25 からわかるように、ロール剛性配分変化の寄与感度は、横加速度の大きな領域で急激に大きく敏感になるため、ここでは走行環境変化に対してロバストな特性となるよう、図 5.26 に示すような操舵角と車速から演算した規範ヨーレイトと、実際のヨーレイトの偏差を小さくするように、ロールモーメントを可変する制御とした。

図 5.27 は、一定横加速度の定常円旋回から追加ステップ操舵したときのヨーレイトゲインの変化を計測した結果である。横加速度が大きくなると、ロール剛性配分の影響が顕著になること、ロール剛性配分制御により、横加速度に対するヨーレイトゲインの変化を小さく抑えられることを確認した。



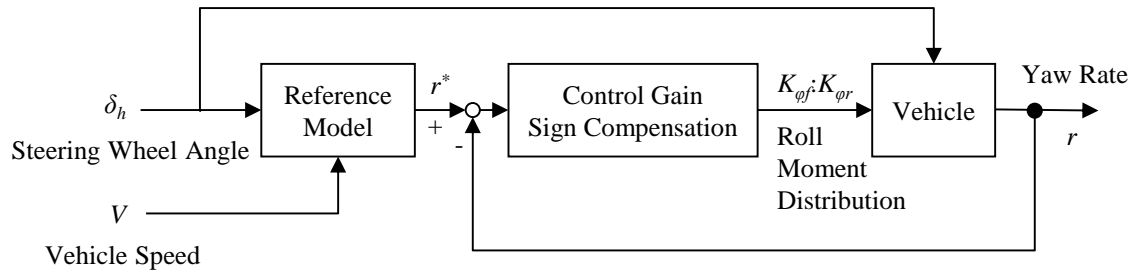


Fig.5.26 Yaw Rate Model Following Control of Roll Moment Distribution

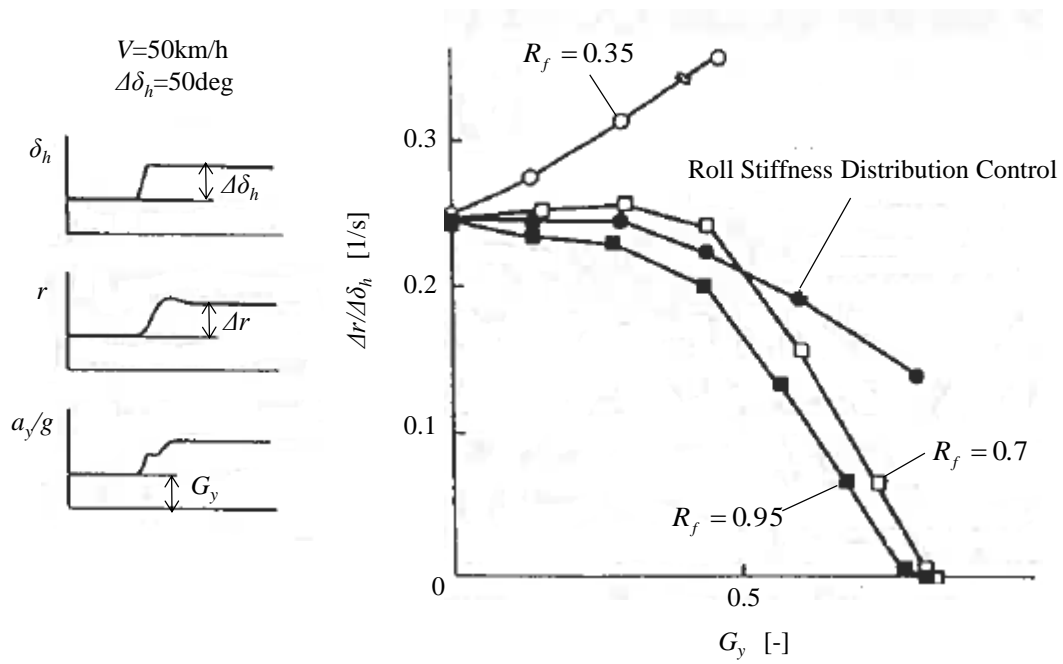


Fig.5.27 Effect of Roll Stiffness Distribution Control by Active Suspension

## 5.9 まとめ

本章では、旋回非線形特性の評価手法、解析手法に関する研究を実施し、旋回非線形性に影響する設計諸元の寄与、および各シャシー制御システムの効果領域とその寄与を明らかにした。

- ・速度一定の準定常旋回試験において、局所ヨーレイトゲイン、局所スリップ角ゲイン、左右輪平均の前後輪の局所 CP を求めることにより、車両の旋回非線形特性を評価した。
- ・タイヤ横力のスリップ角に対する非線形特性、荷重に対する非線形特性、PS アシスト特性とセルフアライニングトルク特性に起因する操舵系の非線形特性について、実際の特性を調査し、それらを比較的シンプルに定式表現することにより、主要な非線形要因を考慮した局所 CP を定式化した。これを用いて、局所ヨーレイトゲイン、局所スリップ角ゲイン、スタビリティファクタを表し、実際の車両の旋回非線形特性の特徴と概略対応することを確認した。
- ・構築した解析モデルを用いて、車両の旋回非線形特性に及ぼす設計諸元の寄与を明らかにした。パワーステアリング特性、操舵系の剛性分布、タイヤのスリップ角非線形性および荷重非線形性、ロールセンタ高とロール剛性配分で決定される荷重移動配分比、重心高／トレッド比など、重要な設計諸元の旋回非線形性への寄与を対比して示した。
- ・構築した解析モデルを用いて、ステア角制御、ロール剛性配分制御、制駆動力左右差によるヨーモーメント制御に大別される 3 種類のシャシー制御システムの影響領域、およびその寄与の程度を明らかにした。ステア角制御は直進から中程度の横加速度領域で支配的な寄与を及ぼすこと、ロール剛性配分制御は横加速度の大きな領域で寄与が大きく現れること、制駆動力左右差によるヨーモーメント制御は全域で寄与し、低摩擦路面でも影響が大きいことを定量的に示した。また、アクティブサスペンションによるロール剛性配分制御の車両特性を実車実験で確認し、横加速度の大きな領域における効果を検証した。

## 第6章

### スリップ角位相平面を用いた限界運動解析

## 6.1 はじめに

本章では、第5章で解析した非線形領域よりもさらに横加速度が大きくなり、タイヤスリップ角が限界を超えるような状況での運動の解析を行う。限界運動解析に関しては、これまでもいくつかの手法が提案されている。Millikenらは、あたかも台上に拘束された車両において、前後輪のスリップ角を任意に与えたときに生ずる横力とヨーモーメントの関係から、静的釣合いでの限界挙動を考察する横力・モーメント法を提案している<sup>(1-16)</sup>。これにより、前輪の横力が先に飽和するプラウ特性か、後輪横力が先に飽和するスピン特性かなどの考察ができる。芝端らは、車体スリップ角に対するヨーモーメントの変化を調べることで、限界付近の安定性を考察する $\beta$ メソッドと呼ばれる解析法を提案している<sup>(1-39)</sup>。また、前後輪のスリップ角の差と横加速度の関係から定常平衡状態の性質を解釈する、Pacejkaの示したハンドリング線図と呼ばれる解析手法もよく知られている<sup>(1-15),(6-1)</sup>。以上の解析では、静的な限界挙動の考察が可能になるが、動的な挙動を把握することは難しい。一般に、2次系の非線形システムの動特性解析には、位相平面解析法が有効であり、これを自動車の限界解析に適用した研究もある。限界運動の位相平面解析において通常用いられる2つの状態量は、ヨーレートとスリップ角（または横速度）<sup>(6-2)~(6-5)</sup>、あるいは、前輪スリップ角と後輪スリップ角<sup>(6-6),(6-7)</sup>であり、これらを2軸にとった平面上で解軌跡を調べる手法である。

以上のように、既にいくつかの限界運動解析手法が提案されているが、本章では、平衡点や動的限界挙動の性質をより端的に表現すること、および、次章のスタビリティコントロールシステムの論理構築につなげることを目的として、新たな限界解析手法を考案する。はじめに、タイヤ横力特性を単純な2直線で表現する折れ線タイヤモデルを導入する。一般に、限界運動特性は複雑なタイヤ特性のために解析的取扱いが困難とされるが、折れ線タイヤ特性を用いることで、平衡点の性質を解析的に把握することが可能となる。さらに、車両の安定性は車体スリップ角に起因している点に着目し、限界動特性の解釈には、スリップ角の振る舞いを詳細に知ることが必要であるという考えに基づく新たな位相平面、すなわち、車体スリップ角とその時間微分値であるスリップ角速度を2軸とする位相平面（以降、スリップ角位相平面）を導入する。折れ線タイヤ特性を平面2自由度モデルに適用し、スリップ角位相平面上での平衡点や解軌跡の性質を考察することにより、車両の限界動特性の性質を明らかにする。

## 6.2 限界運動解析モデル

タイヤ横力が限界を超えたときの運動の基本的性質を考察するために、可能な限り簡易なモデルで解析を行う。

左右運動とヨー運動の平面 2 自由度モデルの運動方程式を, 第 2 章で述べた正規化パラメータを用いて表現すると,

$$\begin{aligned} \frac{V}{g}(\dot{\beta} + r) &= d_f \frac{F_f(\alpha_f)}{W_f} + d_r \frac{F_r(\alpha_r)}{W_r} \\ \frac{l}{g} I_n \dot{r} &= \frac{F_f(\alpha_f)}{W_f} - \frac{F_r(\alpha_r)}{W_r} \end{aligned} \quad (6.1)$$

$$\begin{aligned} \alpha_f &= \beta + \frac{ld_r}{V} r - \delta_f \\ \alpha_r &= \beta - \frac{ld_f}{V} r \end{aligned} \quad (6.2)$$

式(6.1)の運動方程式の右辺は, 横力を荷重で除した正規化横力特性で記述され, 式(6.2)のタイヤスリップ角の関数となる. タイヤ横力飽和特性の特徴を最も単純に表現するモデルとして, ここでは図 6.1 に示すような 2 直線で表わすタイヤモデル (以降, 折れ線タイヤ特性) を考える. すなわち,

$$-\frac{F_i(\alpha_i)}{W_i} = \begin{cases} C_i \alpha_i & |\alpha_i| \leq \frac{\mu_i}{C_i} \\ E_i \alpha_i + \mu_i \left(1 - \frac{E_i}{C_i}\right) & |\alpha_i| \geq \frac{\mu_i}{C_i} \end{cases} \quad (6.3)$$

ここで, 添え字  $i$  は前輪  $f$ , または後輪  $r$  を表し,  $C_i$  は線形域の正規化 CP,  $\mu_i$  は摩擦係数,  $E_i$  は限界を超えた以降の正規化横力のスリップ角に対する変化勾配 (局所正規化 CP) であり,  $C_i > 0$ ,  $\mu_i > 0$ ,  $E_i < 0$  である.

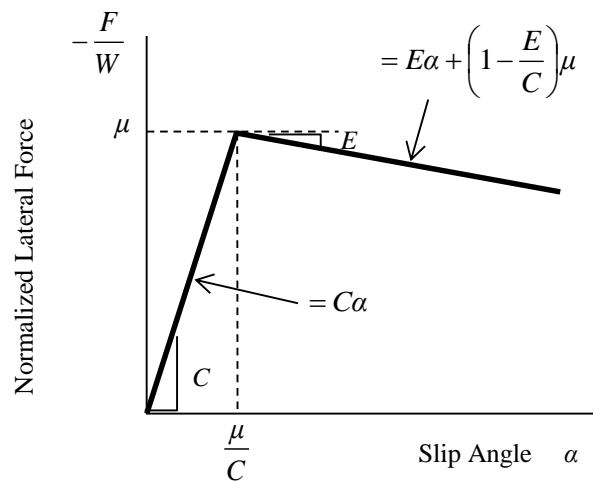


Fig. 6.1 Piecewise Linear Tire Model

Table 6.1 Classification of Tire Characteristics ( $C_f, C_r$ ), ( $\mu_f, \mu_r$ ), ( $E_f, E_r$ )

$C$	$\mu$	$E$
$C_f > C_r$ (OS)	$\mu_f > \mu_r$ (Spin)	$ E_f  >  E_r $
		$ E_f  <  E_r $
$C_f > C_r$ (OS)	$\mu_f < \mu_r$ (Plow)	$ E_f  >  E_r $
		$ E_f  <  E_r $
$C_f < C_r$ (US)	$\mu_f > \mu_r$ (Spin)	$ E_f  >  E_r $
		$ E_f  <  E_r $
$C_f < C_r$ (US)	$\mu_f < \mu_r$ (Plow)	$ E_f  >  E_r $
		$ E_f  <  E_r $

← Standard Passenger Car

車両の運動の性質は、前後輪の  $C_i$ ,  $\mu_i$ ,  $E_i$  の大小関係に支配され、その組み合わせは、表 6.1 のように論理的には  $2 \times 2 \times 2 = 8$  通りある。ただし、実際の自動車は、第 2 章で述べたように、主に操舵系のコンプライアンス特性などによる等価 CP 設計により  $C_f < C_r$  (US 特性) となるように設定されており、また、第 5 章で述べた、荷重移動配分などの設計により、 $\mu_f < \mu_r$  (プラウ特性) となるように設定されている。

ここで、旋回限界時の等価摩擦係数について、整理しておく。平面 2 輪モデルに用いる旋回限界における左右輪平均の等価的な摩擦係数  $\mu_i$  は、第 5 章式(5.50)において  $\bar{\mu}_i = G_y \mu_i = \mu_i$  と置くことにより、次式のように表すことができる。

$$\mu_i = \frac{-(1 + \rho \Sigma \gamma_i) + \sqrt{(1 + \rho \Sigma \gamma_i)^2 + 16 W_i \left( \frac{H}{T} \frac{D_i}{d_i} \right)^2} \kappa \mu_{i0}}{8 \kappa W_i \left( \frac{H}{T} \frac{D_i}{d_i} \right)^2} \quad (6.4)$$

式(6.4)から、荷重移動配分比に対する前後輪の等価摩擦係数の変化を計算した結果を図 6.2 に示す。重心位置（高さ  $H$ 、前後位置  $d_f, d_r$ ）と同時に、前後荷重移動配分比  $D_f, D_r$  が等価摩擦係数に大きな影響を与えていることがわかる。つまり、荷重移動配分比により、摩擦係数を等価的に調整することができる。荷重移動配分比は、第 5.4 節の式(5.27)で表され、ロールセンタ高を考慮したロール剛性配分の設計により、等価摩擦係数の前後バランスを調整することが可能となる。ただし、前後輪を独立して増減することはできず、一方の等価摩擦係数が増加するように荷重移動配分を設定すると、もう一方の等価摩擦係数が減少する。また、式(6.4)から明らかなように、

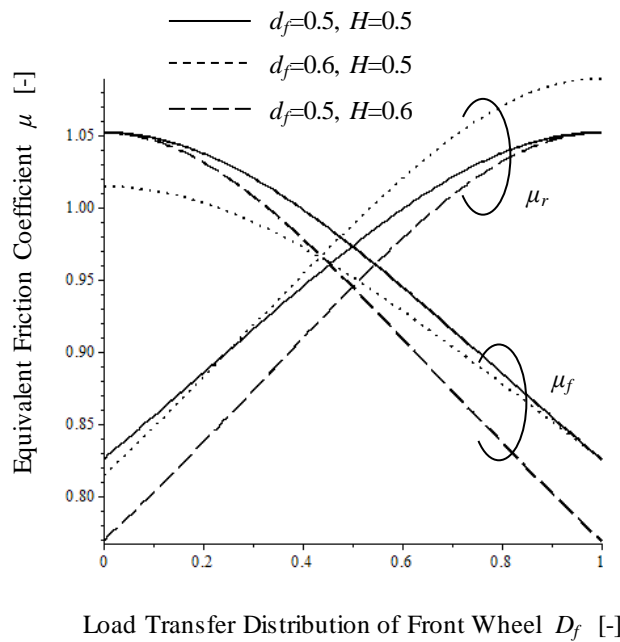


Fig.6.2 Effect of Load Transfer on Equivalent Friction Coefficient

サスペンションのキャンバ角変化特性や初期アライメント設定によりキャンバ角特性を変えても、等価的に摩擦係数を調整することができる。こちらは、前後輪独立で調整が可能である。

一方、 $E_i$ は、最大横力を超えた限界域特性であり、絶対値も小さため、その大きさや前後輪の大小関係を  $C_i$  や  $\mu_i$  のように比較的自由に設計することは難しいのが現実である。そこで、本章では、US 特性 ( $C_f < C_r$ )，かつプラウ特性 ( $\mu_f < \mu_r$ ) を前提条件として、 $|E_f| > |E_r|$  と  $|E_f| < |E_r|$  の 2 つの場合について検討する。一般的な乗用車タイヤの横力特性計測結果<sup>(2-11)</sup>なども参考に、等価 CP，等価摩擦係数を考慮して、以下の 2 種類の折れ線タイヤ特性について、解析を進める。

- $C_f=10, C_r=20, \mu_f=1.0, \mu_r=1.05, E_f=-0.5, E_r=-0.3$  ( $|E_f| > |E_r|$ )
- $C_f=10, C_r=20, \mu_f=1.0, \mu_r=1.05, E_f=-0.1, E_r=-0.3$  ( $|E_f| < |E_r|$ )

### 6.3 平衡点の静特性解析

前節で示した解析モデルを用いて、はじめに平衡点の静特性を把握する。静的平衡点の解析法としては、ハンドリング線図<sup>(1-15),(6-1)</sup>がよく知られている。折れ線タイヤのハンドリング線図を、図 6.3, 図 6.4 に示す。横軸が前後輪のスリップ角差、縦軸が重力加速度単位の横加速度であり、図 6.3 は、 $|E_f| > |E_r|$  のとき、図 6.4 は  $|E_f| < |E_r|$  のときのハンドリング線図である。

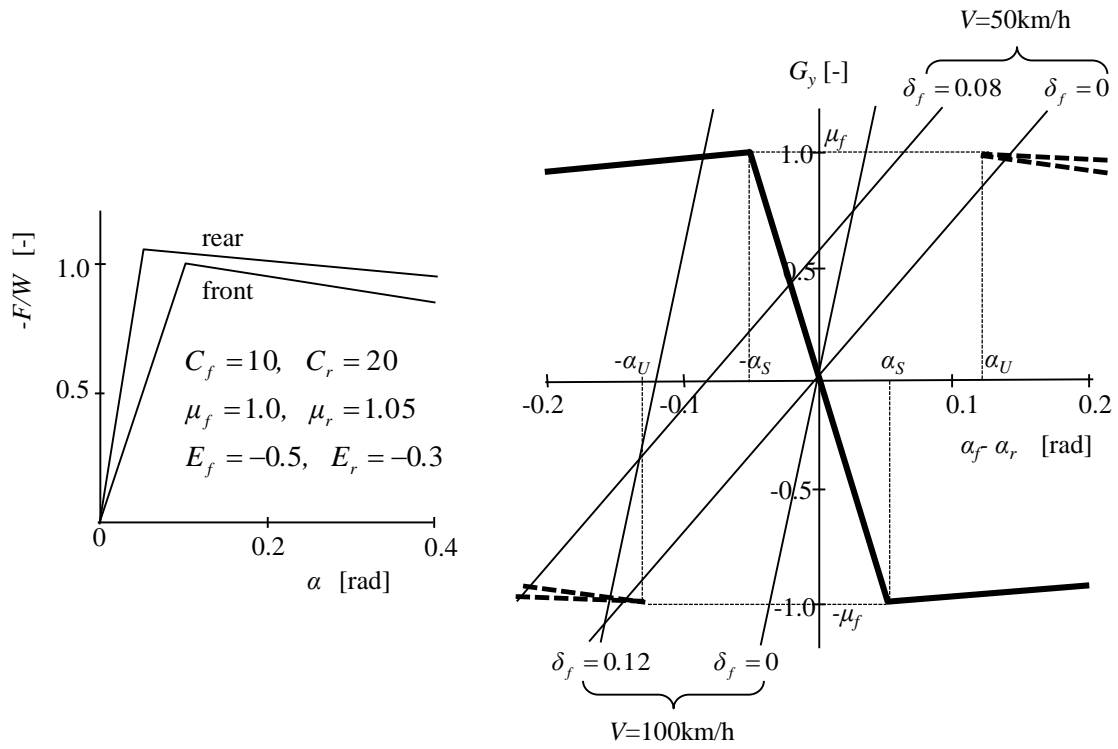


Fig. 6.3 Handling Diagram ( $|E_f| > |E_r|$ )

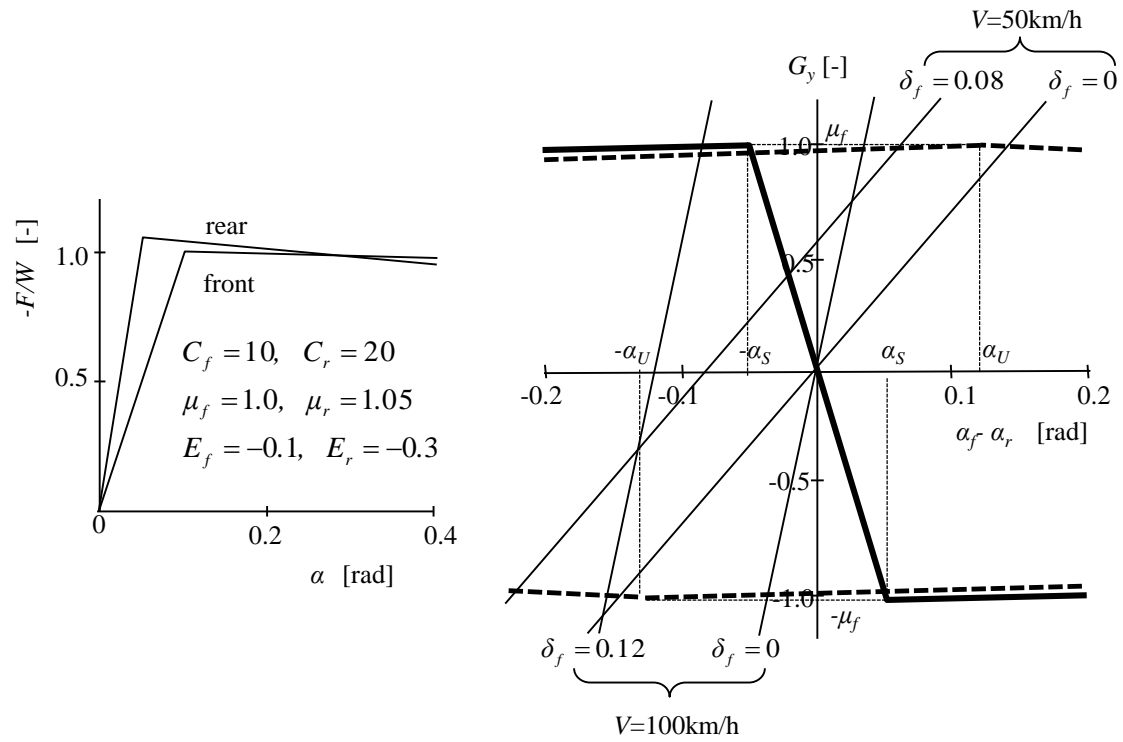


Fig. 6.4 Handling Diagram ( $|E_f| < |E_r|$ )



折れ線タイヤ特性を導入したことにより，ハンドリング線図も折れ線となり，それぞれ直線の式で表現される．図中の実線は，定常旋回における横加速度と前後輪の横力との釣り合いより求まる安定解であり，限界に至るまでは次式の関係となる．

$$G_y = \frac{-\Delta\alpha}{\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_r}} \quad (-\Delta\alpha_s \leq \Delta\alpha \leq \Delta\alpha_s) \quad (6.5)$$

ここで， $G_y$ は重力加速度単位の横加速度， $\Delta\alpha$ は前後輪のスリップ角の差であり，

$$\Delta\alpha = \alpha_f - \alpha_r \quad (6.6)$$

前輪が限界を超えたときの安定解は，

$$\left. \begin{aligned} G_y &= \frac{\Delta\alpha + \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{E_f}\right)\mu_f}{\frac{1}{C_r} - \frac{1}{E_f}} & (\Delta\alpha \leq -\Delta\alpha_s) \\ G_y &= \frac{\Delta\alpha - \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{E_f}\right)\mu_f}{\frac{1}{C_r} - \frac{1}{E_f}} & (\Delta\alpha \geq \Delta\alpha_s) \end{aligned} \right\} \quad (6.7)$$

また， $\Delta\alpha_s$ は，安定解が限界に達するときの前後輪のスリップ角差であり，実線の折れ点の $x$ 座標である．

$$\pm\Delta\alpha_s = \pm\left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_r}\right)\mu_f \quad (6.8)$$

実線の折れ点の座標は， $(\pm\Delta\alpha_s, \mp\mu_f)$ となる．

図の破線は２種類の不安定解を示しており，後輪だけが限界を超えている状態の不安定解は，

$$\left. \begin{aligned} G_y &= \frac{-\Delta\alpha + \left(\frac{1}{C_r} - \frac{1}{E_r}\right)\mu_r}{\frac{1}{C_f} - \frac{1}{E_r}} & (\Delta\alpha \geq \Delta\alpha_u) \\ G_y &= \frac{-\Delta\alpha - \left(\frac{1}{C_r} - \frac{1}{E_r}\right)\mu_r}{\frac{1}{C_f} - \frac{1}{E_r}} & (\Delta\alpha \leq -\Delta\alpha_u) \end{aligned} \right\} \quad (6.9)$$

前後輪がどちらも限界を超えている状態での不安定解は， $|E_f| > |E_r|$ の場合には，

$$\left. \begin{aligned} G_y &= \frac{\Delta\alpha + \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{E_f}\right)\mu_f - \left(\frac{1}{C_r} - \frac{1}{E_r}\right)\mu_r}{\frac{1}{E_r} - \frac{1}{E_f}} & (\Delta\alpha \geq \Delta\alpha_U) \\ G_y &= \frac{\Delta\alpha - \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{E_f}\right)\mu_f + \left(\frac{1}{C_r} - \frac{1}{E_r}\right)\mu_r}{\frac{1}{E_r} - \frac{1}{E_f}} & (\Delta\alpha \leq -\Delta\alpha_U) \end{aligned} \right\} \quad (6.10)$$

$|E_f| < |E_r|$  の場合には、式(6.10)の不安定解の存在範囲が以下のように変わる。

$$\left. \begin{aligned} G_y &= \frac{\Delta\alpha + \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{E_f}\right)\mu_f - \left(\frac{1}{C_r} - \frac{1}{E_r}\right)\mu_r}{\frac{1}{E_r} - \frac{1}{E_f}} & (\Delta\alpha \leq \Delta\alpha_U) \\ G_y &= \frac{\Delta\alpha - \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{E_f}\right)\mu_f + \left(\frac{1}{C_r} - \frac{1}{E_r}\right)\mu_r}{\frac{1}{E_r} - \frac{1}{E_f}} & (\Delta\alpha \geq -\Delta\alpha_U) \end{aligned} \right\} \quad (6.10')$$

$\Delta\alpha_U$  は、式(6.9)と式(6.10)、または式(6.10')の2種類の不安定解が一致する前後輪のスリップ角差であり、破線の折れ点の  $x$  座標である。

$$\pm \Delta\alpha_U = \pm \left\{ \left( \frac{1}{C_r} - \frac{1}{E_r} \right) \mu_r - \left( \frac{1}{C_f} - \frac{1}{E_f} \right) \mu_f \right\} \quad (6.11)$$

破線の折れ点の座標は、 $(\pm \Delta\alpha_U, \pm \mu_f)$  となる。

旋回運動の幾何学的関係から、前後輪のスリップ角の差と操舵角、車速には以下の関係があり、ハンドリング線図上では直線で表される。

$$G_y = \frac{V^2}{gl} (\Delta\alpha + \delta_f) \quad (6.12)$$

式(6.5)、式(6.7)、式(6.9)、式(6.10)、式(6.10')と式(6.12)との交点が平衡点である。図 6.3 からわかるように、 $|E_f| > |E_r|$  の場合には、1つの安定な平衡点と、最大で4つの不安定な平衡点が存在する。安定な平衡点は常に1つ存在し、不安定な平衡点は、低速で舵角が小さいときに4つ、高速で舵角が大きいときは2つあり、高速で舵角が小さいときには不安定な平衡点はなくなる。また、図 6.4 より、 $|E_f| < |E_r|$  の場合には、車速や舵角の条件によらず、1つの安定な平衡点と、2つの不安定な平衡点が存在することがわかる。

以上のハンドリング線図では、車両安定性の本質と考えられる車体スリップ角の情報が欠落しているので、次に平衡点の車体スリップ角を調べる。限界に至る前の安定な平衡点のスリップ角は、

$$\beta_e = \frac{-\frac{1}{C_r} + d_f \frac{gl}{V^2}}{\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_r} + \frac{gl}{V^2}} \delta_f \quad (-\delta_s \leq \delta_f \leq \delta_s) \quad (6.13)$$

$\delta_s$  は、前輪が限界に達する操舵角であり、

$$\pm \delta_s = \pm \left\{ \frac{gl}{V^2} \mu_f + \left( \frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_r} \right) \mu_f \right\} \quad (6.14)$$

また、この前輪が限界に達する操舵角におけるスリップ角は、

$$\beta_e|_{\pm\delta_s} = \pm \left( \frac{d_f gl}{V^2} - \frac{1}{C_r} \right) \mu_f \quad (6.15)$$

前輪が限界を超えた後の安定な平衡点のスリップ角は、

$$\left. \begin{aligned} \beta_e &= \frac{-\frac{1}{C_r} + d_f \frac{gl}{V^2}}{-\frac{1}{C_r} + \frac{1}{E_f} + \frac{gl}{V^2}} \delta_f + \frac{\left( -\frac{1}{C_f} + \frac{1}{E_f} \right) \left( -\frac{1}{C_r} + d_f \frac{gl}{V^2} \right) \mu_f}{-\frac{1}{C_r} + \frac{1}{E_f} + \frac{gl}{V^2}} & (\delta_f \geq \delta_s) \\ \beta_e &= \frac{-\frac{1}{C_r} + d_f \frac{gl}{V^2}}{-\frac{1}{C_r} + \frac{1}{E_f} + \frac{gl}{V^2}} \delta_f - \frac{\left( -\frac{1}{C_f} + \frac{1}{E_f} \right) \left( -\frac{1}{C_r} + d_f \frac{gl}{V^2} \right) \mu_f}{-\frac{1}{C_r} + \frac{1}{E_f} + \frac{gl}{V^2}} & (\delta_f \leq -\delta_s) \end{aligned} \right\} \quad (6.16)$$

また、前輪が限界を超えていず、後輪が限界を超えている状態での不安定な平衡点の車体スリップ角は、

$$\left. \begin{aligned} \beta_e &= \frac{-\frac{1}{E_r} + d_f \frac{gl}{V^2}}{\frac{1}{C_f} - \frac{1}{E_r} + \frac{gl}{V^2}} \delta_f + \frac{\left( \frac{1}{C_r} - \frac{1}{E_r} \right) \left( \frac{1}{C_f} + d_r \frac{gl}{V^2} \right) \mu_r}{\frac{1}{C_f} - \frac{1}{E_r} + \frac{gl}{V^2}} & (\delta_f \geq -\delta_U) \\ \beta_e &= \frac{-\frac{1}{E_r} + d_f \frac{gl}{V^2}}{\frac{1}{C_f} - \frac{1}{E_r} + \frac{gl}{V^2}} \delta_f - \frac{\left( \frac{1}{C_r} - \frac{1}{E_r} \right) \left( \frac{1}{C_f} + d_r \frac{gl}{V^2} \right) \mu_r}{\frac{1}{C_f} - \frac{1}{E_r} + \frac{gl}{V^2}} & (\delta_f \leq \delta_U) \end{aligned} \right\} \quad (6.17)$$

前輪と後輪のどちらも限界を超えている状態の不安定な平衡点におけるスリップ角は、 $|E_f| > |E_r|$ の場合には、

$$\left. \begin{aligned}
 \beta_e &= \frac{-\frac{1}{E_r} + d_f \frac{gl}{V^2}}{\frac{1}{E_f} - \frac{1}{E_r} + \frac{gl}{V^2}} \delta_f \\
 &\quad + \frac{\left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{E_f}\right) \left(\frac{gl d_f}{V^2} - \frac{1}{E_r}\right) \mu_f + \left(\frac{1}{C_r} - \frac{1}{E_r}\right) \left(\frac{gl d_r}{V^2} + \frac{1}{E_f}\right) \mu_r}{\frac{1}{E_f} - \frac{1}{E_r} + \frac{gl}{V^2}} \quad (\delta_f \geq -\delta_U) \\
 \beta_e &= \frac{-\frac{1}{E_r} + d_f \frac{gl}{V^2}}{\frac{1}{E_f} - \frac{1}{E_r} + \frac{gl}{V^2}} \delta_f \\
 &\quad - \frac{\left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{E_f}\right) \left(\frac{gl d_f}{V^2} - \frac{1}{E_r}\right) \mu_f + \left(\frac{1}{C_r} - \frac{1}{E_r}\right) \left(\frac{gl d_r}{V^2} + \frac{1}{E_f}\right) \mu_r}{\frac{1}{E_f} - \frac{1}{E_r} + \frac{gl}{V^2}} \quad (\delta_f \leq \delta_U)
 \end{aligned} \right\} \quad (6.18)$$

$|E_f| < |E_r|$ の場合には、式(6.18)と式の形は同じだが、その存在領域が異なり、次のようになる。

$$\left. \begin{aligned}
 \beta_e &= \frac{-\frac{1}{E_r} + d_f \frac{gl}{V^2}}{\frac{1}{E_f} - \frac{1}{E_r} + \frac{gl}{V^2}} \delta_f \\
 &\quad + \frac{\left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{E_f}\right) \left(\frac{gl d_f}{V^2} - \frac{1}{E_r}\right) \mu_f + \left(\frac{1}{C_r} - \frac{1}{E_r}\right) \left(\frac{gl d_r}{V^2} + \frac{1}{E_f}\right) \mu_r}{\frac{1}{E_f} - \frac{1}{E_r} + \frac{gl}{V^2}} \quad (\delta_f \leq -\delta_U) \\
 \beta_e &= \frac{-\frac{1}{E_r} + d_f \frac{gl}{V^2}}{\frac{1}{E_f} - \frac{1}{E_r} + \frac{gl}{V^2}} \delta_f \\
 &\quad - \frac{\left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{E_f}\right) \left(\frac{gl d_f}{V^2} - \frac{1}{E_r}\right) \mu_f + \left(\frac{1}{C_r} - \frac{1}{E_r}\right) \left(\frac{gl d_r}{V^2} + \frac{1}{E_f}\right) \mu_r}{\frac{1}{E_f} - \frac{1}{E_r} + \frac{gl}{V^2}} \quad (\delta_f \geq \delta_U)
 \end{aligned} \right\} \quad (6.18')$$

$\delta_U$ は、式(6.17)と式(6.18)、式(6.18')の2種類の不安定解が分岐する操舵角であり、

$$\pm \delta_U = \pm \left\{ \frac{gl}{V^2} \mu_f + \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{E_r}\right) \mu_f - \left(\frac{1}{C_r} - \frac{1}{E_r}\right) \mu_r \right\} \quad (6.19)$$

また，この不安定な平衡点が分岐する操舵角におけるスリップ角は，

$$\beta_{\epsilon}|_{\pm\delta_U} = \pm \left\{ \left( \frac{d_f g l}{V^2} - \frac{1}{E_r} \right) \mu_f + \left( \frac{1}{E_r} - \frac{1}{C_r} \right) \mu_r \right\} \quad (6.20)$$

平衡点のスリップ角を，図 6.5 ( $|E_f| > |E_r|$  の場合)，図 6.6 ( $|E_f| < |E_r|$  の場合) に示す．横軸が車体スリップ角，縦軸は操舵角であり，それぞれ 50km/h と 100km/h における操舵角と車体スリップ角の関係を示した．安定な平衡点のスリップ角は，ある舵角以上ではほぼ一定の大きさとなる．不安定な平衡点のスリップ角は， $\delta_f = \pm\delta_u$  において最少となり，それより舵角が大きくなると増加していくことがわかる．

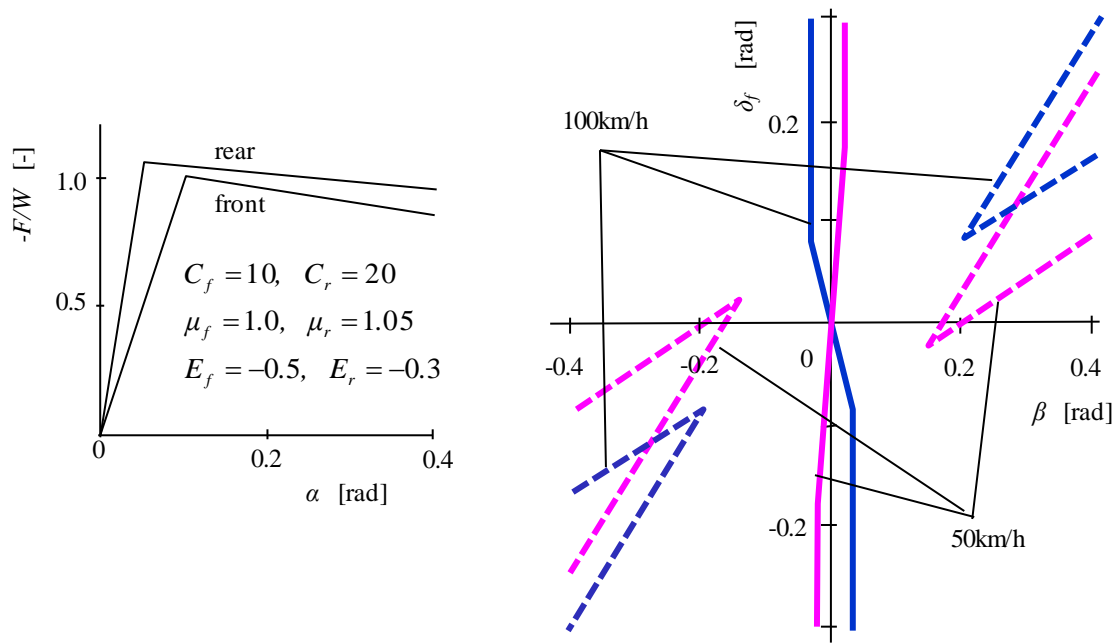


Fig. 6.5 Slip Angle to Steer Angle at equilibrium Points ( $|E_f| > |E_r|$ )

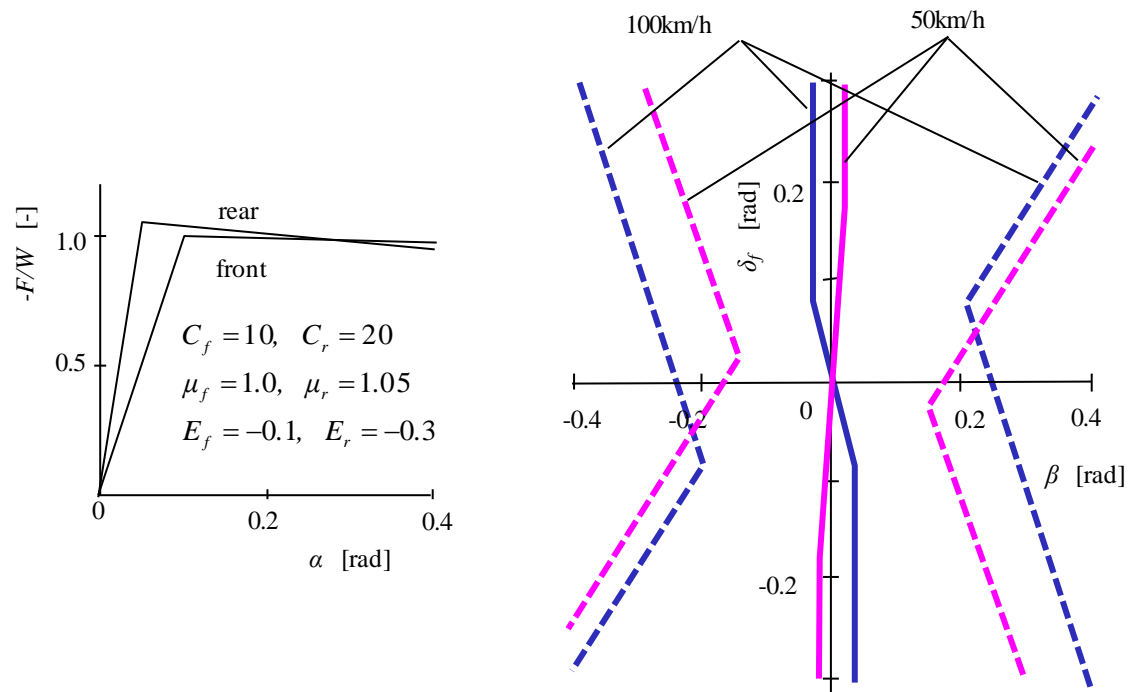


Fig. 6.6 Slip Angle to Steer angle at equilibrium Points ( $|E_f| < |E_r|$ )

## 6.4 スリップ角位相平面と平衡点の動的性質

前節で示したように、ハンドリング線図では、静的な平衡点を知ることができるが、動特性は表現されない。非線形システムの動特性を調べる手法としては、位相平面解析が一般的である。位相平面解析では、そのシステム特性を表現する2つの状態量をどのように選ぶかが重要である。非線形なシステムでは、状態量の選択次第で、システム特性の把握のしやすさが異なってくる。強い非線形特性を持つタイヤ特性に支配される限界動特性の位相平面解析として、一般に用いられる2つの状態量は、スリップ角とヨーレート、あるいは前輪スリップ角と後輪スリップ角の組み合わせであるが、本章では、スリップ角とその時間微分であるスリップ角速度を2つの状態量とした位相平面を導入する。これを導入する理由は次の3点である。第一の理由は、「車両の安定性は車体スリップ角が本質である」という第2章～第4章での研究に立脚し、限界運動の動的性質もスリップ角の振る舞いを詳細に知ることが重要である、という考えによるものである。第二の理由は、ある変数とその微分値による位相平面を用いると、平衡点回りで線形化すれば、振動学の諸公式が直接利用でき、システムの動的性質を解釈しやすい、という点である。第三の理由は、次章のスタビリティコントロールシステムの制御論理に活用しやすい、という点である。この新たに提案する位相平面を、本論文では、スリップ角位相平面と呼ぶ。

式(6.1)の運動方程式を平衡点回りで線形化すると、スリップ角の運動方程式は、以下のように書ける。

$$\ddot{\beta} + 2\zeta\omega_n\dot{\beta} + \omega_n^2\beta = 0 \quad (6.21)$$

式(6.21)を書き換えると、

$$\frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \beta} = -\omega_n^2 \frac{\beta}{\dot{\beta}} - 2\zeta\omega_n \quad (6.22)$$

式(6.22)より、

$$\beta = 0 \text{ のとき, } \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \beta} = -2\zeta\omega_n \equiv \eta_1 \quad (6.23)$$

$$\dot{\beta} = 0 \text{ のとき, } \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \beta} = \infty \quad (6.24)$$

$$\frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \beta} = 0 \text{ のとき, } \frac{\dot{\beta}}{\beta} = -\frac{\omega_n}{2\zeta} \equiv \eta_2 \quad (6.25)$$

横軸にスリップ角  $\beta$ 、縦軸にスリップ角速度  $\dot{\beta}$  にとったスリップ角位相平面（ $\beta$ - $\dot{\beta}$  平面）上で、平衡点は  $\beta$  軸上にある。その大きさは、式(6.13)、式(6.16)、式(6.17)、式(6.18)、式(6.18')で表され、図 6.5、図 6.6 のようになることを示した。この平衡点を新たな原点として、その近傍で

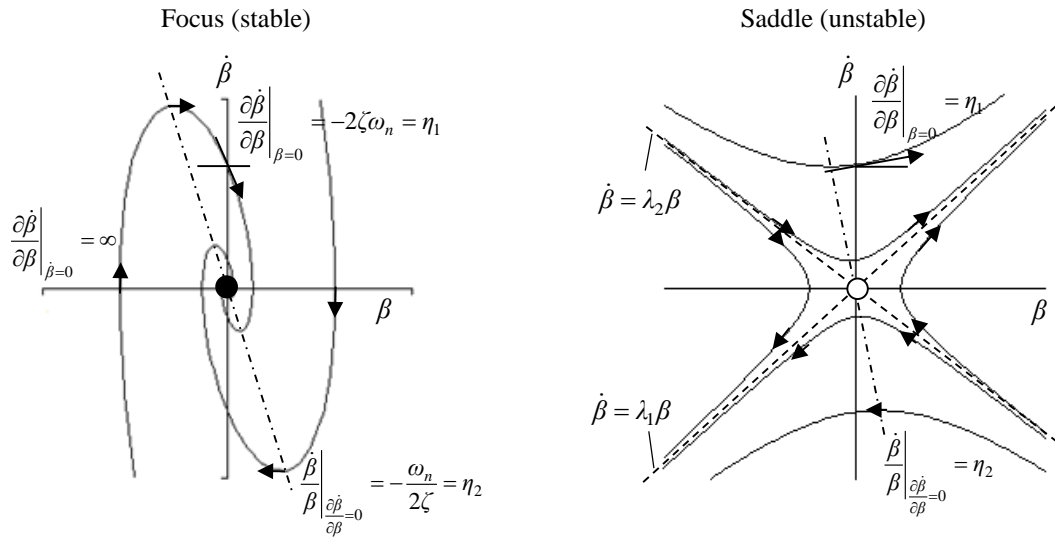


Fig. 6.7 Trajectory around Equilibrium Point on  $\beta - \dot{\beta}$  Phase Plane

解軌跡を描くと、解軌跡が新たな  $\dot{\beta}$  軸をよぎる勾配  $\eta_1$  は、システムのダンピング  $2\zeta\omega_n$  を表していることが式(6.23)よりわかる。また、解軌跡が  $\beta$  軸と直交することも、式(6.24)より明らかである。さらに、式(6.25)より、解軌跡勾配がゼロとなる位相平面上の点と平衡点を結ぶ直線の傾き  $\eta_2$  は、システムの1次時定数  $\frac{2\zeta}{\omega_n}$  の逆数を表していることもわかる。平衡点回りで線形化した式(6.21)の特性方程式が、実部が負の複素根を持つ場合と、正と負の2実根を持つ場合の二つを例にとり、 $\beta - \dot{\beta}$  平面における平衡点回りの解軌跡を図 6.7 に示す。実部が負の複素根の場合は、平衡点は安定な渦状点となり、解軌跡が  $\dot{\beta}$  軸となす角や、解軌跡勾配がゼロとなる点などから、平衡点のダンピングや応答時定数などが把握できる。特性方程式が2実根（正の実根  $\lambda_1$ 、負の実根  $\lambda_2$ ）の場合は、平衡点は不安定な鞍点となり、解軌跡は  $\dot{\beta} = \lambda_2\beta$  に沿って  $\beta$  軸上の平衡点に向かい、平衡点から  $\dot{\beta} = \lambda_1\beta$  に沿って発散していく。以上のように、スリップ角位相平面を用いることにより、線形理論の諸公式を拡張適用して、平衡点回りの動特性の性質が理解できる。

スリップ角位相平面を用いて、前章で調べた平衡点の動的性質について考察する。式(6.21)の特性方程式は2次式であり、その係数は次のようになる。

$$\begin{aligned}
 s^2 + bs + c &= 0 \\
 b &= \frac{g}{V I_n} \{ C_f^* (d_f I_n + d_r) + C_r^* (d_r I_n + d_f) \} \\
 c &= \left( \frac{g}{V} \right)^2 \frac{C_f^* C_r^*}{I_n} \left\{ 1 + \left( \frac{1}{C_f^*} - \frac{1}{C_r^*} \right) \frac{V^2}{gl} \right\}
 \end{aligned} \tag{6.26}$$



ここで、 $C_f^*, C_r^*$ は、荷重で正規化した平衡点回りの局所 CP である。折れ線タイヤ特性では、限界に至るまでは  $C_i^* = C_i$ 、限界を超えると  $C_i^* = E_i$  となり、平衡点での前後輪の局所 CP の組み合わせは、以下の 4 通りある。

$$(C_f^*, C_r^*) = (C_\beta C_r), (E_\beta C_r), (C_\beta E_r), (E_\beta E_r)$$

各組み合わせにおいて、特性方程式の根を調べれば、各平衡点の性質が明らかになる。

本章の解析では、US 特性の標準的な乗用車を対象としており、また、限界を超えた後の局所 CP  $E_i$  は、線形域の CP  $C_i$  に対してその絶対値は小さいので、 $C_f < C_r, C_f >> |E_r|, C_r >> |E_f|$  が前提条件である。したがって、 $(C_f^*, C_r^*) = (C_\beta C_r)$  の線形域での平衡点は、速度  $V_D$  (式(2.37)) より低速では、負の 2 実根となり安定な結節点、 $V_D$  より高速では、実部が負の複素根となり安定な渦状点である。 $(C_f^*, C_r^*) = (E_\beta C_r)$  の平衡点も同様な性質となり、次式で速度  $V_D'$  以下で安定な結節点、 $V_D'$  以上の速度で安定な渦状点となる。

$$V_D' = \sqrt{\frac{gl}{C_r - E_f}} \sqrt{\frac{\{E_f(d_f I_n + d_r) + C_r(d_r I_n + d_f)\}^2}{4I_n} - E_f C_r} \quad (6.27)$$

$E_f$  は  $C_f$  に比べて小さい値なので、 $V_D'$  は  $V_D$  よりも高い速度となる。たとえば、第 6.2 節で示したタイヤ特性値で、 $l=2.8\text{m}$ 、 $I_n=1.0$ 、 $d_f=d_r=0.5$  のときには、 $V_D=30\text{m/h}$ 、 $V_D'=42.5\text{km/h}$  ( $E_f=-0.3$ )、 $V_D'=42.7\text{km/h}$  ( $E_f=-0.5$ ) となる。

$(C_f^*, C_r^*) = (C_\beta E_r)$  の平衡点は、正と負の 2 実根となり、不安定な鞍点である。 $(C_f^*, C_r^*) = (E_\beta E_r)$  の平衡点は、 $E_\beta, E_r$  の大小関係により性質が異なる。限界後の横力低下率が前輪の方が大きいとき、すなわち、 $|E_f| > |E_r|$  の場合の平衡点は、実部が正の複素根となり、不安定な渦状点である。逆に、限界後の横力低下率が後輪の方が大きいとき、すなわち、 $|E_f| < |E_r|$  の場合の平衡点は、相異なる正負の 2 実根となり、不安定な渦状点である。以上を整理し、 $\beta - \dot{\beta}$  位相平面における平衡点回りの解軌跡と合わせて、図 6.8 に示した。また、次節以降の解析のため、便宜的に、 $(C_\beta C_r)$  での安定な平衡点を S1、 $(E_\beta C_r)$  での安定な平衡点を S2、 $(C_\beta E_r)$  での不安定な鞍点を U1、 $(E_\beta E_r)$  での不安定な渦状点を U2、 $(E_\beta E_r)$  での不安定な鞍点を U3 と呼ぶことにする。

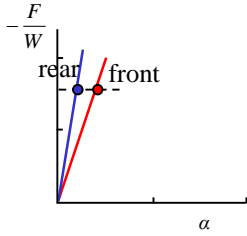
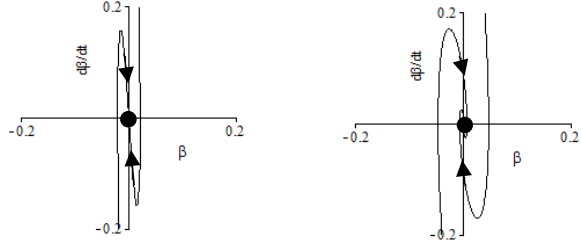
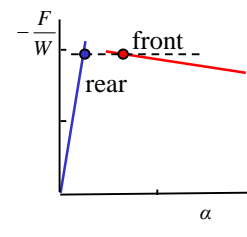
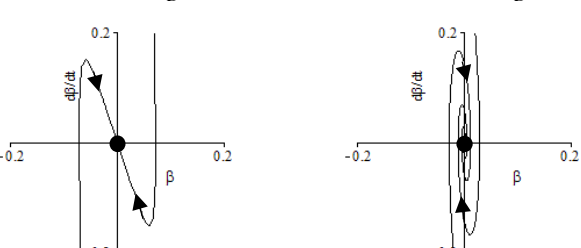
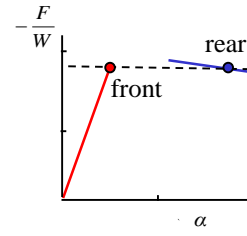
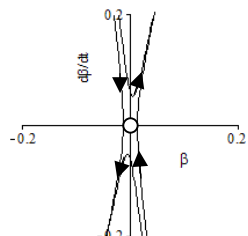
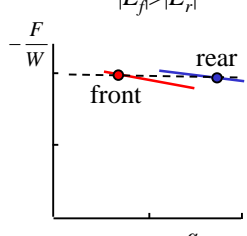
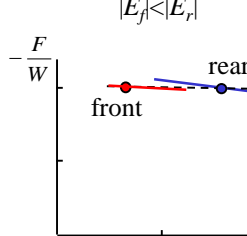
<p>front : <math>C_f</math> rear : <math>C_r</math></p> 	<p>Stable Node (<math>V &lt; V_D</math>)      Stable Focus (<math>V &gt; V_D</math>)</p> 	S1
<p>front : <math>E_f</math> rear : <math>C_r</math></p> 	<p>Stable Node (<math>V &lt; V_D'</math>)      Stable Focus (<math>V &gt; V_D'</math>)</p> 	S2
<p>front : <math>C_f</math> rear : <math>E_r</math></p> 	<p>Unstable Saddle</p> 	U1
<p>front : <math>E_f</math> rear : <math>E_r</math></p>	<p><math> E_f  &gt;  E_r </math></p> 	U2
	<p><math> E_f  &lt;  E_r </math></p> 	U3

Fig.6.8 Classification of Equilibrium Points ( $C_f < C_r$ ,  $\mu_f < \mu_r$ )

## 6.5 走行条件(操舵角, 車速)と平衡点

前節では, 前後輪の局所 CP の組み合わせによる平衡点の形態を整理した. 本節では, 走行条件(舵角と車速)によって, 前節の平衡点のうち, どのようなものが現れるのかを調べる. 安定な平衡点が S1 から S2 に変わる境界は, 第 6.3 節式(6.14)で示したように,

$$\delta_f = \pm\delta_s = \pm\left\{\frac{gl}{V^2}\mu_f + \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_r}\right)\mu_f\right\} \quad (6.28)$$

不安定な平衡点が消滅する境界, あるいは不安定な平衡点の種類が変わる境界は, 第 6.3 節式(6.19)で示したように,

$$\delta_f = \pm\delta_u = \pm\left\{\frac{gl}{V^2}\mu_f + \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{E_r}\right)\mu_f - \left(\frac{1}{C_r} - \frac{1}{E_r}\right)\mu_r\right\} \quad (6.29)$$

図 6.9 は,  $|E_H| > |E_H|$  の場合の境界線を, 横軸が速度, 縦軸が舵角のグラフ上に描いた結果である. 実線は式(6.28)で表される安定な平衡点 S1 と S2 の境界であり, 破線が式(6.29)で表される不安定な平衡点が消滅する境界である. これらの境界線によって 8 つの領域に分けられるが, 舵角の符号による対称性を考慮すると, 平衡点の性質は 5 つに分類される. 図中には, これらの境界線で分類される平衡点の種類と数を, 各領域内に示してある. 車両特性が US 特性, かつブラウ特性であるので, 安定な平衡点は全域で 1 つだけ存在し, 舵角が小さければ低速から高速まで S1, 舵角が大きくなると S2 に変わる. 不安定な平衡点は, 低速域では U1, U2 が 2 組 (各 2 個) 存在する. 中速域で舵角が加わると, U1, U2 の 1 組 (各 1 個) の不安定な平衡点となる. これは旋回方向の不安定な平衡点が消滅し, 旋回とは逆方向に 1 組の不安定な平衡点が残るためである. 高速になると, 舵角が小さいときには不安定な平衡点は消滅する. 高速で舵角を大きくしていくと, 安定な平衡点は S1 から S2 に変化するが, さらに舵角を大きくすると, 旋回と反対側に U1 と U2 の 2 つの不安定な平衡点が見れる.

図 6.10 は,  $|E_H| < |E_H|$  の場合の境界線, および平衡点の種類と数を示したものである. 図 6.9 と同様, 8 つの領域に分けられ, 平衡点の性質は 5 領域に分類される. 図 6.9 とは境界線はほぼ同じ位置となるが, 破線は不安定な平衡点 U1 と U2 が入れ替わる境界である. 安定な平衡点は全域で 1 つだけ存在し, 舵角が小さければ低速から高速まで S1, 舵角が大きくなると S2 に変わることは,  $|E_H| > |E_H|$  の場合と同じである. 不安定な平衡点は, 低速では U1 が 2 つ, 旋回と同方向と逆方向にそれぞれ 1 つずつ存在する. 中速域で舵角が加わると, 旋回方向の不安定な平衡点が U3 に変わる. 高速で舵角が小さいときは, U3 が 2 つ, 旋回と同方向と逆方向に 1 つずつ存在する. 高速で舵角が大きくなると, 旋回と逆方向の不安定な平衡点が U3 から U1 に変化する.

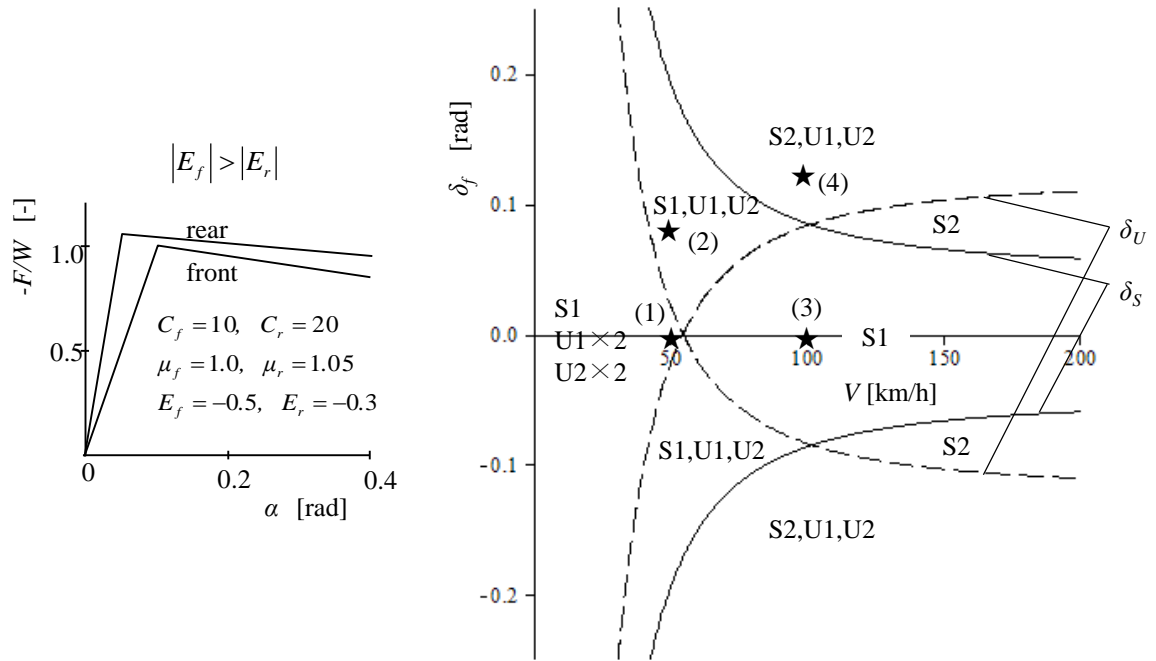


Fig.6.9 Number and Type of Equilibrium Points ( $C_f < C_r$ ,  $\mu_f < \mu_r$ ,  $|E_f| > |E_r|$ )

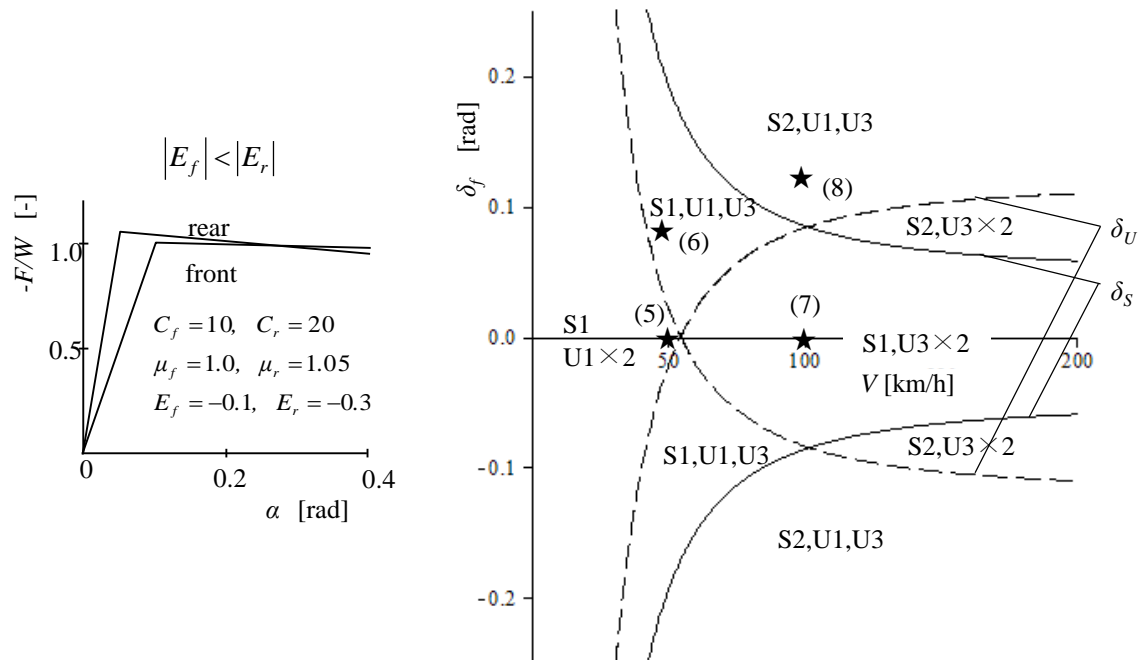


Fig.6.10 Number and Type of Equilibrium Points ( $C_f < C_r$ ,  $\mu_f < \mu_r$ ,  $|E_f| < |E_r|$ )

## 6.6 スリップ角位相平面における解軌跡

前節までの解析により、スリップ角の位相平面を用いることにより、車両の限界動特性の性質を把握しやすいこと、また、現れる平衡点の種類と数は、車速と舵角によって分類されることなどが明らかになった。本節では、平衡点の特徴が異なる代表的な走行条件で、スリップ角位相平面上の解軌跡を調べ、限界域での動特性の性質を明らかにする。図 6.9 と図 6.10 にそれぞれ★で示した 4 点、計 8 ケースの解軌跡を計算した結果を図 6.11～図 6.18 に示す。また、各ケースにおけるスリップ角平衡点（第 6.3 節： $\beta_e$ ）、および平衡点の性質を表わす解軌跡の勾配（第 6.4 節： $\eta_1, \eta_2, \lambda_1, \lambda_2$ ）を表 6.2 に示した。

図 6.11～図 6.14 は、限界以降の横力低下率が、前輪が後輪より大きい場合の結果である。

図 6.11 は、 $|E_f| > |E_r|$ ,  $V=50\text{km/h}$ ,  $\delta_f=0\text{rad}$  のときの解軌跡である。平衡点は  $\beta$  軸上にあり、原点に安定な平衡点 S1 がある。 $|\beta|=0.2\text{rad}$  付近に 2 種類の不安定な平衡点 U1, U2 が近接して存在し、原点に近い側に鞍点 U1、遠い側に渦状点 U2 がある。不安定な平衡点付近の解軌跡は、U2 回りで渦状に増幅しながら、近接する鞍点 U1 の正の実根を傾きとする急勾配の直線に沿って発散していくが、最終的には原点の安定な平衡点 S1 に収束する。正負 2 つの U1 を通り、U1 の実根を傾きとする 4 本の直線に囲まれた領域では、解軌跡は直接安定な平衡点 S1 に向かって収束する。

図 6.12 は、 $|E_f| > |E_r|$ ,  $V=50\text{km/h}$ ,  $\delta_f=0.08\text{rad}$  のときの解軌跡である。舵角がゼロのとき、2 組存在した不安定な平衡点のうち旋回方向の 1 組は消滅する。残った旋回と逆方向の 1 組の不安定な平衡点は、舵角ゼロの時に比べ、U2 が大きくなって U1 との距離が離れ、不安定な渦状平衡点の特徴がより明確に現れる。U1 の 2 実根を傾きとする 2 直線より右側では、解軌跡は一旦発散傾向となった後に安定な平衡点に収束し、左側では直接安定な平衡点に向かって収束する。なお、この条件では、前輪は限界に至っていないため、安定な平衡点は S1 である。

図 6.13 は、 $|E_f| > |E_r|$ ,  $V=100\text{km/h}$ ,  $\delta_f=0\text{rad}$  のときの解軌跡である。不安定な平衡点は消滅し、平衡点は安定な S1 が 1 つだけ存在する配置となるので、全領域で解軌跡は渦を描きながら原点に収束する。ただし、大スリップ角領域では、スリップ角が増大していくような軌跡を描き、収束しにくい特性となる。これは、タイヤ横力が限界を超えている状態であり、安定ではあるが復元モーメントが非常に小さくなっているためである。

図 6.14 は、 $|E_f| > |E_r|$ ,  $V=100\text{km/h}$ ,  $\delta_f=0.12\text{rad}$  のときの解軌跡である。このケースでは、U1 と U2 の 2 個 1 組の不安定な平衡点が、旋回と逆方向に現れる。図 6.12 の  $V=50\text{km/h}$  の場合と似た不安定な平衡点配置となり、U1 を通り、その 2 実根を傾きを持つ 2 直線より右側では、一旦発散傾向となった後に安定な平衡点に収束し、左側では直接安定な平衡点に向かって収束する。ただし、安定な平衡点は、前輪が限界を超えているので S2 である。図 6.11～図 6.14 の安定

な平衡点の性質を比較すると、車両のダンピングに対応する勾配  $\eta_1$  は高速になるほど緩やかになり、また前輪が限界を超えると緩やかになってくることが確認できる。

図 6.15～図 6.18 は、限界以降の横力低下率が、後輪の方が前輪より大きい場合の結果である。

図 6.15 は、 $|E_f| < |E_r|$ ,  $V=50\text{km/h}$ ,  $\delta_f=0\text{rad}$  のときの解軌跡である。原点に安定な平衡点  $S1$ 、不安定な平衡点  $U1$  が左右対称位置に存在する。正負 2 つの  $U1$  を通り、 $U1$  の実根を勾配とする 4 本の直線に囲まれた領域では、解軌跡は直接安定な平衡点  $S1$  に向かって収束する。4 直線の外側の領域のうち、正の  $U1$  を通り、その負の実根を傾きとする直線より右上第 1 象限側の領域と、負の  $U1$  を通り、その負の実根を傾きとする直線より左下第 3 象限側の領域では、解軌跡は発散する。第 2 象限側、第 4 象限側の大スリップ角領域では、 $U1$  を通り、その正の実根を傾きを持つ直線に沿って一旦発散傾向を示したのち、最終的に安定な平衡点  $S1$  に収束する。

図 6.16 は、 $|E_f| < |E_r|$ ,  $V=50\text{km/h}$ ,  $\delta_f=0.08\text{rad}$  のときの解軌跡である。安定な平衡点  $S1$ 、不安定な平衡点は、旋回と同じ側が  $U3$  となり、旋回と逆方向は  $U1$  である。 $S1$  近傍、および  $U1$  近傍では、図 6.15 の舵角がゼロの場合と類似した解軌跡となる。 $U3$  近傍では、 $U3$  の負の実根を傾きとする直線よりも上側の領域では、安定な平衡点に収束し、下側の領域では発散する。

図 6.17 は、 $|E_f| < |E_r|$ ,  $V=100\text{km/h}$ ,  $\delta_f=0\text{rad}$  のときの解軌跡である。原点に安定な平衡点  $S1$ 、不安定な平衡点  $U3$  が左右対称位置に存在する。 $U3$  を通り、その負の実根を傾きとする直線で安定不安定領域が分けられ、正の  $U3$  を通り、その負の実根を傾きとする直線より右上第 1 象限側の領域と、負の  $U3$  を通り、その負の実根を傾きとする直線より左下第 3 象限側の領域では、解軌跡は発散する。

図 6.18 は、 $|E_f| < |E_r|$ ,  $V=100\text{km/h}$ ,  $\delta_f=0.12\text{rad}$  のときの解軌跡である。左半面の不安定な平衡点が  $U3$ 、右半面の不安定な平衡点が  $U1$  となり、右半面の大部分の領域では、解軌跡が発散する。左半面も、 $U3$  を通り、その負の実根を傾きとする直線より左下第 3 象限側の領域では解軌跡は発散する。

不安定な平衡点が鞍点の場合、平衡点近傍の解が収束するか発散するかの境界線は、平衡点を通り、その負の実根  $\lambda_2$  を傾きとする直線となり、次式で表現できる。

$$\dot{\beta} = \lambda_2(\beta - \beta_e) \quad (6.30)$$

例えば、図 6.18 の安定不安定の境界線は、式(6.26)において、 $(C_f^*, C_r^*) = (C_f E_r)$ 、および  $(C_f^*, C_r^*) = (E_f E_r)$  として得られる負の実根  $\lambda_2$  と、式(6.17)、および式(6.18')から得られる  $\beta_e$  により (表 6.2)、以下のように規定される。

$$\begin{aligned} \text{U1回りの境界} & \quad \dot{\beta} = -6.9(\beta - 0.24) \\ \text{U3回りの境界} & \quad \dot{\beta} = -0.8(\beta + 0.3) \end{aligned}$$

$l=2.8\text{m}, I_n=1.0, C_f=10, C_r=20, \mu_f=1.0, \mu_r=1.05,$   
 $E_f=-0.5, E_r=-0.3 \ (|E_f| > |E_r|), V=50\text{km/h}, \delta_f=0\text{rad}$

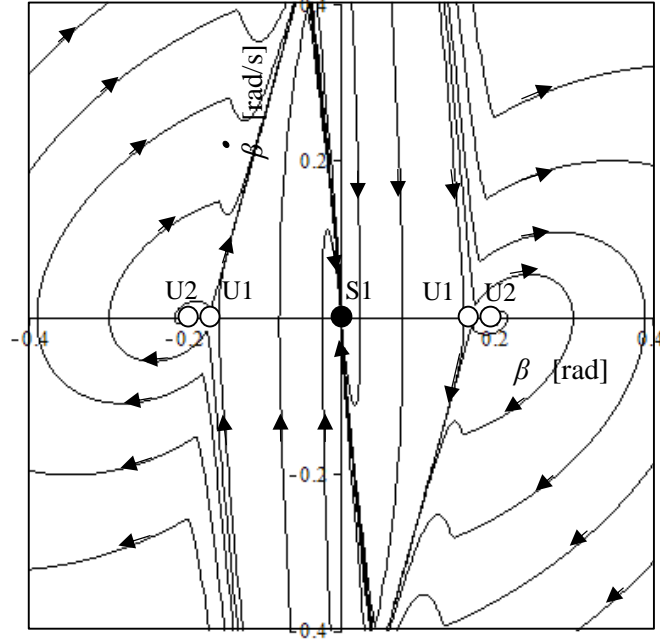


Fig. 6.11 Trajectory on  $\beta - \dot{\beta}$  Phase Plane (Case(1))

$l=2.8\text{m}, I_n=1.0, C_f=10, C_r=20, \mu_f=1.0, \mu_r=1.05,$   
 $E_f=-0.5, E_r=-0.3 \ (|E_f| > |E_r|), V=50\text{km/h}, \delta_f=0.08\text{rad}$

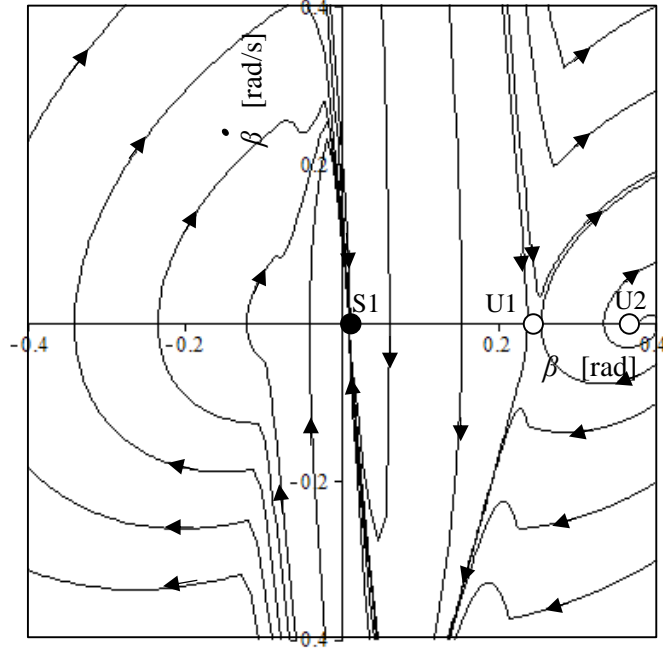


Fig. 6.12 Trajectory on  $\beta - \dot{\beta}$  Phase Plane (Case(2))

$l=2.8\text{m}, I_n=1.0, C_f=10, C_r=20, \mu_f=1.0, \mu_r=1.05,$   
 $E_f=-0.5, E_r=-0.3 \ (|E_f| > |E_r|), V=100\text{km/h}, \delta_f=0\text{rad}$

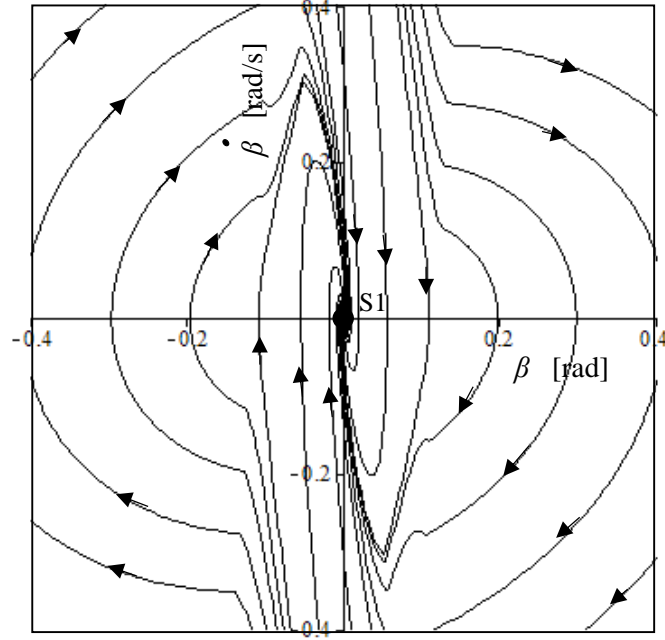


Fig. 6.13 Trajectory on  $\beta - \dot{\beta}$  Phase Plane (Case(3))

$l=2.8\text{m}, I_n=1.0, C_f=10, C_r=20, \mu_f=1.0, \mu_r=1.05,$   
 $E_f=-0.5, E_r=-0.3 \ (|E_f| > |E_r|), V=100\text{km/h}, \delta_f=0.12\text{rad}$

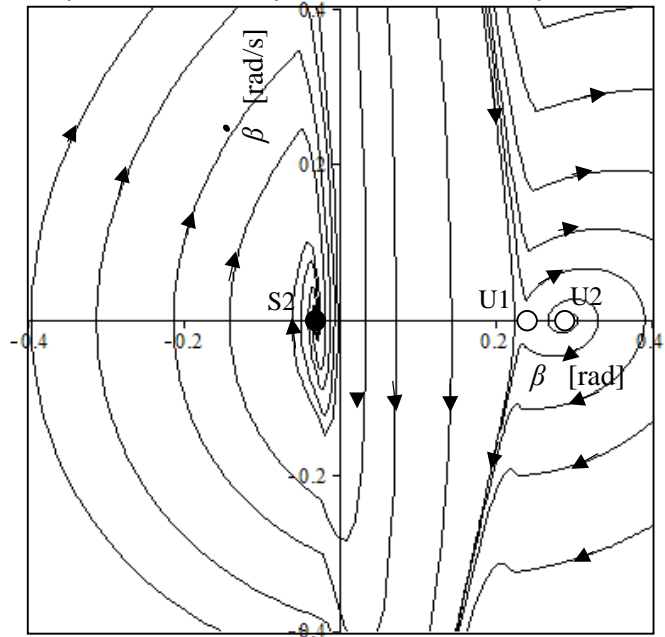


Fig. 6.14 Trajectory on  $\beta - \dot{\beta}$  Phase Plane (Case(4))



$l=2.8\text{m}, I_n=1.0, C_f=10, C_r=20, \mu_f=1.0, \mu_r=1.05,$   
 $E_f=-0.1, E_r=-0.3 \ (|E_f| < |E_r|), V=50\text{km/h}, \delta_f=0\text{rad}$

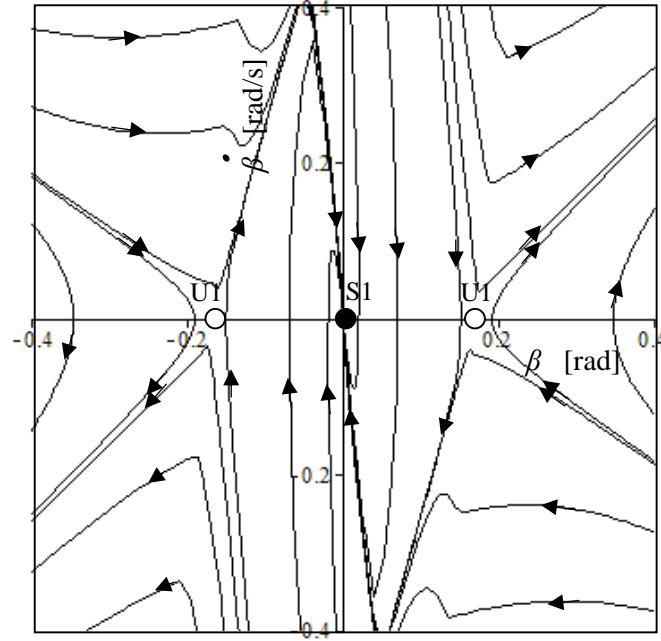


Fig. 6.15 Trajectory on  $\beta - \dot{\beta}$  Phase Plane (Case(5))

$l=2.8\text{m}, I_n=1.0, C_f=10, C_r=20, \mu_f=1.0, \mu_r=1.05,$   
 $E_f=-0.1, E_r=-0.3 \ (|E_f| < |E_r|), V=50\text{km/h}, \delta_f=0.08\text{rad}$

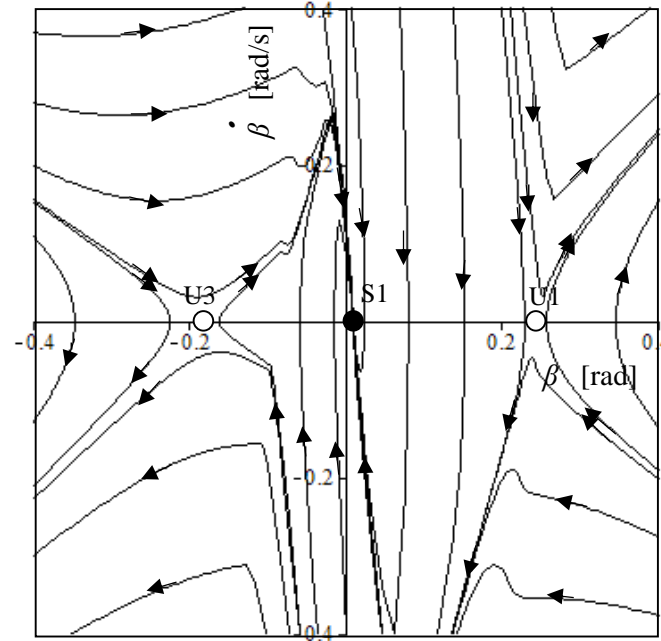


Fig. 6.16 Trajectory on  $\beta - \dot{\beta}$  Phase Plane (Case(6))

$l=2.8\text{m}, I_n=1.0, C_f=10, C_r=20, \mu_f=1.0, \mu_r=1.05,$   
 $E_f=-0.1, E_r=-0.3 \ (|E_f| < |E_r|), V=100\text{km/h}, \delta_f=0\text{rad}$

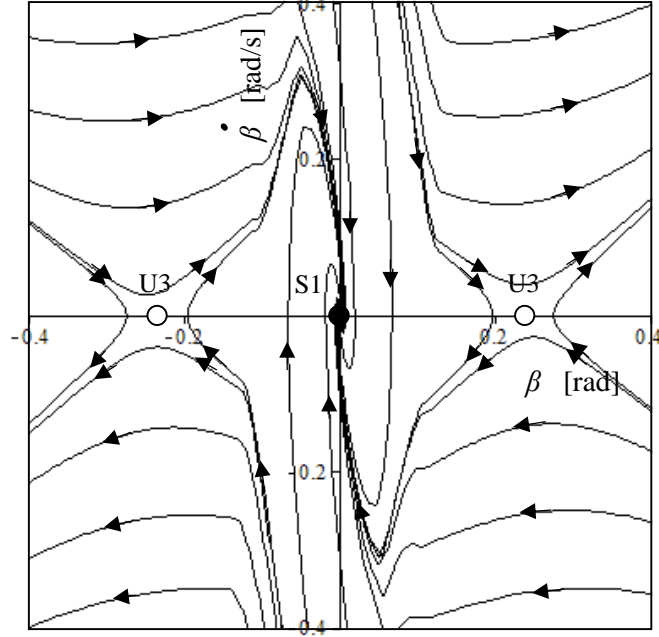


Fig. 6.17 Trajectory on  $\beta - \dot{\beta}$  Phase Plane (Case(7))

$l=2.8\text{m}, I_n=1.0, C_f=10, C_r=20, \mu_f=1.0, \mu_r=1.05,$   
 $E_f=-0.1, E_r=-0.3 \ (|E_f| < |E_r|), V=100\text{km/h}, \delta_f=0.12\text{rad}$

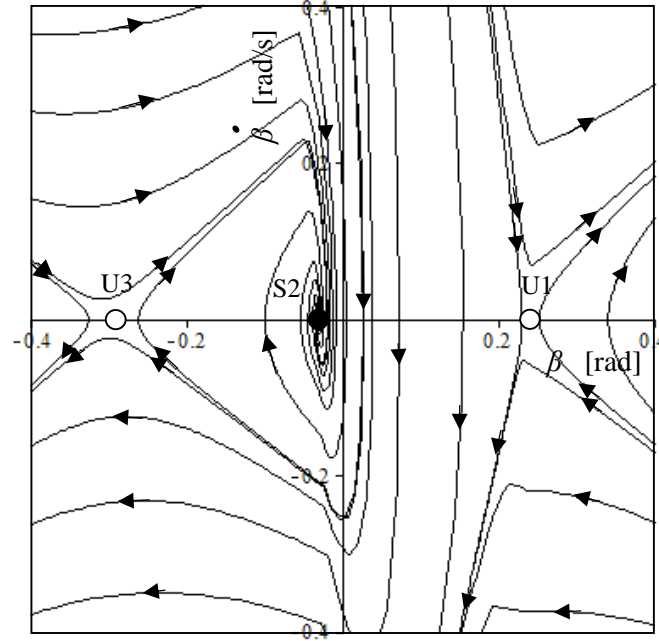


Fig. 6.18 Trajectory on  $\beta - \dot{\beta}$  Phase Plane (Case(8))

Table 6.2 Characteristics of Equilibrium Points

Tire Characteristics	Equilibrium Point				V=50km/h $\delta_f=0\text{rad}$	V=50km/h $\delta_f=0.08\text{rad}$	V=100km/h $\delta_f=0\text{rad}$	V=100km/h $\delta_f=0.12\text{rad}$
$ E_f  >  E_r $  $C_f=10, C_r=20$ $\mu_f=1.0, \mu_r=1.05$ $E_f=-0.5, E_r=-0.3$	Stable	S1 or S2 (focus)	$\beta_e$	rad	0.0	0.01	0.0	-0.03
			$\eta_1$	1/s	-17.6	-17.6	-8.8	-7.0
			$\eta_2$	1/s	-7.6	-7.6	-6.8	-10.1
	Unstable	U1 (saddle)	$\beta_e$	rad	$\pm 0.17$	0.25		0.24
			$\eta_1$	1/s	-3.3	-3.3		-1.7
			$\eta_2$	1/s	11.3	11.3		22.0
			$\lambda_1$	1/s	4.7	4.7		5.3
			$\lambda_2$	1/s	-8.0	-8.0		-6.9
			$\beta_e$	rad	$\pm 0.20$	0.39		0.29
	Unstable	U2 (focus)	$\eta_1$	1/s	0.4	0.4		0.2
			$\eta_2$	1/s	2.0	2.0		3.7
$ E_f  <  E_r $  $C_f=10, C_r=20$ $\mu_f=1.0, \mu_r=1.05$ $E_f=-0.1, E_r=-0.3$	Stable	S1 or S2 (focus)	$\beta_e$	rad	0.0	0.01	0.0	-0.03
			$\eta_1$	1/s	-17.6	-14.0	-8.8	-7.3
			$\eta_2$	1/s	-7.6	-4.9	-6.8	-10.0
	Unstable	U1 (saddle)	$\beta_e$	rad	$\pm 0.17$	0.25		0.24
			$\eta_1$	1/s	-3.3	-3.3		-1.7
			$\eta_2$	1/s	11.3	11.3		22.0
			$\lambda_1$	1/s	4.7	4.7		5.3
			$\lambda_2$	1/s	-8.0	-8.0		-6.9
	Unstable	U3 (saddle)	$\beta_e$	rad		-0.18	$\pm 0.24$	-0.30
			$\eta_1$	1/s		0.2		0.1
			$\eta_2$	1/s		-2.8		-5.6
			$\lambda_1$	1/s		1.0	0.9	0.9
			$\lambda_2$	1/s		-0.7	-0.8	-0.8

## 6.7 詳細タイヤモデルでの検証

以上のように本章では、折れ線タイヤ特性を平面 2 自由度モデルに適用し、スリップ角位相平面での解軌跡を調べることにより、見通し良く限界動特性の性質を明らかにしてきた。本節では、より現実的なタイヤ特性の場合での検証をしておく。ここでは、実際のタイヤ横力特性を表現するタイヤモデルとして、以下のようなマジックフォーミュラ関数を用いる<sup>(1-19), (5-16)</sup>。

$$-\frac{F_i}{W_i} = \mu_i \sin \left[ P_i \tan^{-1} \left( \frac{C_i}{\mu_i P_i} \alpha_i - Q_i \left( \frac{C_i}{\mu_i P_i} \alpha_i - \tan^{-1} \left( \frac{C_i}{\mu_i P_i} \alpha_i \right) \right) \right) \right] \quad (6.31)$$

ここで、 $\alpha_i$  はタイヤスリップ角、 $C_i$  は正規化 CP (荷重で除した横力の原点勾配)、 $\mu_i$  は摩擦係数であり、限界付近や限界を超えたときの横力特性の形状を  $P_i$  と  $Q_i$  の値によって表現している。前後輪の正規化 CP と摩擦係数は前節までの折れ線タイヤと同じ値を用い、限界を超えた後の横力の前後バランスが異なるような以下の 2 つのタイヤ特性で検証する。

- (a)  $C_f = 10, C_r = 20, \mu_f = 1.0, \mu_r = 1.05, P_f = 1.35, P_r = 1.3, Q_f = -1.5, Q_r = -1.5$
- (b)  $C_f = 10, C_r = 20, \mu_f = 1.0, \mu_r = 1.05, P_f = 1.3, P_r = 1.3, Q_f = -1.5, Q_r = -1.5$

いずれも、US 特性 ( $C_f < C_r$ )、かつプラウ特性 ( $\mu_f < \mu_r$ ) であるが、(a) は大スリップ角域で前輪の横力低下率が後輪より大きくなるような特性であり、折れ線タイヤにおける  $|E_f| > |E_r|$  の場合に対応する。(b) は大スリップ角で後輪の横力低下率が前輪より大きくなるような特性であり、折れ線タイヤにおける  $|E_f| < |E_r|$  の場合に対応する。

(a), (b) それぞれのタイヤ特性について、速度 100km/h、舵角ゼロにおけるスリップ角位相平面での解軌跡を図 6.19、図 6.20 に示す。同じ走行条件における折れ線タイヤでの結果 (図 6.13、図 6.17) と比較すると、解軌跡が滑らかな曲線となるが、限界動特性の基本的性質は同様な結果となっている。換言すれば、折れ線タイヤ特性による解析は、限界運動の本質的な性質を表現しており、限界動特性の解釈に有用であることが確認された。

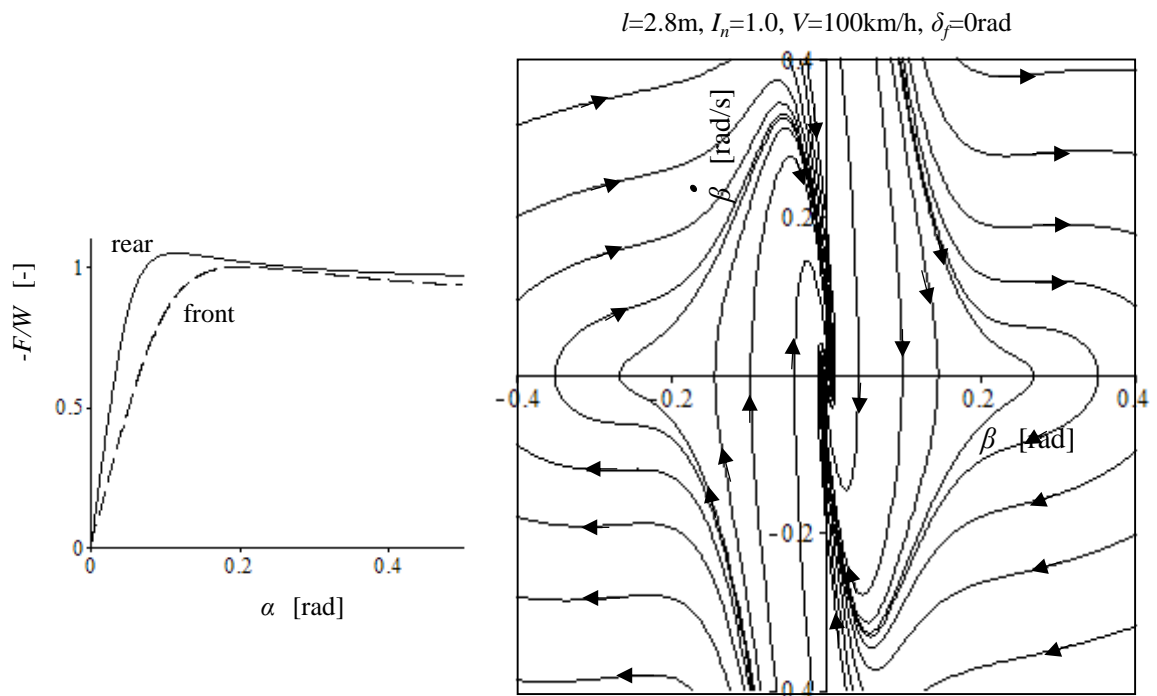


Fig. 6.19 Trajectory on  $\beta - \dot{\beta}$  Phase Plane with MF Tire (a)

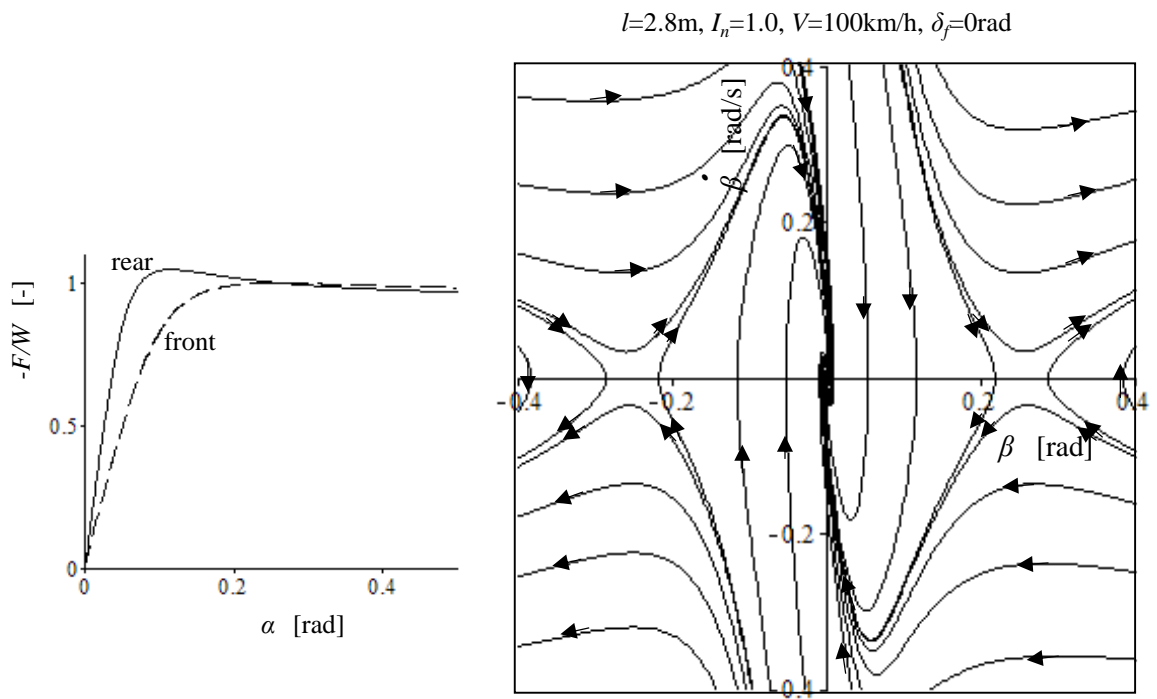


Fig. 6.20 Trajectory on  $\beta - \dot{\beta}$  Phase Plane with MF Tire (b)

## 6.8 まとめ

本章では、限界運動特性の基本的性質を把握することを主眼に置き、単純化した折れ線タイヤモデルと新たなスリップ角位相平面を導入して、その動的性質を明らかにした。

- ・タイヤ横力特性の特徴を最も単純に表現できる折れ線タイヤモデルを導入した。また、このモデルに必要な正規化横力の最大値を、等価摩擦係数として定式化し、荷重移動配分やキャンバ角特性による等価摩擦係数の調整を表現可能とした。
- ・平面 2 自由度モデルに折れ線タイヤ特性を適用し、ハンドリング線図、および平衡点のスリップ角を解析的に求めた。乗用車の標準的な特性である US 特性、かつプラウ特性を前提とし、限界以降の正規化横力勾配の前後大小関係が入れ替わる 2 種類のタイヤ特性それぞれについて、平衡点の数と性質を明らかにした。限界以降の正規化横力勾配の前後大小関係により、平衡点の数や種類が異なること、どちらのタイヤ特性においても、平衡点の数と種類は、走行速度と操舵角により 8 領域 5 分類されることなどの基本的特徴を明らかにした。
- ・車両の安定性は車体スリップ角特性に起因しているという考えに基づき、車体スリップ角とその時間微分であるスリップ角速度を 2 軸にとったスリップ角位相平面を導入した。スリップ角位相平面では、平衡回りで線形化すると、振動学の諸公式が直接適用できるという利点があるので、折れ線タイヤ特性との組み合わせにより、限界動特性の性質を見通しよく解釈できることを示した。
- ・限界以降の正規化横力勾配の前後大小関係が入れ替わる 2 種類のタイヤ特性それぞれについて、平衡点の性質が変化する代表的な条件において、スリップ角位相平面上での解軌跡を調べた。解軌跡の考察により、タイヤ特性、走行速度、操舵角による限界動特性の変化の様子を明らかにした。
- ・折れ線タイヤモデルによる解軌跡は、現実的なタイヤモデルを用いた解軌跡と同じ性質が表現されていることを確認し、その有用性を検証した。

## 第7章

### 4 輪アクティブ制動力制御による スタビリティコントロール

## 7.1 はじめに

車両運動性能のためのシャシー制御システムは、車輪のロックや空転を防止する ABS(アンチロックブレーキシステム)や TCS (トルクションコントロールシステム) に始まり、高速での操舵応答性や低速時の小回り性向上を目的とした 4WS (四輪操舵システム) , ばね上振動やタイヤ接地荷重変化を抑制して乗り心地や接地性を向上させる制御サスペンションシステムなどが順次実用化されてきた。

それらのシステムの効果領域を、第 5 章での解析などから整理すると、図 7.1 のようになる。前後輪のアクティブ操舵システムのようなタイヤのステア角制御は、車両に生ずる加速度がそれほど大きくないタイヤ線形領域での寄与が大きく、サスペンションのロール剛性配分制御の影響は、横加速度の大きい領域での寄与が大きい。駆動力制動力配分制御の影響は、前後加速度が大きな領域での影響が大きい<sup>(1-38)</sup>。本論文の研究対象範囲外であるが、筆者らは、4 輪駆動車の操縦性安定性に関する研究も実施し、駆動力の前後配分や前後輪間、および左右輪間の差動制限による操縦性安定性への影響を明らかにしている<sup>(7-1)-(7-3)</sup>。また、ABS や TCS は、制動や駆動方向の限界領域において、車輪のロックやスリップを抑制する機能である。

図 7.1 より、旋回方向の限界領域において、ABS や TCS のような限界ガード的な機能が備われば、運動性能に関する車両安定性は、さらにバランスよく向上するものと思われる。本章では、

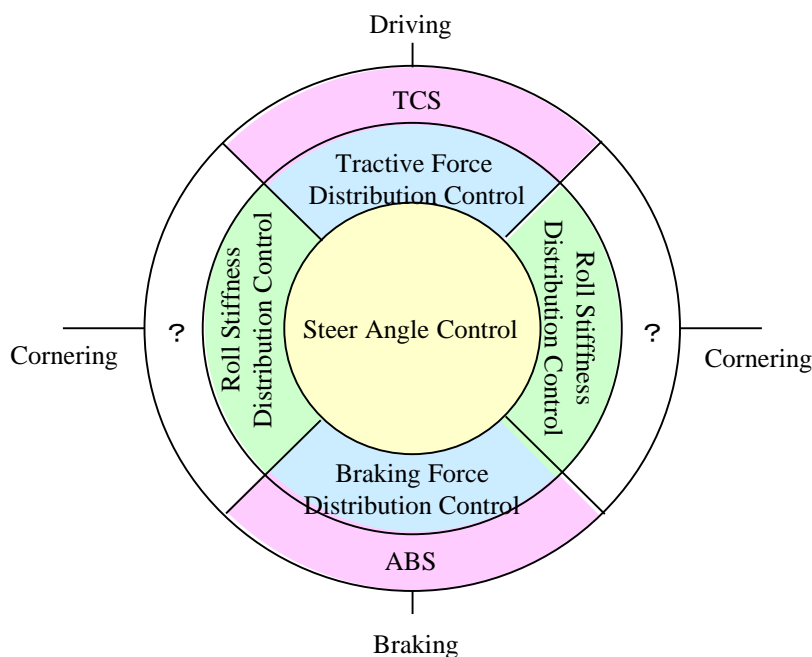


Fig7.1 Effective Areas of Chassis Elements and Control Systems



旋回限界における安定性向上のためのスタビリティコントロール機能を実現することを主題とした研究を行う。人間自動車系挙動の調査から、横すべりを抑制するスタビリティコントロールの機能コンセプトを提示し、第5章、第6章での結果も踏まえた限界運動解析により、その機能を具現化するための4輪のアクティブ制動力制御手法を構築する。

## 7.2 限界での人間自動車系特性とスタビリティコントロールのコンセプト

タイヤ横力が飽和して旋回限界に至ると、常用域での応答とは異なった車両挙動となる。この領域ではドライバの運転操作によって、閉ループ挙動が大きく異なる状況が起こりやすい<sup>(7-4)</sup>。

図7.2は日常生活でのみ車の運転をする一般ドライバを対象に、滑りやすい路面での不意の障害物飛び出し試験における車両挙動とドライバの回避操作を調べた例である。回避に失敗して車両が横すべり状態になりコースアウトした代表的な挙動例を図中に示した。また、こうした状況下でのドライバの操作を分析した結果を円グラフに示している。これから、障害物回避時、車両不安定挙動発生時にハンドルに頼った操作を行うドライバは多いが、その後に起こり得る車両横すべりをリカバーすることはかなり難しいこと、車両不安定挙動発生時にABSが作動するほどしっかりブレーキを踏んでいるドライバはそれほど多くないこと、などの一般的ドライバの特徴がわかる。

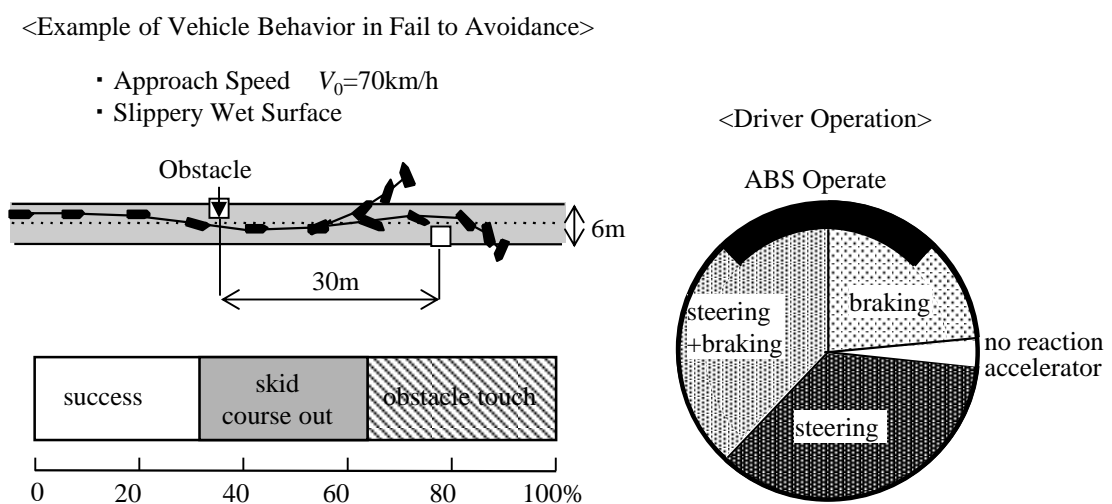


Fig7.2 Driver and Vehicle Behavior in Obstacle Avoidance Test

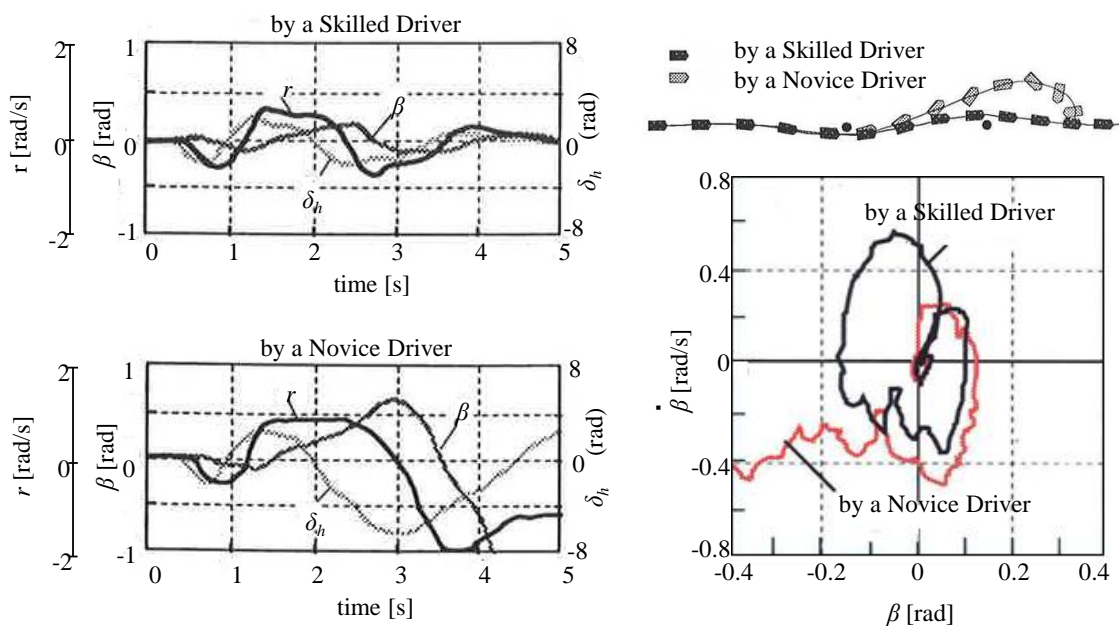


Fig7.3 Vehicle Behavior during Pyron Slalom  
(Comparison between a Skilled Driver and a Novice Driver)

図 7.3 は、運転経験の浅い初級ドライバと、車両評価を業務としている熟練ドライバの、限界スラローム走行における車両挙動を比較した例である。熟練ドライバは必要最小限の操舵によって限界スラロームタスクを達成しているのに対し、初級ドライバは過剰操舵により最終的に大きな横すべりを発生させてコースアウトしている。

このような、一般ドライバにとってコントロールしにくい旋回限界領域での横すべり挙動を抑制することができれば、車両の安定性に貢献できるものと考えられる。そのような機能を、ここではスタビリティコントロールシステムと呼ぶこととする。そのコンセプトを図 7.4 に示す Ball-in-Bowl の概念図で説明する。この図において、Ball は車両の運動状態を、Bowl は車両性能を表現しており、Ball が Bowl の縁を越えて飛び出す状況がコントロール不能状態をイメージしており、ABS や TCS は、車両の運動の前後方向における限界ガードの機能と考えることができる。一般的な走行条件では、Ball の運動に比べて Bowl は十分に大きいため車両は安定状態にあるが、緊急回避操作での急ハンドルのように Ball の運動が急激になる場合や、摩擦係数の低い路面を走行しているときのように Bowl が小さくなった場合では、Ball が Bowl の横方向の縁を越えるような状況が起こり得る。スタビリティコントロールシステムは、図の Bowl 左側に示したように、ABS や TCS と合わせて、車両の横方向も含めた全領域において、限界ガード的に安定性を確保することを狙いとする機能コンセプトである。

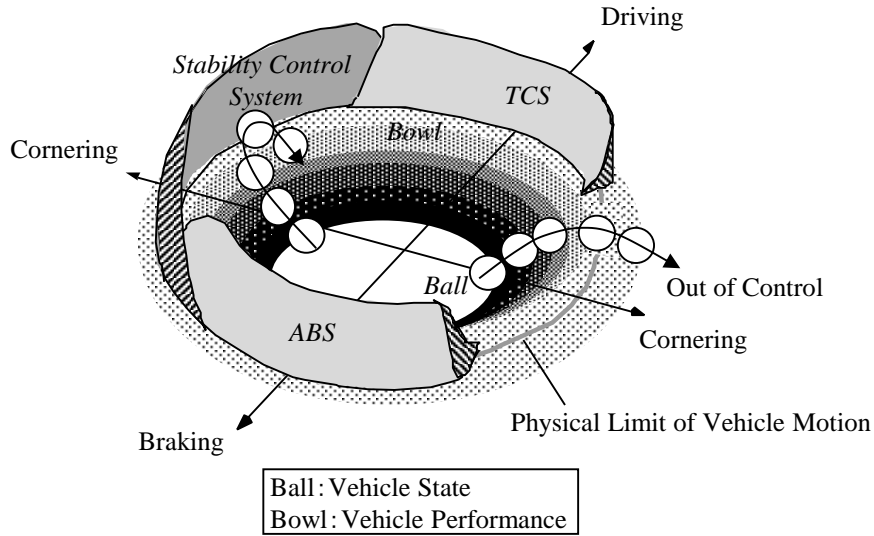


Fig7.4 Concept of Stability Control System by Ball-in-Bowl

### 7.3 横力が飽和する操舵条件

前節で述べたコンセプトを実現に向けて、はじめに、タイヤ横力が飽和するような操舵条件について確認する。周期的操舵を加えた場合の、前輪、または後輪の横力が限界に至る条件については、タイヤ横力の非線形特性も考慮した酒井の研究<sup>(7-5),(7-6)</sup>があり、一般的な乗用車の諸元では、定常旋回では前輪が先に限界に至り、高速で周期的な操舵をすると後輪が先に限界に至ることが示されている。本節では、より単純化した、図 6.1 に示した折れ線タイヤ特性を平面 2 自由度モデルに適用した場合について、確認しておく。

折れ線タイヤでは、最大横力に至るまで、つまり、 $|\alpha_f| \leq \frac{\mu_f}{C_f}$ ,  $|\alpha_r| \leq \frac{\mu_r}{C_r}$  では、線形 2 輪モデルが適用される。線形 2 輪モデルの前後輪の横力の伝達関数は、それぞれ、

$$\begin{aligned}
 F_f(s) &= G_R V \frac{W_f}{g} \frac{T_{f2}s^2 + T_{f1}s + 1}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta}{\omega_n}s + 1} \delta_h(s) \\
 F_r(s) &= G_R V \frac{W_r}{g} \frac{T_{r1}s + 1}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta}{\omega_n}s + 1} \delta_h(s)
 \end{aligned} \tag{7.1}$$

ここで、 $G_R$ ,  $\omega_n$ ,  $\zeta$  は線形 2 輪モデルの定常ヨーレイトゲイン、平面運動応答の固有振動数、減衰比であり、それぞれ、第 2 章の式(2.25), 式(2.32), 式(2.36)で表される。また、分子の係数は、

$$\begin{aligned}
T_{f2} &= \frac{I_n}{gC_r} \\
T_{f1} &= \frac{l}{V}(d_f + d_r I_n) \\
T_{r1} &= \frac{l}{V}d_f(1 - I_n)
\end{aligned} \tag{7.2}$$

入力操舵角を振幅  $\delta_h$  の正弦波とすると、周波数応答における前後輪の横力ゲインは、

$$\begin{aligned}
|F_f| &= G_R V \frac{W_f}{g} \delta_h \sqrt{\frac{(1 - T_{f2}\omega^2)^2 + (T_{f1}\omega)^2}{\left\{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right\}^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \\
|F_r| &= G_R V \frac{W_r}{g} \delta_h \sqrt{\frac{1 + (T_{r1}\omega)^2}{\left\{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right\}^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}}
\end{aligned} \tag{7.3}$$

前輪、あるいは後輪の横力が飽和する条件は、

$$\begin{aligned}
|F_f| &= \mu_f W_f \\
|F_r| &= \mu_r W_r
\end{aligned} \tag{7.4}$$

前輪、あるいは後輪が横力飽和するときのハンドル角をそれぞれ  $\delta_{hf}$ ,  $\delta_{hr}$  とすると、式(7.3), 式(7.4)より、

$$\begin{aligned}
\delta_{hf} &= \frac{\mu_f g}{VG_R} \sqrt{\frac{\left\{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right\}^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{(1 - T_{f2}\omega^2)^2 + (T_{f1}\omega)^2}} \\
\delta_{hr} &= \frac{\mu_r g}{VG_R} \sqrt{\frac{\left\{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right\}^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{1 + (T_{r1}\omega)^2}}
\end{aligned} \tag{7.5}$$

また、前輪、あるいは後輪が横力飽和するときの、車体横加速度（重力加速度単位）をそれぞれ、 $G_{yf}$ ,  $G_{yr}$  とすると、

$$\begin{aligned}
G_{yf} &= \mu_f \sqrt{\frac{(1 - T_{y2}\omega^2)^2 + (T_{y1}\omega)^2}{(1 - T_{f2}\omega^2)^2 + (T_{f1}\omega)^2}} \\
G_{yr} &= \mu_r \sqrt{\frac{(1 - T_{y2}\omega^2)^2 + (T_{y1}\omega)^2}{1 + (T_{r1}\omega)^2}}
\end{aligned} \tag{7.6}$$

ここで、 $T_{y1}, T_{y2}$  は、式(2.40)、式(2.41)で表された横加速度の伝達関数の分子の係数である。車両が発生可能な横加速度は、 $G_{yf}$  と  $G_{yr}$  の小さいほうであり、

$$G_{ymax} = \text{Min}(G_{yf}, G_{yr}) \quad (7.7)$$

式(7.6)で  $\omega=0$  とすると、 $G_{yf}=\mu_f$ 、 $G_{yr}=\mu_r$  となるので、定常旋回での限界横加速度は前後輪の摩擦係数の小さい方となる。

$$G_{ymax0} = \text{Min}(\mu_f, \mu_r) \quad (7.8)$$

操舵入力に対して前後のどちらが先に飽和するかを、より直接的に把握するには、後輪と前輪の横力飽和率の比の伝達関数を調べる。

$$S(s) = \frac{\frac{F_r(s)}{\mu_r W_r}}{\frac{F_f(s)}{\mu_f W_f}} = \frac{\mu_f W_f}{\mu_r W_r} \frac{F_r(s)}{F_f(s)} = \frac{\mu_f}{\mu_r} \frac{T_{r1}s+1}{T_{f2}s^2+T_{f1}s+1} \quad (7.9)$$

$S(s)$  は前輪横力に対する後輪横力の伝達関数に、係数を掛けた形となる。この伝達関数の周波数応答ゲインは、

$$|S| = \frac{\mu_f}{\mu_r} \sqrt{\frac{1+(T_{r1}\omega)^2}{(1-T_{f2}\omega^2)^2+(T_{f1}\omega)^2}} \quad (7.10)$$

限界を超えるような周期的な操舵入力時には、この伝達関数のゲインが  $|S|<1$  ならば、前輪が先に飽和し、 $|S|>1$  ならば、後輪が先に飽和する。式(7.10)で  $\omega=0$  とすると、

$$|S|_{\omega=0} = \frac{\mu_f}{\mu_r} \quad (7.11)$$

つまり、定常円旋回では、 $\mu_f < \mu_r$  ならば、 $|S|_{\omega=0} < 1$  で、プラウ特性になり、 $\mu_f > \mu_r$  ならば、 $|S|_{\omega=0} > 1$  で、スピン特性になるという常識的な結果となる。

$S(s)$  の固有振動数  $\omega_{sn}$  と減衰比  $\zeta_s$  は、以下となる。

$$\omega_{sn} = \sqrt{\frac{1}{T_{f2}}} = \sqrt{\frac{gC_r}{I_n}} \quad (7.12)$$

$$\zeta_s = \frac{T_{f1}}{2\sqrt{T_{f2}}} = \frac{1}{2V} (d_r I_n + d_f) \sqrt{\frac{gI C_r}{I_n}} \quad (7.13)$$

また、 $S(s)$  の周波数応答ゲインが最大となる共振振動数  $\omega_s$  は、以下のように書ける。

$$\omega_s = \frac{1}{T_{r1}} \left[ -1 + \left\{ 1 + \frac{T_{r1}^2}{T_{f2}^2} (2T_{f2}^2 - T_{f1}^2 + T_{r1}^2) \right\}^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (7.14)$$

なお、 $I_n \approx 1$  のときには、 $T_{r1} \approx 0$  となり、共振振動数  $\omega_s$  は近似的に以下のように近似される。

$$\omega_s \approx \sqrt{\frac{1}{T_{f2}} - \frac{1}{2} \left( \frac{T_{f1}}{T_{f2}} \right)^2} = \sqrt{\omega_{ns}^2 - \frac{1}{2} \left( \frac{T_{f1}}{T_{f2}} \right)^2} = \sqrt{\frac{gC_r}{l} - \frac{1}{2} \left( \frac{gC_r}{V} \right)^2} \quad (7.15)$$

式(7.12)～式(7.15)で表される  $S(s)$  の固有振動数や減衰比などは、前輪横力、すなわち舵力に対する応答特性に相当するため、これらは前輪 CP  $C_f$  をパラメータに含まず、後輪 CP  $C_r$  に支配されることになる。

前輪と後輪のどちらが先に限界に至るかの境界条件は、式(7.10)において  $|S|=1$  として得られる。図 7.5 は、横軸に速度、縦軸に操舵周波数をとった平面領域において、 $|S|=1$  の境界線を実線で、式(7.14)で表される  $S(s)$  の共振振動数  $f_s(=\omega_s/2\pi)$  を破線で示した。グレー着色領域では後輪が先に飽和し、それ以外の領域では前輪が先に飽和する。 $f_s(=\omega_s/2\pi)$  は速度が高くなるにつれて大きくなり、高速で  $S(s)$  の固有振動数  $f_{sn}(=\omega_{sn}/2\pi)$  に近接する。なお、図 7.5 には、比較のために、式(2.32)で表される操舵角に対する運動応答の固有振動数  $f_n(=\omega_n/2\pi)$  を一点鎖線で、また、次式で表されるヨー共振振動数  $f_Y(=\omega_Y/2\pi)$  を点線で示した。

$$\omega_Y = \frac{\sqrt{-1 + \sqrt{1 + T_r^2 \omega_n^2 (T_r^2 \omega_n^2 - 4\zeta^2 + 2)}}}{T_r} \quad (7.16)$$

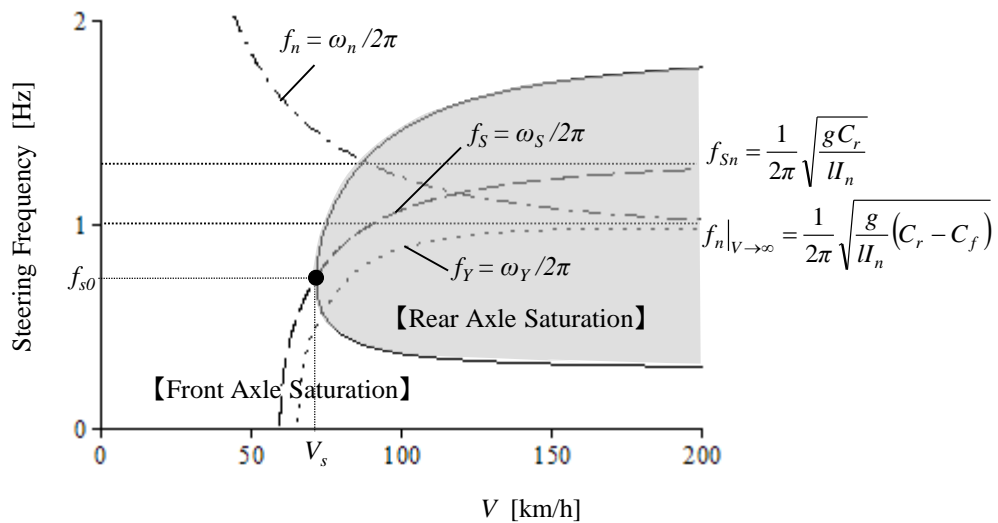


Fig. 7.5 Division between Lateral Force Saturation of Front Axle and Rear Axle

舵角に対する固有振動数やヨー共振振動数は、式(7.12)～式(7.15)の舵力応答とは異なり、後輪だけでなく前輪 CP の影響も受ける。舵角に対する固有振動数は低速では大きく、高速になるほど減少するが、ヨー共振振動数は、逆に低速で小さく、高速になるにつれて増加し、高速で両者は以下に漸近する。

$$\omega_n|_{V \rightarrow \infty} = \omega_Y|_{V \rightarrow \infty} = \sqrt{\frac{g}{I_n}(C_r - C_f)} \quad (7.17)$$

また、 $f_s(=\omega_s/2\pi)$ と $f_Y(=\omega_Y/2\pi)$ の速度に対する変化の様子は、類似した傾向を示す。

全ての操舵周波数に対して後輪横力が先行飽和する領域が存在しない境界速度  $V_s$  と、そのときの操舵周波数  $\omega_{s0}$  は、次のように表される。

$$V_s = \sqrt{\frac{glC_r}{2I_n}} \sqrt{\frac{(d_r I_n + d_f)^2 - d_f^2 (1 - I_n)^2 \left(\frac{\mu_f}{\mu_r}\right)^2}{1 - \sqrt{1 - \left(\frac{\mu_f}{\mu_r}\right)^2}}} \quad (7.18)$$

$$\omega_{s0} = \sqrt{\frac{gC_r}{I_n}} \left(1 - \left(\frac{\mu_f}{\mu_r}\right)^2\right)^{\frac{1}{4}} \quad (7.19)$$

後輪が先に横力飽和する条件は  $V > V_s$  で、 $\omega_s$  付近の操舵周波数を加えた場合である。ホイールベースが長く、後輪の正規化 CP が大きく、前輪に対する後輪の摩擦係数の比が大きいほど、前輪から先に飽和する領域が広くなることがわかる。なお、後輪横力飽和の境界速度  $V_s$  を第 2.4 節と同様に、式(2.34)の  $V_o$  で除して正規化すると、

$$V_{sn} = \frac{V_s}{V_o} = \sqrt{\frac{(d_r I_n + d_f)^2 - d_f^2 (1 - I_n)^2 \left(\frac{\mu_f}{\mu_r}\right)^2}{2I_n \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{\mu_f}{\mu_r}\right)^2}\right)}} \quad (7.20)$$

前後同じタイヤを装着する一般的な自動車でも、第 6.2 節で述べたようなロールセンタ高の前後差とロール剛性配分で決定される荷重移動配分比やキャンバ角変化特性によって、等価的に  $\mu_f$  と  $\mu_r$  を調整できる。式(7.8)で表される定常限界横加速度  $G_{ymax0}$  と、式(7.20)で表される正規化した後輪横力飽和境界速度  $V_{sn}$  の荷重移動配分比との関係は、図 7.6 ようになる。前後荷重移動配分比が前寄りになるほど、 $V_{sn}$  は大きくなり後輪横力が先に飽和しにくくなるが、定常限界横加速度は前後の荷重移動配分比が均一化するほど大きくなる。前後同じタイヤを装着する一般的な車両では、両者のバランスを考慮して、 $D_f=0.5 \sim 0.6$  程度に設定されている場合が多い。

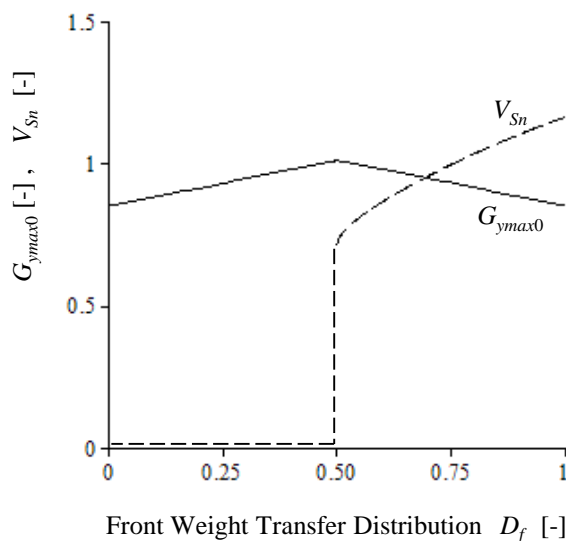


Fig. 7.6 Effect of Weight Transfer Distribution on Limit Handling Indexes

## 7.4 操舵限界における車両挙動

本節では、操舵によって前輪あるいは後輪の横力が飽和するときの車両挙動について、シミュレーション計算で詳細に調べる。なお、シミュレーションに用いたタイヤモデルは、第 6.7 節の式(6.31)で表されるマジックフォーミュラー関数であり、第 6.7 節と同じく US 特性、かつプラウ特性を前提とした、(a),(b) 2 種類のタイヤ特性で検討する。

前節より、US 特性、かつプラウ特性の車両において、後輪よりも前輪が先に飽和するのは、低速時、あるいは高速で極低周波の操舵入力を加える場合である。そこで、前輪が横力飽和するような操舵条件として、ランプ操舵による応答を調べる。

図 7.7 は、車速 100km/h、ハンドル角速度 0.5rad/s のランプ操舵におけるヨーレイト、車体スリップ角、横加速度、前後輪のスリップ角の時刻歴応答、ハンドル角に対する旋回半径、ハンドル角に対するヨーレイトの応答の計算結果である。操舵角の増加に伴い、前輪のスリップ角が増大し、前輪横力が限界に到達すると、それ以上操舵角が増加しても、車体スリップ角や後輪スリップ角はある大きさ以上にはならず、前輪のスリップ角だけが増大し続ける。前輪の横力が飽和した後も、車両の挙動自体は安定しているが、切り増し操舵しても旋回半径は小さくならず逆に増大傾向を示す、いわゆるプラウ挙動となる。こうした傾向は、タイヤの特性によらず変わらないが、タイヤ特性(a)のように限界以降の前輪の横力減少が大きいタイヤのほうが、その傾向が



やや強く現れる。なお、ハンドル角に対する旋回半径とヨーレイト応答のグラフに示した一点鎖線は、タイヤ特性がスリップ角に対して線形の場合の応答である。

後輪の横力が前輪より先に飽和するのは、高速で動的な操舵入力をする場合である。その典型例として、1周期の正弦操舵入力時の挙動を調べる。速度 100km/h、操舵周波数 0.5Hz で、ハンドル角の振幅を 0.5rad から 3rad まで、0.5rad ずつ増加していったときの、ヨーレイト、車体スリップ角、車体スリップ角速度、横加速度、前後輪のスリップ角の時刻歴応答、および車体スリップ角とヨーレイト、車体スリップ角と車体スリップ角速度のリサージュ応答を計算した結果を、図 7.8、図 7.9 に示す。図 7.8 はタイヤ特性(a)の場合、図 7.9 はタイヤ特性(b)の場合の結果である。いずれのタイヤ特性でも、ハンドル角の入力振幅が小さい場合には、操舵終了後に各運動状態量はゼロに収束し、車両は直進安定状態に戻る。また、どちらも入力振幅がある大きさ以上になると、後輪横力が限界を超えて、後輪スリップ角だけでなく、車体スリップ角、前輪スリップ角も同時に急増していく、いわゆるスピン挙動となる。つまり、ブラウ特性の車両でも、こうした条件ではスピン挙動となる。限界を超えたときの車両挙動について、図 7.8 と図 7.9 を比較すると、タイヤ特性(b)では、スリップ角速度を増速しながらスリップ角が急増して発散していくのに対し、タイヤ特性(a)では、スリップ角が急増しながらも、スリップ角速度が減速しているので、計算上では最終的には原点に収束する。詳細を確認するために、第 6.7 節で示したスリップ角とスリップ角速度の位相平面上に、ハンドル角振幅が 0.2rad のときと、0.25rad のときの解軌跡を重ねて描いた結果を、図 7.10、図 7.11 に示す。操舵が終了した  $t=2.0$  秒以降は、図 6.19、図 6.20 の軌跡に沿った挙動となることがわかる。したがって、入力振幅が 0.2rad のときには、どちらのタイヤ特性でも原点に収束する。操舵角振幅が 0.2rad のときには、タイヤ特性(a)では、最終的に原点に復帰するが、タイヤ特性(b)では、原点に復帰せずに発散する。このように、理論的安定性の観点では、タイヤ特性による違いがあるが、現実的な時間の範囲に限定すれば、どちらのタイヤ特性においても、操舵振幅がある大きさを超えると、車体スリップ角が急増する類似した挙動となる。

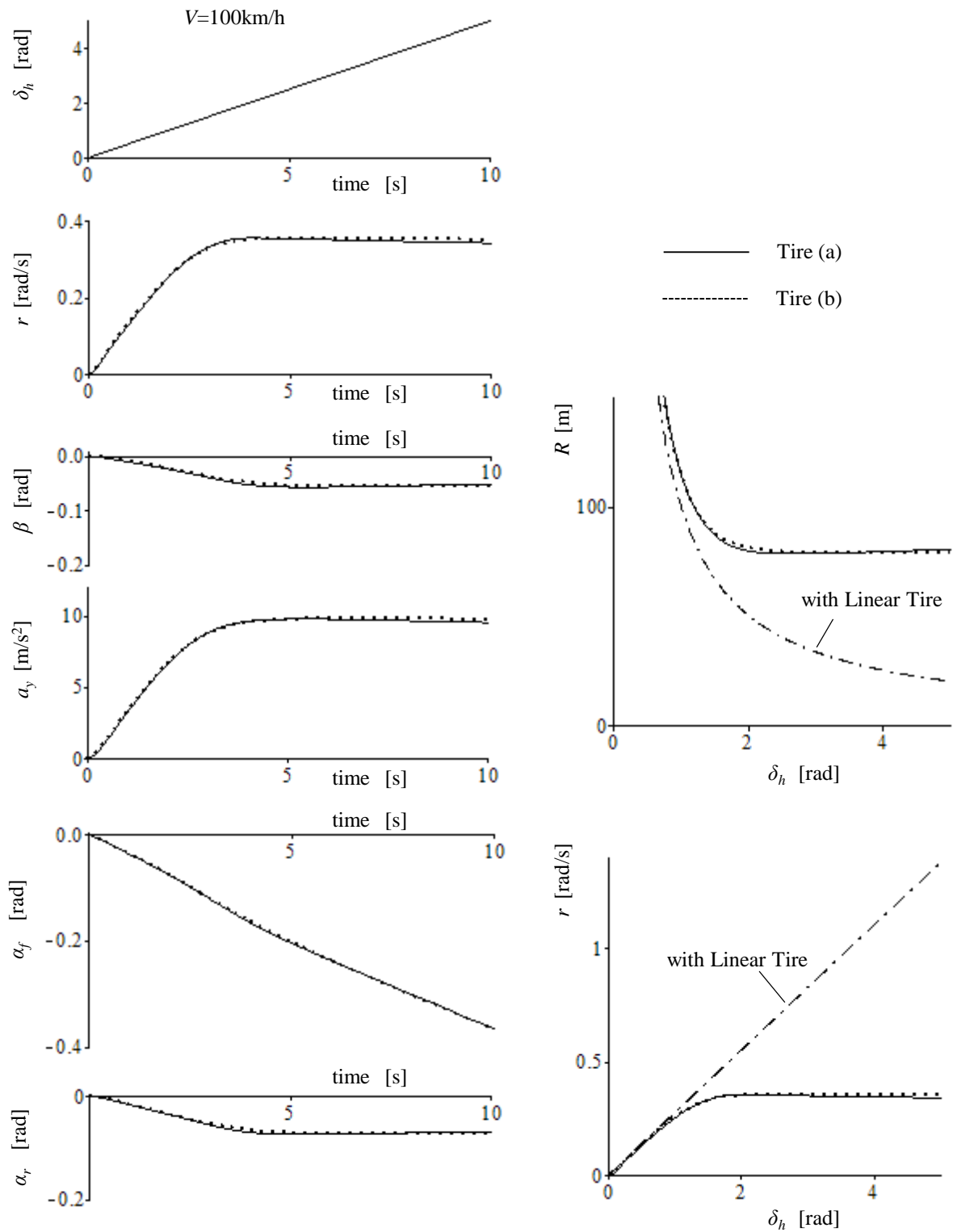


Fig. 7.7 Responses of Ramp Steering Input

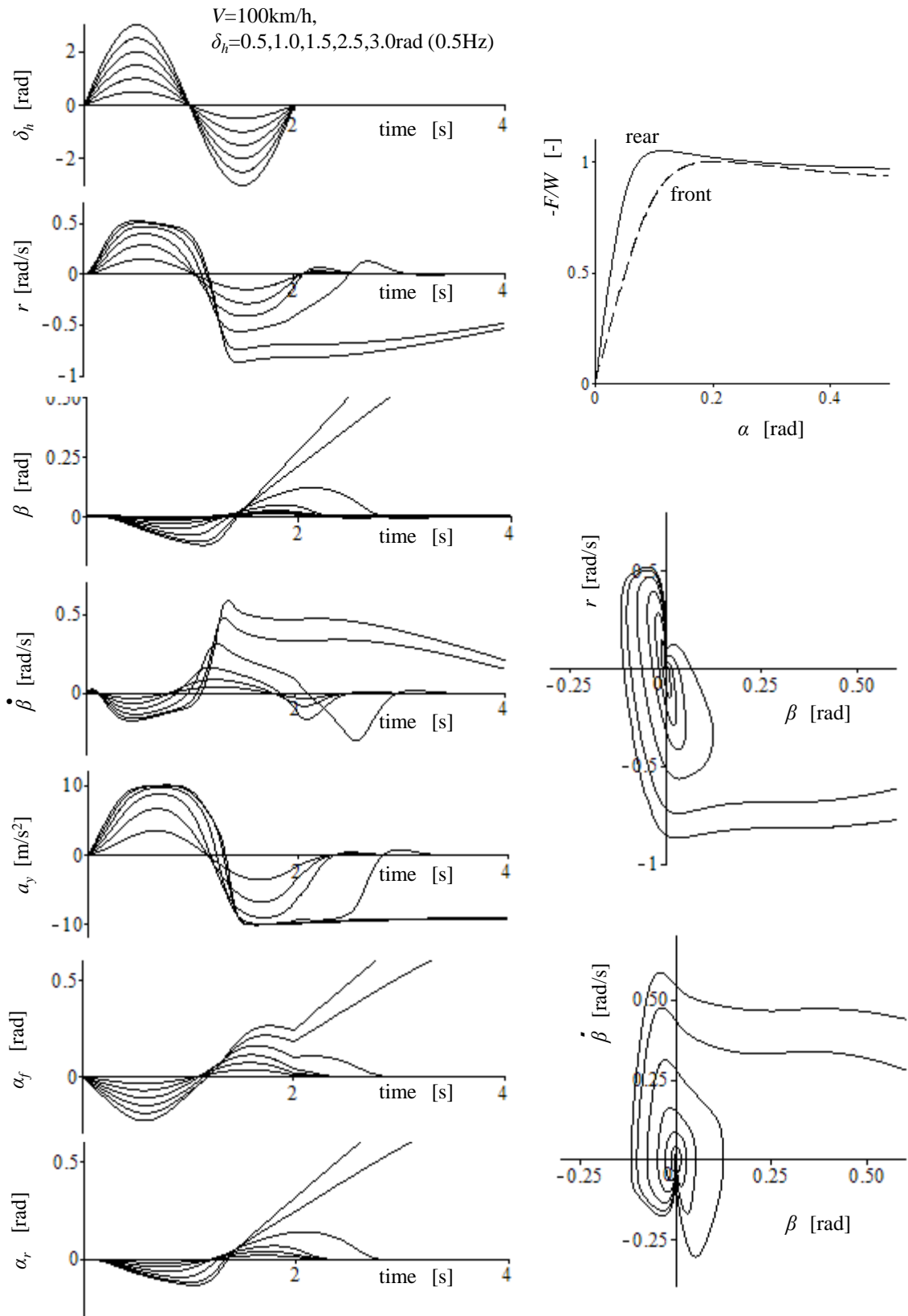


Fig. 7.8 Responses of Sine Steering Input (Tire(a))

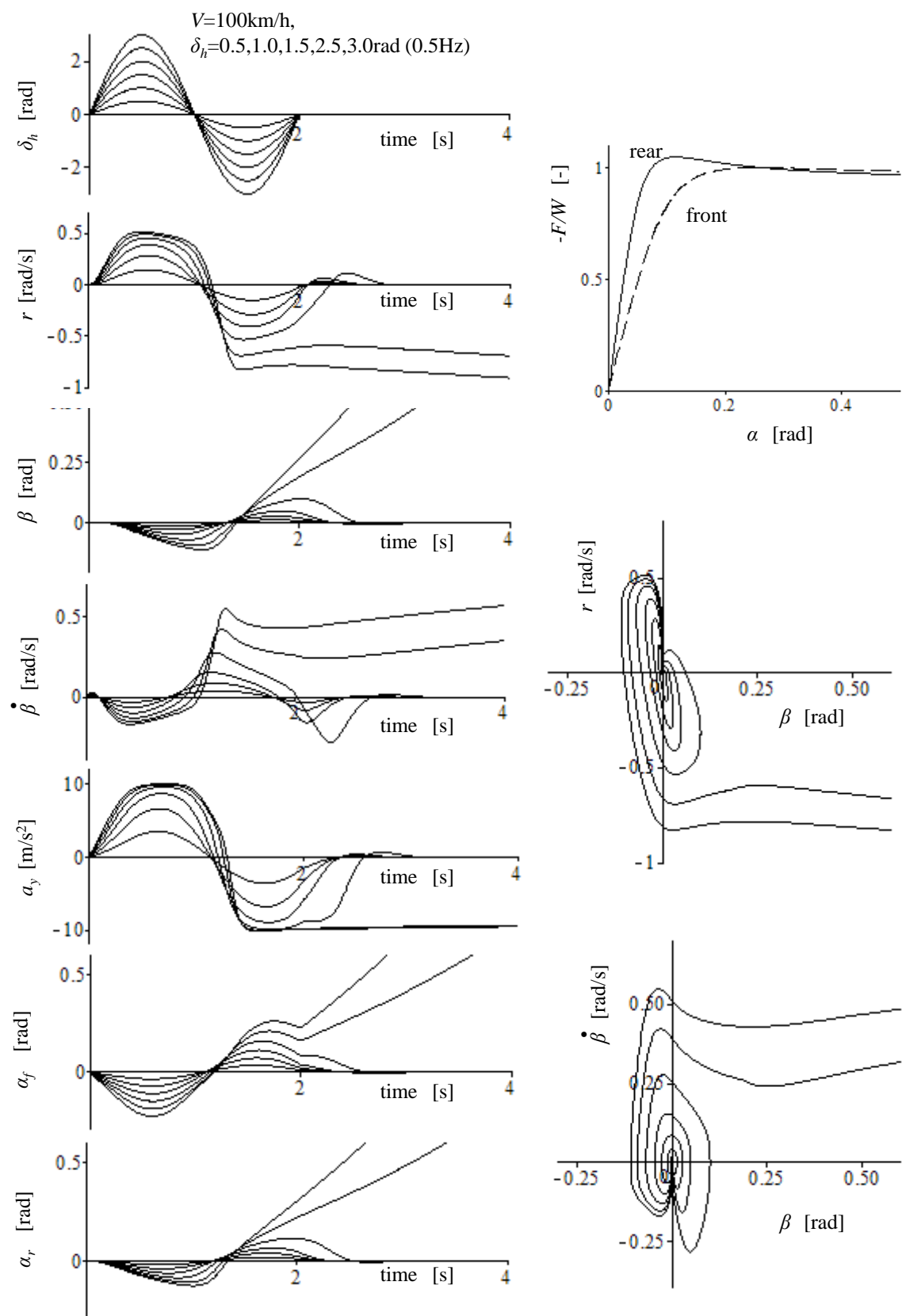


Fig. 7.9 Responses of Sine Steering Input (Tire(b))

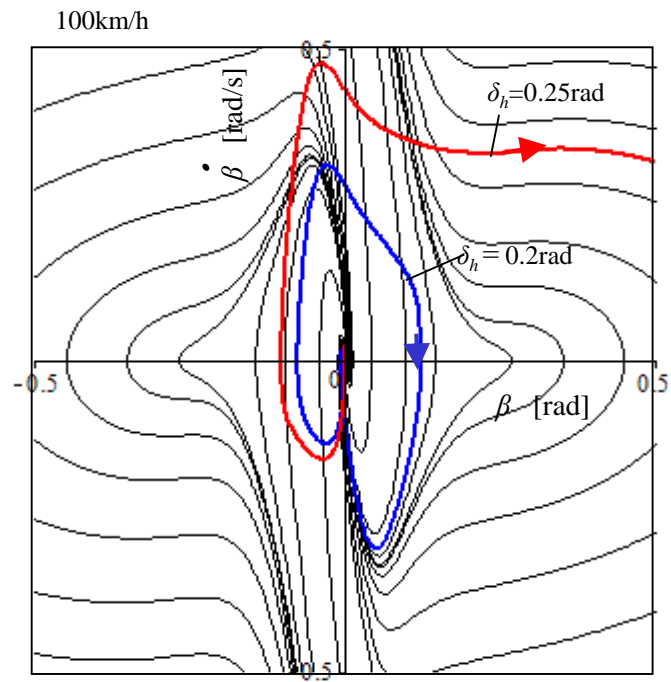


Fig. 7.10 Trajectory on  $\beta - \dot{\beta}$  Phase Plane to Sine Steering Input (Tire (a))

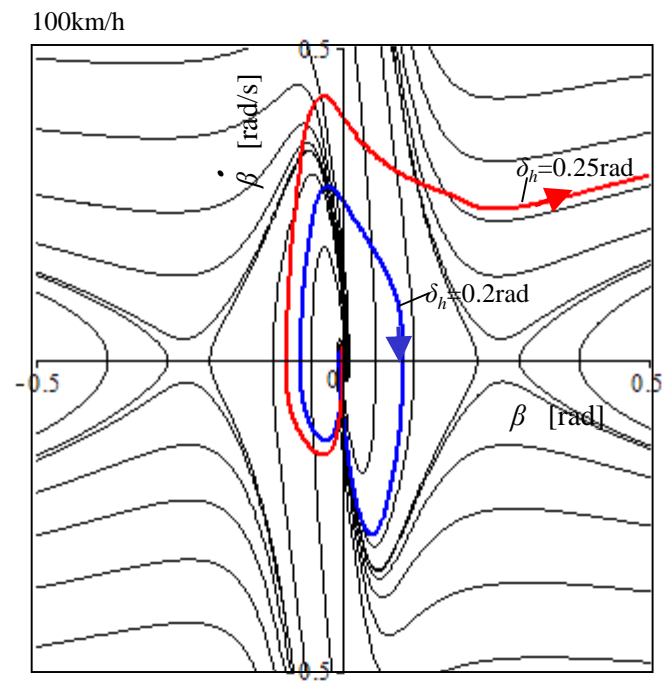


Fig. 7.11 Trajectory on  $\beta - \dot{\beta}$  Phase Plane to Sine Steering Input (Tire (b))

## 7.5 限界挙動変化抑制に必要な外力

本節では、前節で述べたような前輪の横すべりによるコーストレース性の低下や、後輪の横すべりに起因する不安定挙動を抑制し、スタビリティコントロールシステムの機能を実現するためにはどのような外力が必要なのかを調べる。熟練ドライバは、そのような状態を回避するために、カウンタステアと呼ばれる修正操舵やブレーキ操作による減速により、車両の挙動をコントロールしている。つまり、車体に働くヨーモーメントと減速力を適切に調整して、安定性やコーストレース性を確保していると考えられる。そこで、車体にヨーモーメントと減速力を直接付加するシミュレーション計算によって、それぞれの限界挙動への影響を分離して調べる。

図 7.12 は、車体スリップ角が急増して不安定状態になるような高速での正弦操舵入力時に、操舵開始 1.5 秒後から一定の外向きヨーモーメント、あるいは一定の減速力を車体に直接加えて、発生する最大スリップ角を計算した結果である。なお、ディメンジョンの異なる 2 種類の付加外力を比較するために、ヨーモーメントをトレッドの半分の長さで除した力と減速力が同じになるように横軸を調整してある。こうした状況下において、車体スリップ角の急増を抑制するために

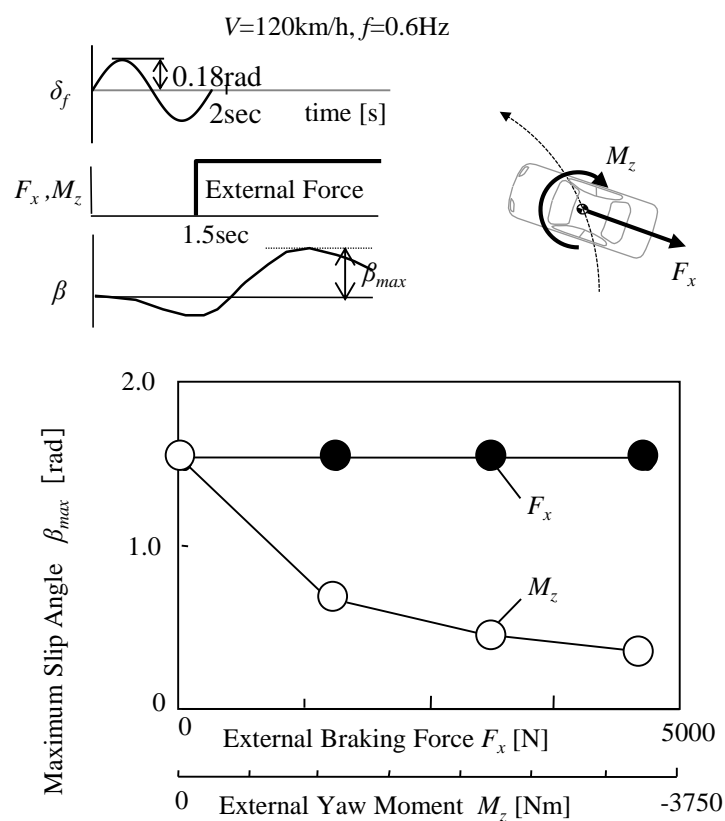


Fig.7.12 Effect of External Braking Force and Yaw Moment on Stability

は、外向ヨーモーメント付加の効果大きいことが分かる。減速力付加の効果が見られないのは、減速に伴う荷重移動による内向きヨーモーメント増加の影響が大きいと考えられる。

図 7.13 は、前輪が横すべりを起こしプラウ挙動が生じるようなランプ操舵入力時に、操舵開始 1 秒後から一定の内向きヨーモーメント、あるいは減速力を車体に直接加えた場合の、旋回半径と最大スリップ角を計算した結果である。コーストレース性の向上のために、内向きヨーモーメントの付加は、早期に効果が得られるが、過大な内向きモーメントはスリップ角が急増して安定性に悪影響を及ぼすため、付加できる内向きモーメントには限度があることがわかる。一方、

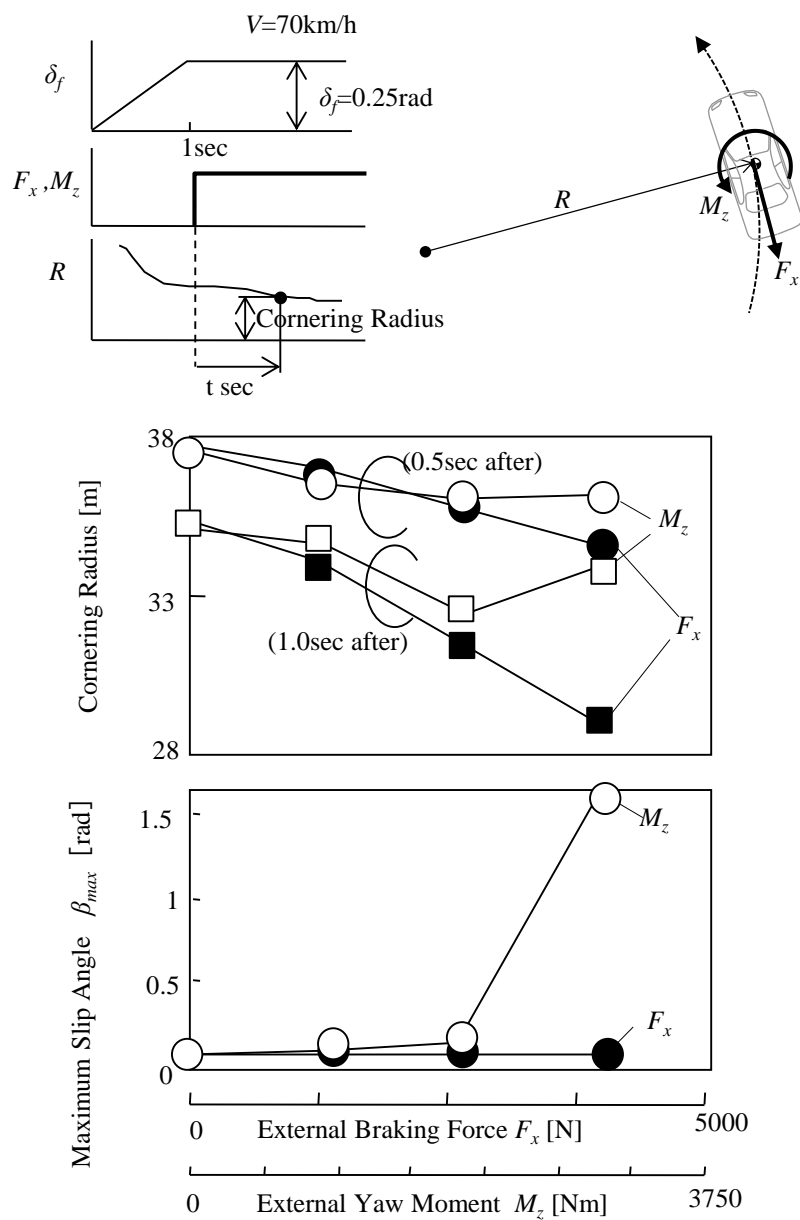


Fig.7.13 Effect of External Braking Force and Yaw Moment on Course Trace

減速力の付加は、安定性に悪影響を与えることなく有効であり、その効果は時間とともに大きくなる。これは、減速に伴う前輪への荷重移動による内向きヨーモーメント増加の影響と、速度低下による横加速度減少の影響が加わるためと考えられる。

以上を整理すると図 7.14 のようになり、スタビリティコントロールシステムの機能を実現するためには旋回限界付近で車両のヨーモーメントと減速力の2つを制御することが条件となる。ヨーモーメントをコントロールするシャシー制御システムには4WSのようなステア角制御、サスペンションコントロールによる接地荷重制御なども考えられるが、第5章での解析結果によれば、4輪独立のアクティブ制動力制御は、以下の特徴を備えているため、スタビリティコントロールシステムの機能を実現するための有力な手段と考えられる。

- ・制動力の左右差によりヨーモーメントをダイレクトにコントロール可能
- ・低摩擦路面から高摩擦路面まで広範囲に車両挙動が制御可能
- ・各輪制動力の総和により減速力をコントロール可能
- ・広く普及している ABS,TCS システムを拡張することでアクチュエータが構成可能

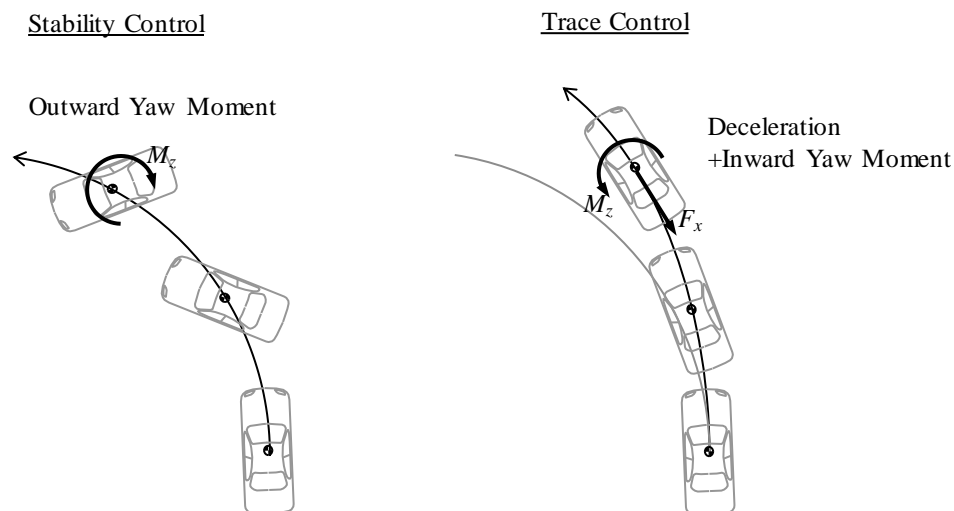


Fig.7.14 Required External Force to Control Lateral Skid



## 7.6 制御論理と性能予測

次に，4輪独立の制動力制御システムにおいて，安定性やコーストレース性を向上させるにはどの車輪に制動を加えればよいかについて検討する．車輪に制動力を加える場合，制動力自体によるヨーモーメント，減速に伴う前後荷重移動に加えて，制動力付加に伴う横力変化の影響を同時に考慮する必要がある．車輪が最大横力を発生している状態から，制動力を付加したときに生ずるタイヤ発生力の変化は，前内輪を例にとれば，図 7.15 のようになる．

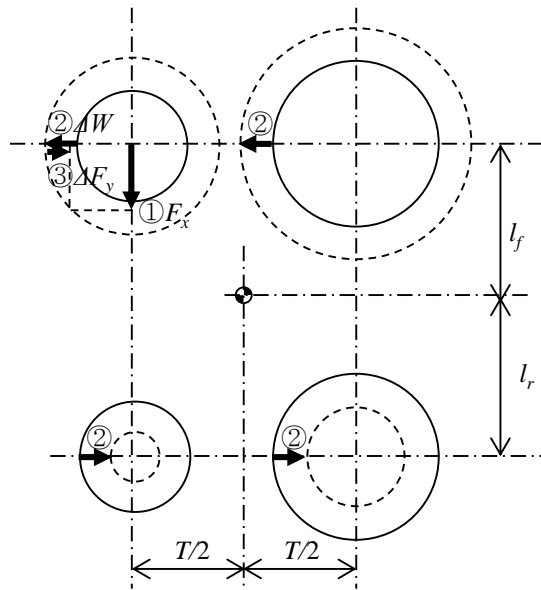


Fig.7.15 Tire Force Change with Braking Force

このとき制動力  $F_x$  による直接的なヨーモーメント変化（図 7.15 の①）は，

$$M_{zf1} = \frac{T}{2} F_x \quad (7.21)$$

制動に伴う前後荷重移動によるヨーモーメント変化（図 7.15 の②）は，

$$M_{zf1} = mg H G_y G_x = H G_y F_x \quad (7.22)$$

制動力に伴う横力変化によるヨーモーメント変化（図 7.15 の③）は，

$$M_{zf1} = -\mu W_{f1} \left( 1 - \sqrt{1 - \left( \frac{F_x}{\mu W_{f1}} \right)^2} \right) l_f \quad (7.23)$$

また，このとき輪荷重は，

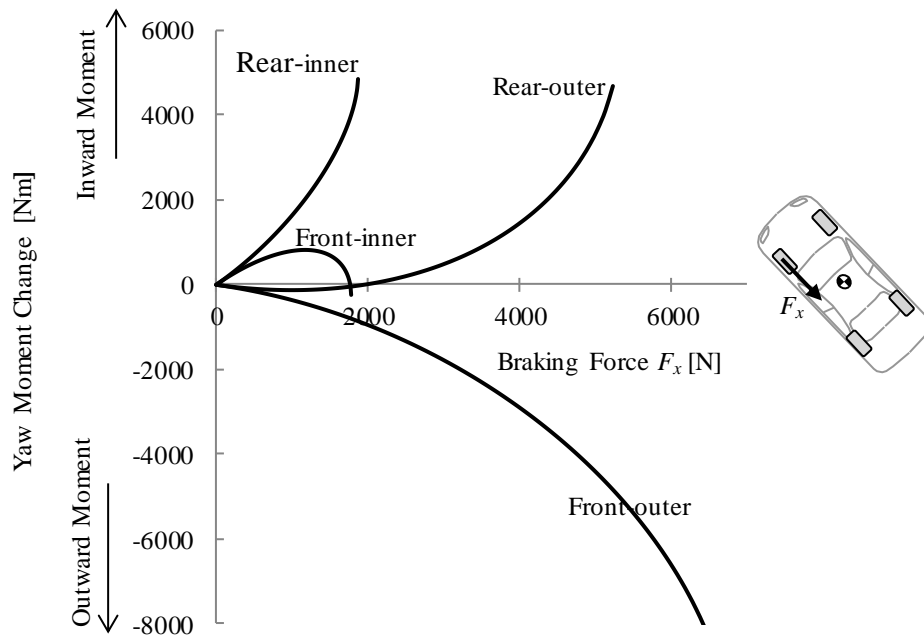


Fig.7.16 Yaw Moment Change with Braking Force on Each Wheel

$$W_{f1} = \frac{1}{2} d_f m g - \frac{H}{T} D_f m g G_y + \frac{1}{2} \frac{H}{l} F_x \quad (7.24)$$

前内輪に制動力を付加したときに生ずるヨーモーメント変化は、

$$M_{\varphi 1} = M_{\varphi f1} + M_{\varphi y1} + M_{\varphi x1} \quad (7.25)$$

他の車輪も同様にして、各輪に制動力を付加した時のヨーモーメント変化を計算した結果を図 7.16 に示す。制動力による直接的なヨーモーメント変化は、内輪に制動力を付加すれば内向き、外輪に制動力を付加すれば外向きである。減速に伴う前後荷重移動の影響は、制動を付加する車輪によらず内向きモーメントである。制動力の付加に伴う横力変化の影響は、前輪では外向きヨーモーメント、後輪では内向きヨーモーメントとなる。図 7.16 より、前外輪への制動力の付加は、大きな外向きヨーモーメントが、方向が変化することなく生ずることがわかる。後内輪への制動力の付加は、内向きヨーモーメントが生ずるが、制動力に対するヨーモーメントの変化が急である。前内輪、および後外輪は、付加する制動力が大きくなるとヨーモーメントの方向が反転する。

前節の解析より、後輪横すべりに起因するスピン挙動を抑制するには旋回外向きモーメントが必要である。したがって、この場合には、前外輪へ制動力を加えればよいことがわかる。一方、前輪の横すべりによるプラウ挙動を抑制しコーストレース性を向上するためには、適正な内向きモーメントと減速力が必要である。内向きモーメントを得るためには、後内輪への制動力の付加

が有効と考えられるが、後内輪は荷重が小さいため、制動力を強くかけるとヨーモーメントが急増して過大となる。前内輪への制動力の付加は、制動力が強いとヨーモーメントが逆方向となり安定した制御量が得られにくい。大きな減速力得るためには、接地荷重の大きな外輪への制動も考えられるがヨーモーメントは逆方向となる。つまり、前輪横すべり抑制のための制動力付加車輪は決定的な1輪はなく、後内輪への制動を中心としながら、状況に応じて残る3輪にも可能な範囲で制動力を付加する方法が効果的と考えられる。

図 7.17 は図 7.13 と同じ走行条件において、操舵開始 1 秒後から各輪に一定の弱い制動力 ( $F_x=500\text{N}$ ) を加えた場合の旋回半径を計算した結果である。4 輪の中では、後内輪への制動が効果的であることがわかる。図 7.18 は、安定性が損なわれない範囲で最大限の制動力を後内輪に付加した場合と、後内輪を中心に残る3輪にも適度に制動力を付加した場合の比較である。4

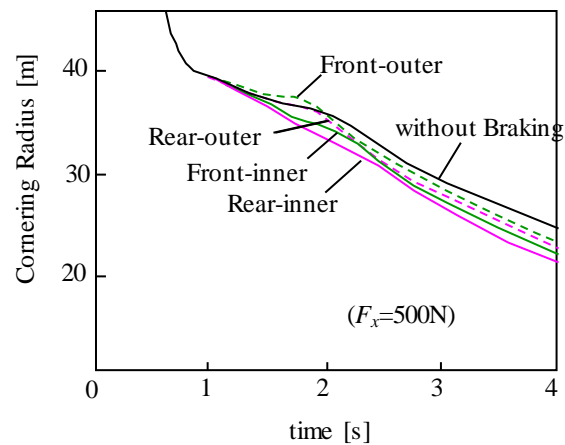


Fig.7.17 Cornering Radius with One Wheel Braking

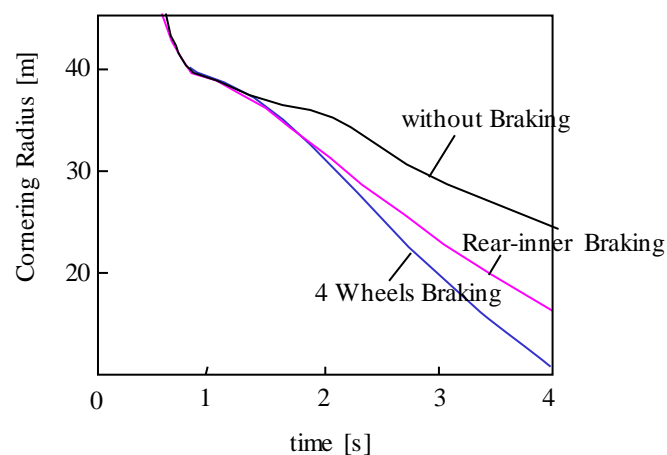


Fig.7.18 Cornering Radius with All Wheels Braking and Rear Inner Wheel Braking

輪への制動力の付加は、減速効果も加わって、後内輪の最適制動に対してさらに大きな効果が得られることが確認できる。

以上の解析、および第 6 章のスリップ角位相平面解析、第 7.4 節の限界挙動解析から、図 7.19 に示すような基本的制御則を構築した。車体スリップ角とその変化率がある範囲を超えて増大するときに前外輪に制動を加える安定性制御と、前輪スリップ角がある範囲を超えて増大すると、後内輪を中心に 4 輪に制動力を付加するコーストレース性制御からなる制御論理である。また、制動力の制御目標値は、現実的な方法として目標スリップ率  $s_{ij}^*$  として与える。

この制御則による運動特性についてシミュレーションにて確認する。計算に用いた各制御係数は、第 7.4 節の解析結果（図 7.7～図 7.11）を参考に、具体的には図 7.19 に示した値とした。図 7.20 は、初速 120km/h での正弦波操舵入力における最大車体スリップ角を、制御のない場合と比較して計算した結果であり、操舵角振幅 0.18rad のときの時刻歴応答と車両挙動も示した。車体スリップ角と車体スリップ角速度が、ある範囲を超えて増大すると、旋回外輪に制動力が加わり、外向きモーメントが付加されることにより、入力操舵角が大きくなってもスリップ角の急増が抑制されている。図 7.21 は、初速 70km/h のランプステップ操舵時の 2 秒後の旋回半径を、制御のない場合と比較して計算した結果であり、最大操舵角 0.25rad のときの時刻歴応答と車両挙動も示した。前輪のスリップ角がある範囲を超えて増大すると、4 輪に制動力が加わり、減速力と適度な内向き旋回モーメントが付加されて、旋回半径の増大が抑制されている。

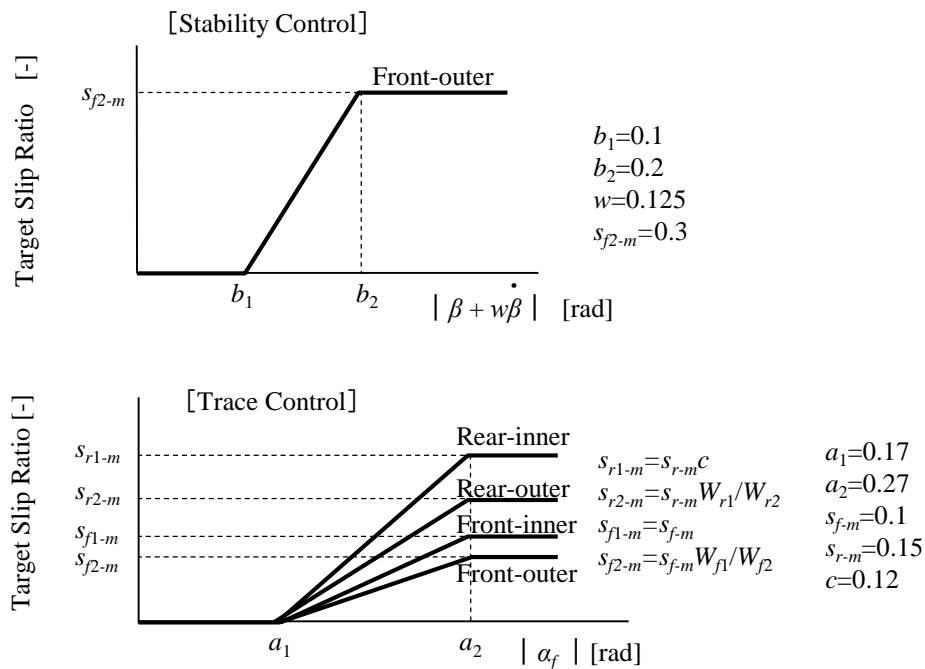


Fig.7.19 Control Strategy

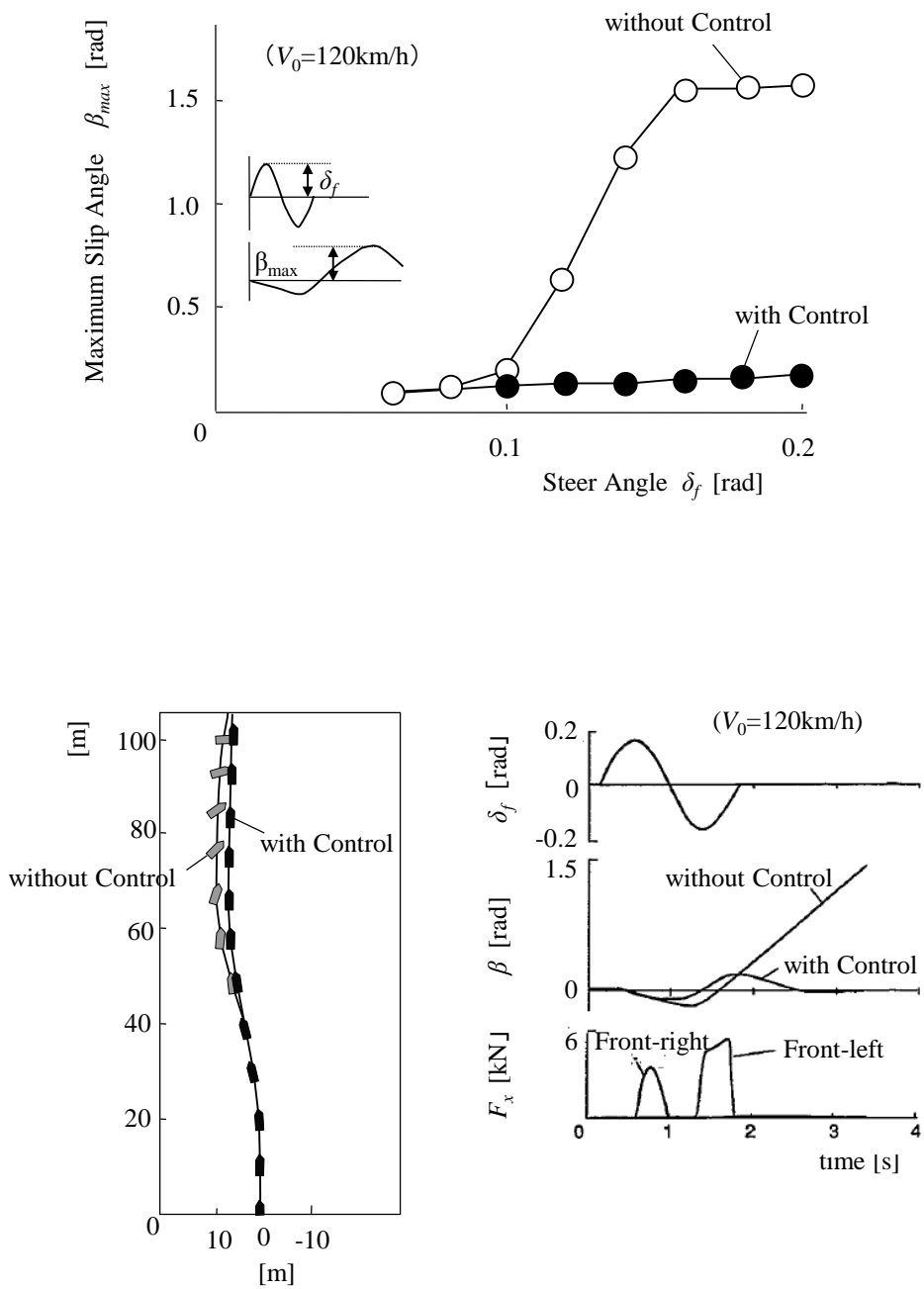


Fig.7.20 Effect of Stability Control in Sine Steering Input (Simulation)

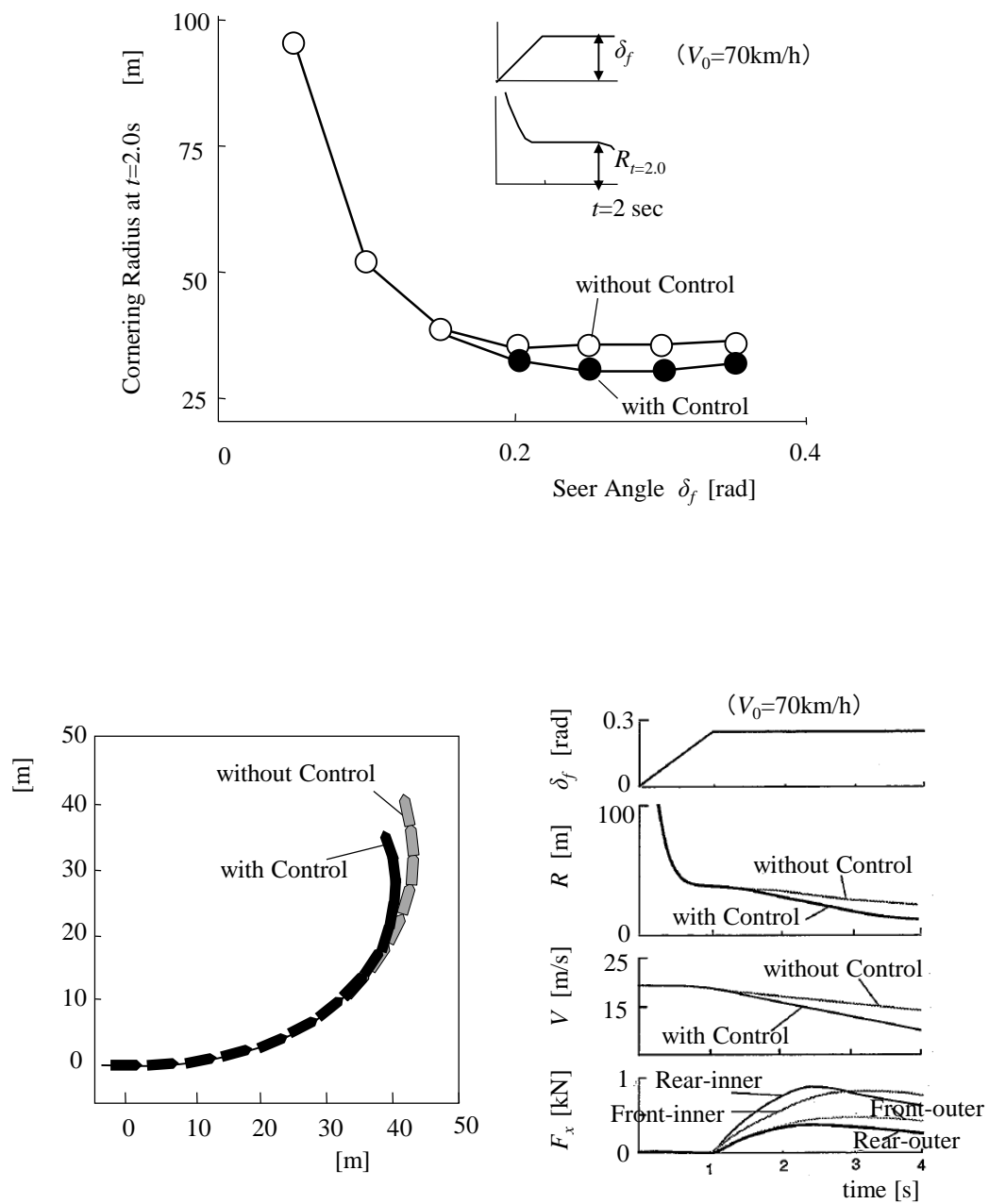


Fig.7.21 Effect of Course Trace Control in Rump Step Steering Input (Simulation)

## 7.7 システム構成

実際に構築したスタビリティコントロールシステムの構成概略を図 7.22 に示す。車輪速度、ヨーレート、前後・横加速度、ハンドル角、ブレーキマスター油圧、アクセル開度の各センサ、4 輪の制動力を任意に独立に付加できるブレーキアクチュエータ、エンジン出力を抑制できるスロットルアクチュエータ、ECU(Electronic Control Unit)などで構成されている。本システムの構成部品は ABS, TCS, 4WS など既存の運動制御システムで実用化されているものをベースに、4 輪加圧可能なように TCS のブレーキアクチュエータ油圧回路の一部変更、第 4 章で述べたアクティブ 4WS で開発されたヨーレートセンサの精度向上、ECU の演算処理能力向上などの改良を加えた程度である。このように、スタビリティコントロールシステムは新規の大規模なハード部品はなく、その機能をシステムの名称としている点が特徴である。

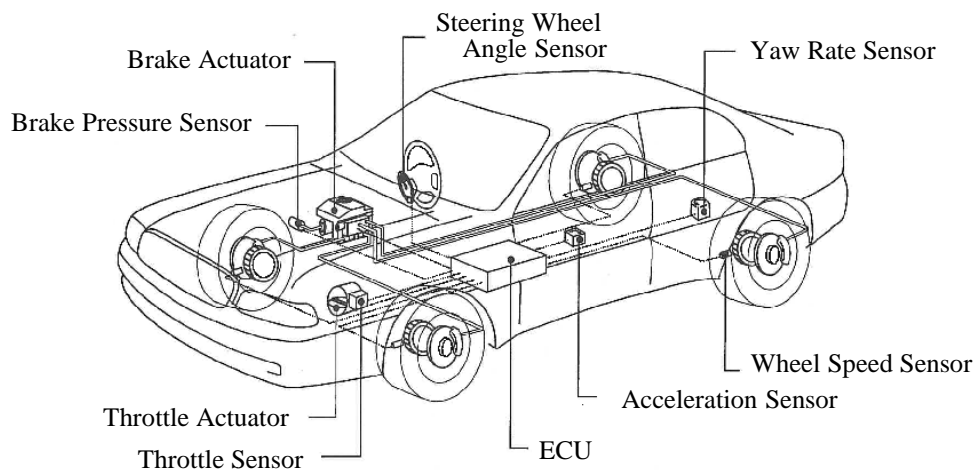


Fig.7.22 Configuration of Stability Control System

実際のシステムにおいて、前節で述べた基本論理に基づいて制御を行うには、車体や車輪のスリップ角を検出、あるいは推定する必要がある。それらを直接検出できるセンサは、現在のところ実用レベルのものは存在しないため、実際に使用可能な各センサ情報から、横すべりの程度を推定することが必要となる<sup>(7-7)</sup>。車体や車輪のスリップ角は、原理的にはヨーレート、横加速度、車速の情報を用いて演算可能であるが、積分誤差や路面横断勾配などの影響が含まれるため、そのままでは十分な精度が得られにくい。一方、車両運動モデルを利用したオブザーバ推定を用いる手法もあるが、路面 $\mu$ が変化した時のタイヤ特性の変化などモデル誤差の影響を受ける。実際には、図 7.23 のようにそれぞれの特徴を考慮し、積分演算とオブザーバとの併用により推定

精度を確保している．また，実際の制御には，各輪のブレーキ油圧を付加するアクチュエータに加えてスロットルアクチュエータも作動させることにより，必要に応じて各車輪にエンジンプレーキを付加し車速上昇を抑制する．

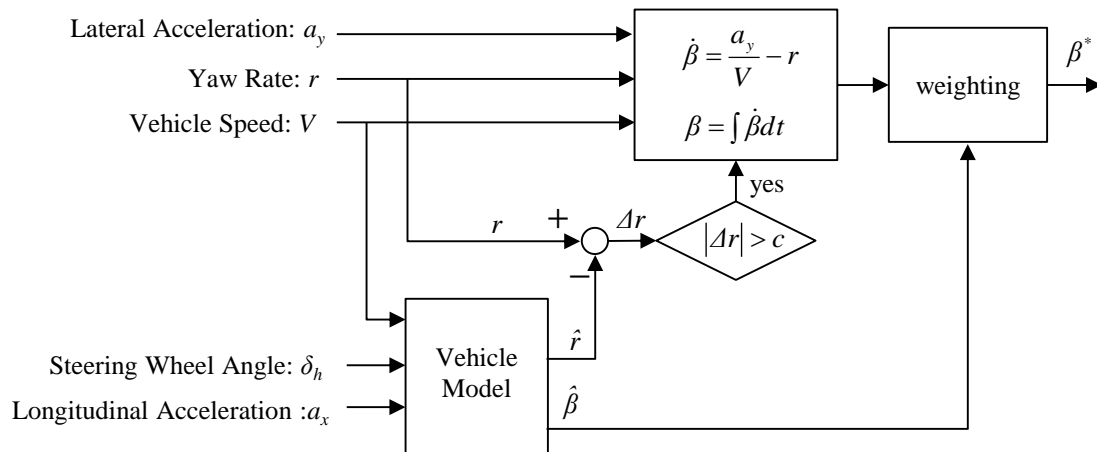


Fig.7.23 Estimation of Side Slip Angle

## 7.8 実車性能評価

構築したスタビリティコントロールシステムの効果について実車試験で検証する．図 7.24 は障害物回避時試験の結果である．この試験は、「直進走行中，側方からの不意な車両あるいは歩行者の飛び出しに対して，とっさにハンドルを切って対向車を避けつつ再び元のレーンに戻る」という操作を想定したものである．制御の無い車両は，元のレーンに戻る際に横すべりを起こしてしてコースを逸脱しているのに対し，スタビリティコントロールシステム車両は安定性を失うことなく，障害物を回避し元のレーンに復帰している．図 7.25 は，定常旋回中の追加操舵試験の結果である．これは「コーナーの半径を見誤ってコーナーに進入してしまい過剰な切り増し操舵をしてしまった」ケースを想定している．制御の無い車両がコースの外に膨らんでしまうのに対し，スタビリティコントロールシステム車両では車速を下げながら旋回半径増大が抑制されている．図 7.26 は滑りやすいウエット路面でのダブルレーンチェンジ試験での車両挙動を制御の有無で比較したものである．

車体スリップ角を低減し安定性を向上させるという観点では，第 4 章で述べたように 4WS も有効である．そこで，スタビリティコントロールシステムと 4WS の効果領域の違いについて確認しておく．正弦波操舵試験における両システムの車体スリップ角を図 7.27 に示す．なお，こ



ここで比較した 4WS は、第 4 章で述べたヨーレイトフィードバック制御の 4WS である。4WS はタイヤの線形領域で有効であり、常用走行域でのスリップ角を低減するが、限界域でのスリップ角の急増は抑制しきれていない。一方、スタビリティコントロールシステムは常用走行域では作動せず、限界域で車両の横すべりを抑制するシステムであることが確認できる。図 7.4 の **Ball in Bowl** の概念でとらえれば、スタビリティコントロールシステムが **Bowl** の縁のガード役なのに対し、4WS は **Bowl** の底を深くする技術と考えることができ、両者は干渉しあうことなくそれぞれの役割を担っていることになる。

一般ドライバに対するスタビリティコントロールシステムの効果検証がされている<sup>(7-8)</sup>。図 7.28 は路面の一部が凍結しているコーナーに高めのスピードで進入してしまった場合を想定した試験の結果である。制御の無い車両では約半数の被験者がコースを逸脱したが、制御のある車両では横すべりによるコースアウトは大幅に減少した。図 7.29 は障害物飛び出し試験の結果である。障害物の飛び出しに対し反応が遅れた人は、制御の有無にかかわらず障害物を跳ねてしまったが、障害物を回避できた人については、制御車両では回避後に車両が不安定となってコースアウトするケースは、この試験条件ではなかった。

以上のようにスタビリティコントロールシステムは車両安定性に貢献できる有効な技術と考えられるが、上記の旋回試験においてスタビリティコントロールシステム車両でも約 5% の人が車両の限界を超えてコースアウトしていることや、障害物回避試験において反応遅れにより障害物を跳ねてしまうケースでは効果が見られないことが示すようにその限界もある。スタビリティコントロールシステムは車両の物理的限界を広げたり、障害物を自動的に回避する技術ではなく、操縦の主体はあくまで人間であることを前提としたドライバーをアシストするシステムである。

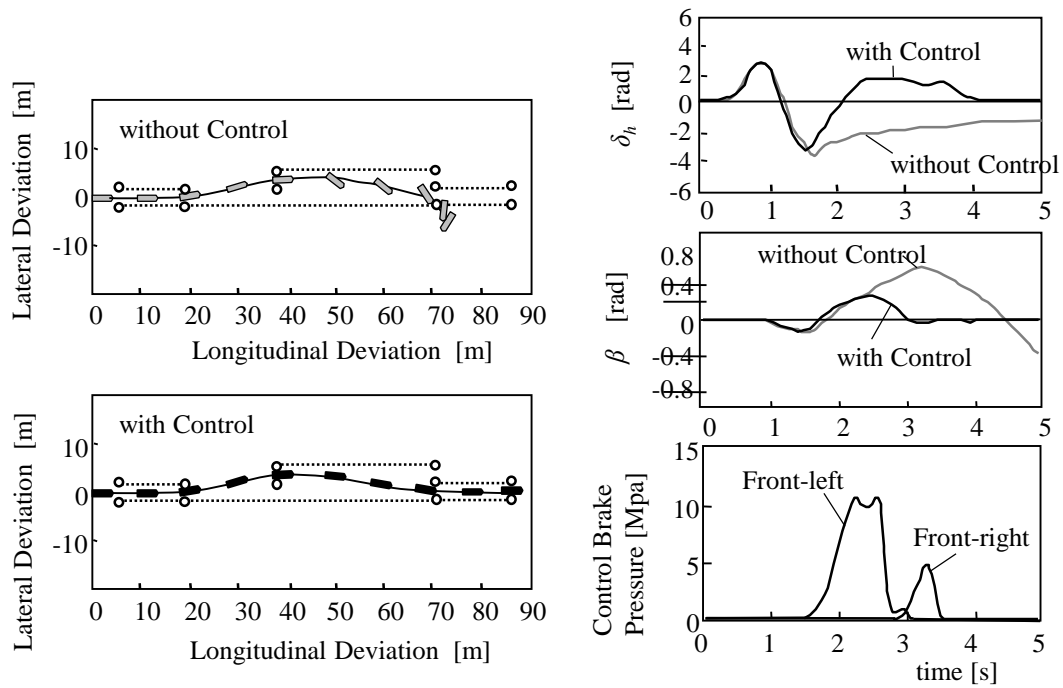


Fig.7.24 Effect of Stability Control System in Double Lane Change Test

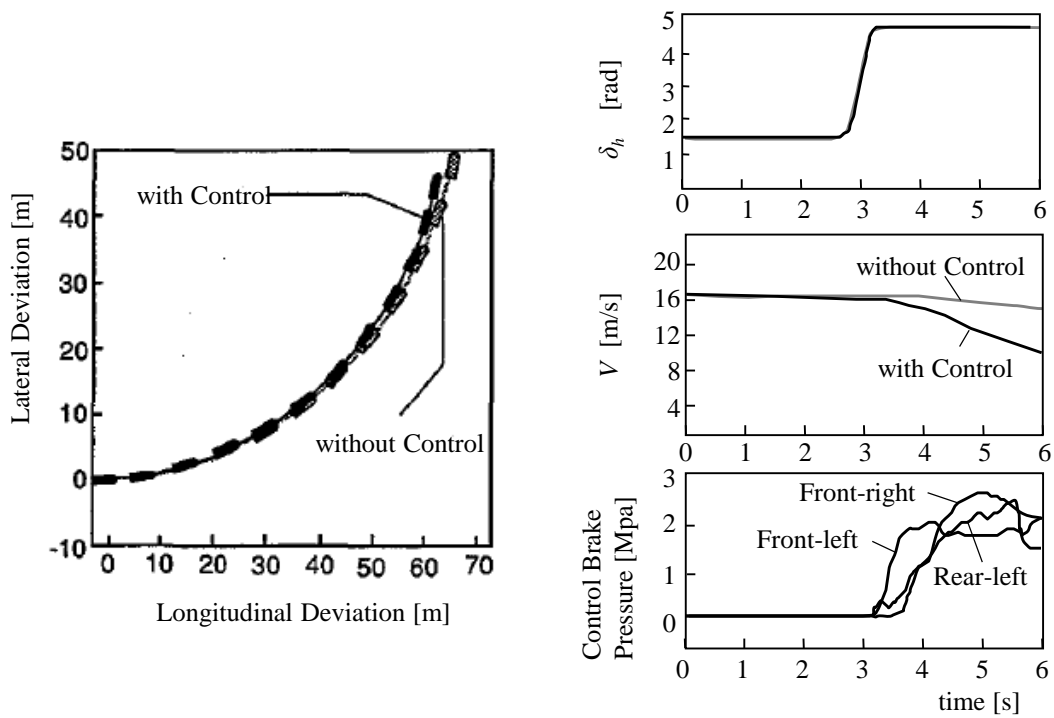


Fig.7.25 Effect of Stability Control System in Limit Cornering Test



Fig.7.26 Behaviors in Double Lane Change on Slippery Wet Road

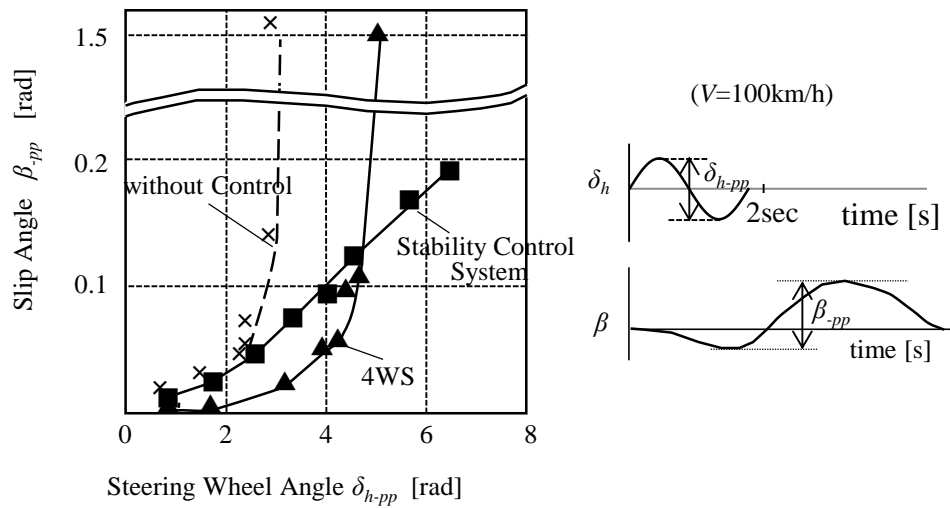


Fig.7.27 Comparison between Stability Control System and 4WS

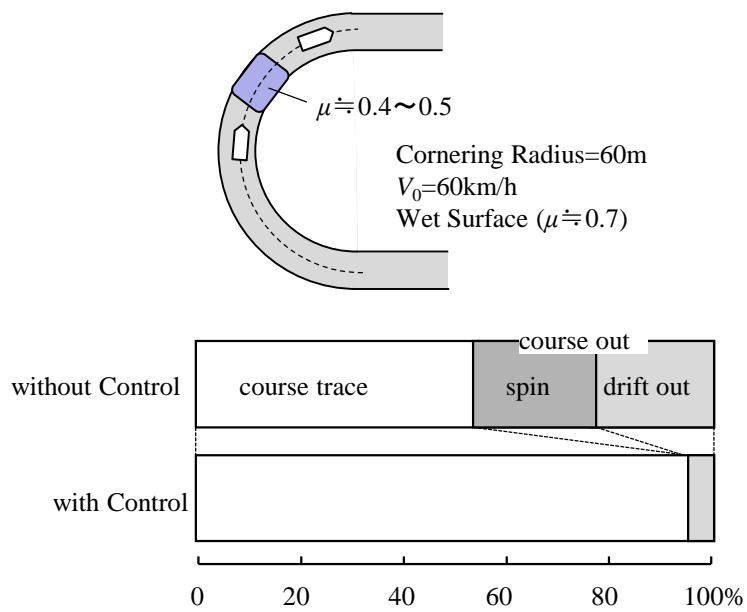


Fig.7.28 Cornering Test across the  $\mu$  Change Road

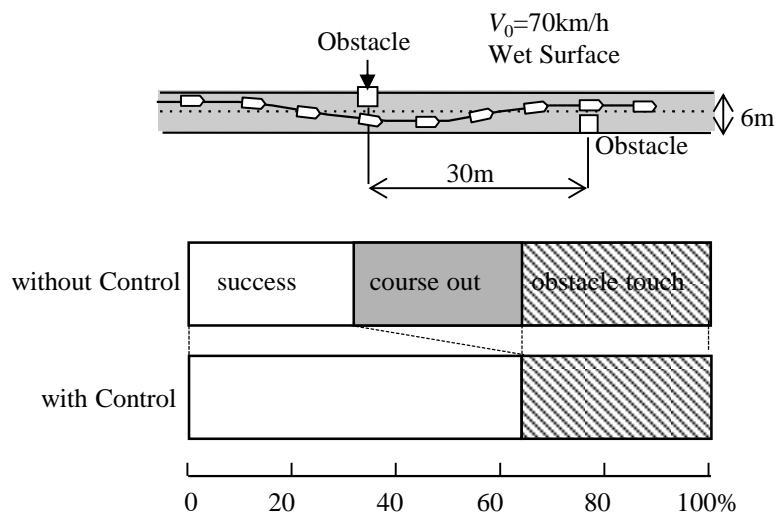


Fig.7.29 Obstacle Avoidance Test

## 7.9 まとめ

旋回限界における横すべり挙動を抑制するスタビリティコントロールの機能コンセプトを提示し、この機能を具現化するための4輪独立のアクティブ制動力制御手法を構築、その有用性をシミュレーションと実車実験により検証した。

- ・旋回限界における車両挙動、およびドライバ操作の分析をもとに、旋回限界での横すべり挙動を限界ガード的に抑制するスタビリティコントロールの機能コンセプトを提示した。

シミュレーション解析により、

- ・操舵時の限界車両挙動を調べ、前輪のスリップ角だけが增大するプラウ挙動と、車体のスリップ角が急増するスピン挙動の2種類に大別できることを確認した。
- ・旋回限界における横すべり抑制のために付加すべき外力として、ヨーモーメントと減速力に着目し、それらの車両挙動への影響を調べた。スピン挙動抑制には、復元ヨーモーメントの付加が有効であり、プラウ挙動抑制には、減速力と適正な回頭ヨーモーメントの付加が有効であることを示した。
- ・4輪独立のアクティブ制動力制御は、制動力の左右差によるヨーモーメントを付加でき、同時に制動力の総和による減速力も制御できるため、スタビリティコントロール機能を具現化する手段となることを確認し、スピン挙動抑制には前外輪への制動力の付加、プラウ挙動抑制には4輪への制動力の付加が有効であることを明らかにした。

上記、および第6章での解析を基にして、

- ・スリップ角とスリップ角速度に応じて前外輪に制動力を付加する安定性制御と、前輪スリップ角に応じて各輪に制動力を付加するコーストレース制御からなる4輪独立のアクティブ制動力制御手法を構築した。
- ・シミュレーションと実車実験により、構築した制御の車両性能を評価した。旋回限界における安定性やコーストレース性が向上することを確認し、スタビリティコントロールのコンセプトが具現化することを検証した。

なお、以上の研究などを基に、スタビリティコントロールシステムが1995年に実用化された。実用化されたシステムの概要を図7.30<sup>(7-9)</sup>に示す。同年、同様なシステムが欧州でも実用化されている<sup>(7-10)</sup>。以降、このようなシステムの事故低減効果が確認され<sup>(7-11)-(7-14)</sup>、システム名称の統一化（ESC:Electronic Stability Control）や、世界的な装着義務化が進み、普及、発展している。

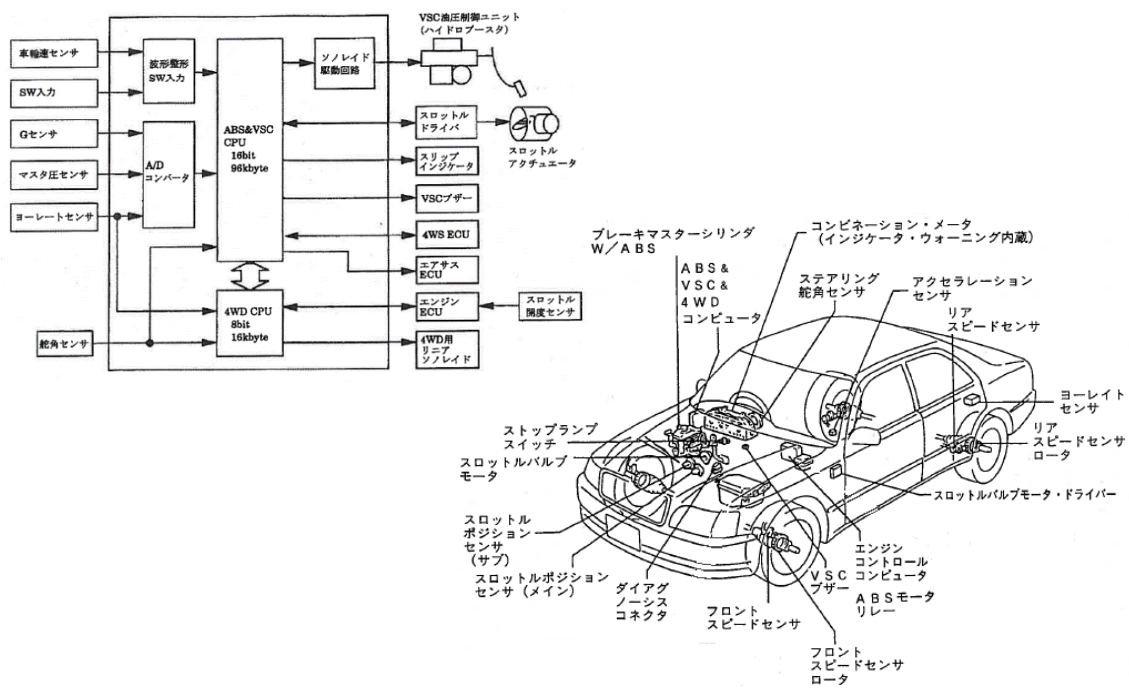


Fig.7.30 Vehicle Stability Control (VSC) System of Product Car<sup>(7-9)</sup>

## 第 8 章

### 結論

より操縦しやすく安心な車両性能の実現に向けて、企画計画段階で活用しやすい操縦性安定性の基本設計手法を構築すると同時に、構造機構設計では到達が難しい性能を、シャシー制御によって具現化することを主題として研究に取り組んだ。そのために、線形域、非線形域、限界域にわたり、シンプルなモデルを用いた操縦性安定性解析を行い、見通しの良い基本設計手法を構築するとともに、それらの解析に基づいた、論理的かつ実用的なシャシー制御手法を構築し、その有用性を示すことを研究目的とした。

大規模 CAE は、車両評価を机上実験的に実施し効率化するという面において有効な手段となっている。反面、大規模 CAE は、計算に必要な大量なデータを同定する困難さや、モデル構造が俯瞰しにくく、メカニズムの解釈に不向きといった側面も抱えている。特に、車両開発の初期段階においては、性能の方向付けや各設計諸元への性能割付が重視されるため、複雑なモデルで高精度な性能予測を追求することよりも、基礎的な運動力学モデルに基づいた性能計画が重要である。これと全く同様な議論が、近年の車両運動特性の進化に大きく貢献している様々なシャシー制御システムの制御設計にも当てはまる。大規模モデルを用いて、種々のシャシー制御システムを数値的に検討するアプローチは、精度の面では優れるが、制御構造の解釈には不向きであり、骨格となる基本制御論理の導出やその性質の解釈の過程では、可能な限り簡易なモデルを用いることが必要と考える。ただし、シンプルなモデルを用いる場合には、モデルには直接表現されないが、実際には大きな影響を及ぼす設計諸元を、どのように考慮するかが課題となる。

こうした観点に立ち、シンプルなモデルをベースに、現実の車両における重要な設計諸元の影響をモデルパラメータに組み込んで、線形域から非線形域、限界域まで大域的に運動解析を実施し、操縦性安定性の基本設計手法を構築した。それらの解析に基づき、各運動領域において有用な、論理的かつ実用的なシャシー制御手法を提示し、構造機構設計では到達が難しい車両特性が具現化できることを示した。

本研究で得られた具体的な成果を以下に総括する。

第 2 章では、第 3 章以降の研究の基礎となる操縦性安定性の性能計画手法について述べた。操縦性安定性の基本的性質を記述している線形 2 輪モデルは、開発初期段階での性能計画や、制御システムの論理構築に有用であるが、各パラメータの寄与を考察するような場合には、パラメータ間の強い相関関係に注意が必要となる。そこで、実際の車両諸元との対応が明快な正規化パラメータにより表現した線形 2 輪モデルを用い、これに感度解析を適用して、見通し良く性能計画が実施できることを示した。また、このモデルの主要パラメータであるコーナリングパワーに、タイヤの荷重依存特性を考慮した初期ホイールアライメントの影響を組み込み、実際の車両とより対応する等価コーナリングパワーとして換算した。本章で示したモデル表現は、非線形域や限界域におけるタイヤ力の記述との整合性も良く、拡張しやすいという利点も備えているため、以降、第 3 章から第 7 章まで、このモデル表現を用いて解析を行った。



第3章では、ドライバの操舵感覚に関して、従来研究例の少ない車両応答特性と操舵トルク特性の関係を勘案した評価指標の研究を行った。はじめに、前後輪の舵角と操舵トルクを任意に独立設定可能な特性可変実験車を用いて、車両応答（ヨーレイト，横加速度）特性と主観評価の関係を確認するとともに、車両応答特性と操舵トルク特性との関連性に着目して、ドライバの操舵感覚を調査した。操舵角に対する横加速度とヨーレイトの遅れ時定数の差が小さいと一体感のある車両応答となるが、そのときの時定数には適切な範囲があり、それが大きすぎても小さすぎても運転しにくい特性となること、横加速度とヨーレイトの応答時定数の差が大きいくほど、また、横加速度とヨーレイトの応答時定数の平均値が小さいほど、ドライバが必要とする操舵トルクの位相進み時定数が大きくなることを見出した。つぎに、導出した評価指標と車両設計パラメータとの関係を定式化し、前後輪の等価コーナリングパワーの設計手法に組み込んだ。ドライバの操舵感覚に合う操舵特性のためには、後輪の正規化等価 CP の役割が大きく、これを確保することが重要であることを示した。

第4章では、第2章，第3章の解析を基に、後輪アクティブ操舵に関する研究を行った。先行して実用化されていた後輪操舵システムは、前輪の操舵角や操舵力に関連して後輪を操舵する制御であり、操舵応答特性の向上が主な狙いであった。一方、外乱に対して効果の大きい車両挙動をフィードバックする制御の研究も行われていたが、実用化には至らず、具現化のための課題が明確になっていなかった。また、後輪操舵に関する研究のほとんどが、平面運動特性にのみに着目していたため、ドライバの操舵感覚として重要な操舵トルク特性やロール挙動への影響も、車両性能として明らかにすべき課題と考えた。ドライバの操舵感覚に合致し、外乱にもロバストな後輪操舵システムの具現化に向け、はじめに、簡易モデルを用いて、ヨーレイト情報を用いたスリップ角ゼロ化制御の制御構造と運動の性質を、操舵角情報のみを用いる制御と対比して理論的に明らかにした。この制御則では、操舵応答特性は、過渡状態も含めてスリップ角がゼロとなり、ヨーレイト，横加速度の応答が1次遅れ特性となること、セルフアライニングトルクの位相遅れが解消するため、操舵感覚の観点から付与すべき操舵系の摩擦や減衰が少なくて済むこと、横風外乱やヨーモーメント外乱に対して、ヨーレイトや横加速度ゲインが低減し、非振動的な応答になること、ヨーモーメント外乱に対しては、車体スリップ角がゼロとなることなどの性質を有することを示した。次に、このフィードバック制御則を実用化するための課題と、その対応方策を示した。システムの応答遅れの影響を、安定判別と特性根解析により明らかにし、システム遅れに対応した制御係数の設定範囲を示した。また、ロール運動への影響を、根軌跡解析などにより明らかにし、ロールモーメントをコントロール可能な制御サスペンション併用の有用性を示した。以上の解析を基に構築した後輪操舵システムについて、シミュレーションと実車実験による性能検証を行い、その効果を確認した。なお、本研究などを基に、ヨーレイト情報を利用した後輪操舵システムが実用化され、本格的な旋回運動状態量に基づくシャシー制御システムの先駆的な役割を担った。

第5章では、非線形特性を考慮した操縦性安定性の評価、解析手法に関する研究を実施した。はじめに、速度一定の準定常旋回試験により、局所的なヨーレイトゲイン、スリップ角ゲイン、コーナリングパワーを求めて、実車の旋回非線形特性を評価した。次に、旋回非線形特性の主要因である、タイヤのスリップ角に対する非線形性、タイヤの荷重に対する非線形性、パワーステアリング特性とセルフアライニングトルクに起因する操舵系の非線形性について、実際の特性を調査し、それらを比較的シンプルに定式表現することにより、主要な非線形要因を大域的に考慮した局所コーナリングパワーを定式化した。これを線形2輪モデルに拡張適用することにより、実車に対応する旋回非線形性が概略表現されることを示した。構築した解析モデルを用いて、パワーステアリング特性、操舵系の剛性分布、ロールセンタ高とロール剛性配分で決定される荷重移動配分比、重心高／トレッド比など、旋回非線形特性に影響を及ぼす主要な設計諸元の寄与を対比して示した。また、ステア角制御、サスペンションロール剛性配分制御、制駆動力左右差によるヨーモーメント制御に大別される3種類のシャシー制御システムが影響する運動領域、および寄与の程度を明らかにした。ステア角制御は直進から中程度の横加速度領域で大きな寄与を及ぼすこと、ロール剛性配分制御は横加速度の大きな領域で寄与が大きく現れること、制駆動力の左右差によるヨーモーメント制御は全域で寄与し、摩擦係数の小さな路面でも寄与が大きいことを定量的に示した。

第6章では、タイヤ横力が最大値を超え、大きなスリップ角を生じる場合の限界運動特性について解析を実施した。限界運動特性は、複雑なタイヤ非線形特性に支配されるため、一般には定式化は困難とされるが、タイヤ横力特性の特徴を最も単純に表現する折れ線タイヤモデルを導入し、実際の車両に対応するアンダーステア特性、かつプラウ特性の場合の平衡点を解析的に求めた。限界以降の正規化横力勾配の前後大小関係により、平衡点の性質が変わること、平衡点の数と種類は、走行速度と操舵角により8領域5分類されることを示した。また、車両の安定性は車体スリップ角に起因しており、限界運動の動的性質はスリップ角の振る舞いを直接的に知ることが重要である、という考えに基づき、車体スリップ角とその時間微分値を2軸にとったスリップ角位相平面による解析法を導入した。スリップ角位相平面解析は、平衡点回りで線形化すると、線形システムの諸公式を直接適用できるため、折れ線タイヤとの組み合わせにより限界動特性の基本的性質が解釈しやすいという点で有用である。限界以降の正規化横力勾配の前後大小関係が入れ替わる2種類のタイヤ特性それぞれについて、平衡点の数や性質が異なる代表的な走行条件ごとに、スリップ角位相平面における解軌跡を示し、タイヤ特性、走行速度、操舵角に対する限界動特性の性質の違いを明らかにした。

第7章では、第5章、第6章での解析結果を基に、旋回限界での横すべり挙動を抑制するスタビリティコントロールに関する研究を行った。はじめに、旋回限界状況における車両挙動とドライバ操作を調査分析し、スタビリティコントロールシステムの機能コンセプトを提示した。次に、シミュレーションにより2種類に大別される操舵限界挙動、すなわち前輪のスリップ角だけが増

大するプラウ挙動, および, 車体のスリップ角が急増するスピン挙動を抑制するために付加すべき外力を明らかにした. プラウ挙動抑制には, 減速力と適正な回頭ヨーモーメントの付加が, スピン挙動抑制には, 復元ヨーモーメントの付加が有効であることを示した. それにより, ヨーモーメントと減速力を同時に付加できる 4 輪アクティブ制動力制御がスタビリティコントロールの機能を実現する手段となることが明確になり, スピン挙動抑制には, 前外輪への制動力の付加が, プラウ挙動抑制には 4 輪への制動力の付加が効果的であることを示した. 以上から, 横すべり挙動抑制のための制御論理を構築し, 旋回限界における安定性やコーストレース性が向上することをシミュレーションと実車実験により検証, スタビリティコントロールのコンセプトが具現化できることを示した. なお, 本研究などを基に, スタビリティコントロールシステムが実用化され, 自動車の重要な機能として普及, 発展している.

最後に, 自動車の操縦性安定性とその制御に関して, 今後取り組むべき研究課題について述べる. 近年, 自動車の環境負荷対応の主角として, 動力源の電動化が加速している. モータを駆動源とする電動車両は, 燃費性能だけでなく操縦性安定性にも変革をもたらす可能性を有しており, 特に, モータを各輪に分散配置するインホイールモータ車は, その期待が大きい<sup>(8-1),(8-2)</sup>. 操縦性安定性の観点から電動車両を考えると, その第 1 の特徴は, 電池やモータの搭載配置により, 車両の慣性諸元やタイヤ配置の自由度が拡大することである. 一方で, バネ上とバネ下の質量配分比や, 車輪の慣性モーメントなどが, 従来とは変化する点にも注目する必要がある. 第 2 の特徴は, 高応答モータによる車輪制御の高精度化と, モータの分散配置による車両運動制御自由度の拡大である. これらの特徴を最大限に生かし, 高度な運動性能と低消費エネルギーを高次元で両立するための機構構造設計手法, および運動制御手法の構築は, 今後取り組むべき重要な研究課題と考える.



## - 引用文献 -

- (1-1) 荒井久治：自動車の発達史(上)，山海堂，(1995)，p.2.
- (1-2) 樋口健治：自動車技術史の事典，朝倉書店，(1996)，p.7.
- (1-3) 古川修：操安性研究の歴史，自動車技術，Vol.41，No.3，(1987)，pp.307-314.
- (1-4) 荒井久治：自動車の発達史(下)，山海堂，(1995)，pp.78-132.
- (1-5) 時代を画した技術の変遷 - 日本の自動車技術 50 年 - ，別冊自動車技術会中部支部報，(1998).
- (1-6) L.Segel: Theoretical Prediction and Experimental Substantiation of the Response of the Automobile to Steering Control, Proceedings of Auto. Division of I. Mech. E., Vol.7, (1956).
- (1-7) D.W.Whitcomb, W.F.Milliken: Design Implication of a General Theory of Automobile Stability and Control, Proceedings of Auto. Division of I. Mech. E., Vol.7, (1956).
- (1-8) 藤井澄二：自動車の運動性能に対するかじ取装置の弾性の影響，日本機械学会論文集，Vol.22，No.119，(1956)，pp.492-496.
- (1-9) R.T.Bundorf, R.L.Leffert: The Cornering Compliances Concept for Description of Vehicle Directional Control Properties, SAE Paper, 760713, (1976).
- (1-10) 原田宏：サスペンションおよびステアリング系のコンプライアンスを考慮した操安性理論，トヨタ技術，第 27 巻，第 3 号，(1977)，pp.134-143.
- (1-11) 酒井英樹，北浜謙一，佐藤幸治：正規化したコーナリングパワーの複素数表現を用いた操舵過渡応答の解析，自動車技術会論文集，Vol.29，No.1，9830686，(1998)，pp.129-134.
- (1-12) 安部正人：駆動や制動を伴う車両の円旋回の解析－第 1 報スタビリティファクタの拡張と小さい横加速度範囲での簡易な理論解析－，自動車技術会論文集，No.37，(1988)，pp.134-140.
- (1-13) 岡田正，高木俊昭：自動車のローリング特性と操縦性安定性，自動車技術会学術講演会前刷集，631018，(1963)，pp.135-142.
- (1-14) 皆川正明：車体のロール運動を考慮に入れた 3 自由度車両モデルのモデルコンセプト，自動車技術会論文集，Vol.39，No.4，20084635，(2008)，pp.17-22.
- (1-15) H.B.Pacejka: Simplified Analysis of Steady-state Turning Behaviour of Motor Vehicles, Vehicle System Dynamics, Vol.2, (1973).
- (1-16) W.F.Milliken, F.Dell'Amico, R.S.Rice: The Static Directional Stability and Control of the Automobile, SAE Paper, 760712, (1976).
- (1-17) 松下博宣：車両運動 CAE の現状と課題，自動車技術，Vol.55，No.6，20014337，(2001)，pp.25-29.
- (1-18) H.Shiozaki, Y.Kamada, S.Kurita, S.Goosens, J.V.Herbruggen, V.Cibrario, L.Poppelaars: CAE Based Vehicle Development to Reduce Development Time, 自動車技術会学術講演会前刷集，No.5-05，20055472，(2005)，pp.1-6.
- (1-19) H.B.Pacejka: Tire Models for Vehicle Dynamics Analysis, Supplement to Vehicle System Dynamics, Vol.21, (1991).

- (1-20) P.Février, B.D.Gasselin, O.B.Hague, C.Miquet, W.Schick: Advantage of Thermo-mechanical Tire Model for Vehicle Dynamics Simulation in Field Use, 1<sup>st</sup> International Munich Chassis Symposium, (2010).
- (1-21) 池澤知徳, 吉村卓也: 感度解析を用いたサスペンション MBS モデルの動特性最適化, 自動車技術会論文集, Vol.38, No.6, 20074805, (2007), pp.157-162.
- (1-22) K.Miyagawa, Y.Maruyama, M.Nasada, P.D.Carlo, G.Conti, V.Cibrario: Advanced Testing and Simulation Techniques in Handling Body Deformation, Proceedings of AVEC'08, 20080536, (2008).
- (1-23) H.Holzmann, C.Halfmann, M.Kochem, K.M.Hahn, T.Kreich, O.Mies, U.Wurster: Hil Simulation of Closed-loop-driving Maneuvers, 1<sup>st</sup> International Munich Chassis Symposium, (2010).
- (1-24) W.Linke, B.Richter, R.Schmidt: Simulation and Measurement of Driver Vehicle Handling Performance, SAE Paper, 730489, (1973).
- (1-25) D.H.Weir, R.J.DiMarco: Correlation and Evaluation of Driver/Vehicle Directional Handling Data, SAE Paper, 780010, (1978).
- (1-26) 佐野, 古川修, 小口, 中谷: 車両のヨー応答と横加速度応答特性が人間-自動車系の性能に及ぼす影響, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.822, 821170, (1980), pp.425-432.
- (1-27) 菅沢深, 入江南海雄, 黒木純輔: 操安性研究のためのシミュレータビークルの開発, 自動車技術, Vol.43, No.4, 895079, (1989), pp.106-111.
- (1-28) 古川修, 武井明彦, 小林実, 河井孝之: 前後輪のアクティブ制御が人間-自動車系の閉ループ制御特性に及ぼす影響-各種走行条件下での望ましい車両のヨー応答と横加速度応答の考察-, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.902-1, 902180, (1990), pp.325-328.
- (1-29) M.Harrer, P.E.Peffer, D.N.Jhonston: Analysis of Steering Feel and Vehicle Handling, FISITA2006, F2006V165, (2006).
- (1-30) I.Kushiro, S.Koumura, H.Kawai: A New Approach in the Study ON-Center Handling, Proceedings of AVEC'08, 20080432, (2008).
- (1-31) M.Abe, Y.Kano, Y.Shibahata: Investigation of Steering Torque Effects on Handling Quality Evaluation Based on Steering Angle Control Driver Model, Proceedings of 21<sup>st</sup> IAVSD Symposium, (2009).
- (1-32) H.Leiber, A.Czinczel: Four Years of Experience with 4-wheel Antiskid Brake Systems (ABS), SAE Paper, 830481, (1983).
- (1-33) 佐野彰一, 古川修, 白石修二: 後輪舵角をハンドル角の関数で制御する四輪操舵システム, 自動車技術会論文集, No.35, 876037, (1987), pp.126-132.
- (1-34) 米川隆, 大沼敏夫, 森淑泊, 後藤武志, 武馬修一: アクティブコントロールサスペンションの車両運動性能, 自動車技術会論文集, Vol.22, No.3, 916053, (1991), pp.63-68.
- (1-35) 藤岡健彦, 石川毅彦: 最適制御理論の車両運動力学への応用 - 四輪操舵による車両運動性能向上の可能性 -, 自動車技術会論文集, No.35, 876035, (1987), pp.112-119.
- (1-36) 永井正夫, 大木幹志: 仮想モデル追従制御による四輪操舵制御の研究 - 第1報制御系設計と閉ループ特性 -, 自動車技術会論文集, No.39, 886051, (1988), pp.69-77.

- (1-37) 島田祐完, 納富信也, 堀内伸一郎, 柚原直弘: 適応 LQ 制御理論を用いた前後輪アクティブ操舵系の設計, 自動車技術会論文集, Vol.28, No.4, 9741469, (1997), pp.111-116.
- (1-38) 磯田桂司, 湯浅寛夫: 駆動力制御と運動性能について, 自動車技術, Vol.43, No.4, (1989), pp.67-73.
- (1-39) Y.Sibahata, K.Shimada, T.Tomari: The Improvement of Vehicle Maneuverability by Direct Yaw Moment Control, Proceedings of AVEC'92, 923081, (1992).
- (1-40) 本山廉夫, 宇木秀憲, 磯田桂司, 湯浅寛夫: 駆動力配分制御と車両運動性能, 自動車技術会論文集, Vol.24, No.2, (1993), pp.54-58.
- (1-41) M.Abe, N.Ohkubo, Y.Kano: Comparison of 4WS and Direct Yaw Moment Control (DYC) for Improvement of Vehicle Handling Performance, Proceedings of AVEC '94, (1994).
- (1-42) E.Ono, Y.Hattori, Y.Muragishi, K.Koibuchi: Vehicle Dynamics Integrated Control for Four-wheel-distributed Steering and Four-wheel-distributed Traction/Braking Systems, Vehicle System Dynamics, Vol.44, No.2, (2006), pp.139-151.
- (1-43) Y.Hirano: Integrated Control of Tire Steering Angle, Camber Angle and Driving / Braking Torque for Individual In-wheel-motor Vehicle (JSAE-SICE Benchmark Study for Automotive Control and Modeling, No.3), Proceedings of AVEC'12, (2012).
- (2-1) A. Alleyne: Dimensional Analysis and Vehicle Control, Proceedings of AVEC'04, (2004).
- (2-2) M.Polley, A.Alleyne, E.D.Varis: Scaled Vehicle Characteristics Dimensionless Analysis, Vehicle System Dynamics, Vol.44, No.2, (2006), pp.87-105.
- (2-3) 安部正人: 自動車の運動と制御, 山海堂, (1992), pp.84-97.
- (2-4) 坂下和史, 岡田正: 操舵系の特性を考慮した自動車の操縦性安定性に関する線形理論, 自動車技術, Vol.18, No.4, (1964), pp.268-273.
- (2-5) SAE J670, Vehicle Dynamics Terminology, (2008).
- (2-6) K.D.Norman: Objective Evaluation of On-Center Handling Performance, SAE Paper, 840069, (1984).
- (2-7) A.Higuchi, H.Sakai: Objective Evaluation Method of On-Center Handling Characteristics, SAE Technical Paper, 2001-01-0481, (2002).
- (2-8) J.Reimpel, H.Stoll: The Automotive Chassis, Society of Automotive Engineers, (1996), pp.367-368.
- (2-9) D.D.MacInnis, W.E.Cliff, K.W.Ising: A Comparison of Moment of Inertia Estimation Techniques for Vehicle Dynamics Simulation, SAE Paper, 970951, (1997).
- (2-10) 古川修: 運動力学的観点から見た操安性評価項目の体系化, 自動車技術, Vol.38, No.3, (1984), pp.287-292.
- (2-11) R.W.Allen, R.E.Magdaleno, T.J.Rosenthal, D.H.Klyde, J.R.Hogue: Tire Modeling Requirements for Vehicle Dynamics Simulation, SAE Paper, 950312, (1995).
- (2-12) 辻幸二, 西岡正夫, 十時信弘: 複素コーナリングコンプライアンスの提案, 自動車技術会論文集, Vol.33, No.4, 20024753, (2002), pp.157-162.

- (3-1) E.R.Hoffman, P.N.Joubert: The Effect of Changes in Some Vehicle Handling Variables on Driver Steering Performance, Human Factors, June, (1966).
- (3-2) 杉本軍司, 林靖亨, 森孝彦, 関沢清見, 沢文雄: 高速道路における人間－自動車系の横風, 走行安定性の解析, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.761, 761031, (1976), pp.243-250.
- (3-3) W.Bergman: Relationships of Certain Vehicle Handling Parameters to Subjective Ratings of Ease of Vehicle Control, Proceedings of 16<sup>th</sup> FISITA Congress, (1976).
- (3-4) 上原繁, 白石修士, 樋口実: ドライバフィーリングと操安特性との関連, 自動車技術, Vol.41, No.3, 875048, (1987), pp.341-347.
- (3-5) 佐藤博文, 原口哲之理, 大沢洋: 操舵感に関わる操舵応答特性の考察, 自動車技術, Vol.44, No.3, 905049, (1990), pp.52-58.
- (3-6) 見坐地一人, 徳永裕之, 清水康夫, 魚井玲, 柴田耕一: べき関数形復元モデルを用いた等価線形系解析手法によるステアフィール評価, 日本機械学会論文集(C 編), 70 巻, 697 号, No.02-0113, (2004), pp.2691-2698.
- (3-7) H. Mouri, M.Kubota, N.Horiguch: Study on Effects of Transient Steering Efforts Characteristics on Drivers Steering Behavior, SAE Paper, 2007-01-0823, (2007).
- (4-1) 岡田正, 高木俊昭: 自動車の操縦性安定性に関する一考察, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.3, 621047, (1962), pp.81-87.
- (4-2) S.Sano, Y.Oguchi, H.Nakaya, Y.Furukawa: Influence of Vehicle Response Parameters on Driver Control Performance, 18<sup>th</sup> FISITA, (1980), pp.229-235.
- (4-3) 古川修: 四輪操舵システムによる操安性の改善, 自動車技術会「自動車のアクティブ制御技術」シンポジウム, 856603, (1985), pp.34-46.
- (4-4) 入江南海雄, 芝端康二: 後輪アクティブ操舵による操縦性安定性の向上, 自動車技術, Vol.40, No.3, 865051, (1986), pp.360-369.
- (4-5) T.Takiguchi, N.Yasuda, S.Furutani, H. Kanazawa, H.Inoue: Improvement of Vehicle Dynamics by Vehicle-Speed-Sensing Four Wheel Steering System, SAE Paper, 860624, (1986).
- (4-6) 森和典, 江口孝彰, 金子敏志, 川越健次, 入江南海雄: 後輪の位相反転制御による操縦安定性の向上－SUPER HICAS, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.891, 891068, (1989), pp.279-282.
- (4-7) H.Sato, A.Hirota, H.Yanagisawa, T. Fukushima: Dynamic Characteristics of Whole Wheel Steering with Yaw Velocity Feedback Rear Wheel Steering, I. Mech. E., C124/83, (1983).
- (4-8) 井口雅一: 四輪操舵車の前後輪協調制御方式に関する理論的研究, 自動車技術会論文集, No.35, 876036, (1987), pp.120-125.
- (4-9) 林靖亨, 福井勝彦, 天野也寸志: 特性根による人間－四輪操舵車系の解析, 自動車技術会論文集, No.36, 876067, (1987), pp.167-173.
- (4-10) J.E.Namets, R.E.Smith, D.R.Sigman: The Design and Testing of a Microprocessor Controlled Four Wheel Steer Concept Car, SAE Paper, 885087, (1988).



- (4-11) 竹内真一, 御室哲志, 高田弘之, 吉川信之: 過渡応答試験のデータ解析法についての一考察, 自動車技術, Vol.39, No.11, 8855175, (1985), pp.1265-1269.
- (4-12) 藤岡健彦, 山本真規: ばね下座標系による車体のロール運動を考慮に入れた, 自動車の運動方程式—「シーゲルの罫」を解く—, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.91-10, 20105073, (2010), pp.13-18.
- (4-13) 藤岡健彦, 山本真規: 自動車の断面一輪モデルとその特性—半世紀前のモデルを使ってロール運動の基礎を理解する—, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.91-10, 20105075, (2010), pp.19-24.
- (4-14) 原田宏: 自動車技術者のためのビークルダイナミクス, 産業科学システムズ, (2005), pp.82-83.
- (4-15) Toyota Press Information '91, Soarer, (1991), pp.40-43.
- (5-1) 安部正人: 自動車の運動と制御, 山海堂, (1992), pp.100-103.
- (5-2) T.D.Gillespie: Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers, (1992), pp.210-217.
- (5-3) 野崎博路: パワーステアリング付車のステアリング系剛性とステア特性について, 自動車技術会論文集, No.30, 856011, (1985), pp.76-81.
- (5-4) I.Kushiro, M.Yamamoto: Vehicle Behavior Under the Influence of Steering Dynamics by Means of Low Frequency Torque Input, SAE Paper, 2006-01-0557, (2006).
- (5-5) 下村裕, 斉藤亮三, 佐藤幸治, 原口哲之理: 操舵応答に及ぼす設計諸元のシミュレーション解析, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.892, 892130, (1989), pp.185-188.
- (5-6) R.W.Allen, T.J.Rosenthal, H.T.Szostak: Steady State and Transient Analysis of Ground Vehicle Handling, SAE Paper, 870495, (1987).
- (5-7) R.W.Allen, H.T.Szostak, T.J.Rosenthal, D.H.Klyde: Field Testing and Computer Simulation Analysis of Ground Vehicle Dynamic Stability, SAE Paper, 900127, (1990).
- (5-8) R.W.Allen, T.J.Rosenthal, D.H.Klyde, J.R.Hogue: Computer Simulation Analysis of Light Vehicle Lateral/Directional Dynamic Stability, SAE Paper, 1999-01-0124, (1999).
- (5-9) C.Xie, R.Altshinger, A.Kunert: Messdatenbasierte Fahrdynamiksimulation, ATZ, 04|2009, Vol.111, (2009), pp.274-260.
- (5-10) ISO 4138, Passenger cars—Steady-state circular behavior—Open-loop test methods.
- (5-11) R.W.Allen, H.T.Szostak, T.J.Rosenthal, D.E.Johnston: Test Methods and Computer Modeling for the Analysis of Ground Vehicle Handling, SAE Paper, 861115, (1986).
- (5-12) E. Fiala: Seitenkräfte am rollenden Luftreifen, VDI Zeitschrift, Vol.96, No.29, (1954), pp.973-979.
- (5-13) 自動車技術ハンドブック改訂版, 基礎・理論編, 自動車技術会, (2004), p.228.
- (5-14) 安倍正人: 自動車の運動と制御, 山海堂, (1992), pp.30-39.
- (5-15) 自動車技術会編集: 自動車の運動性能向上技術, 1.4 タイヤ特性の測定技術の実際, 朝倉書店, (1998), p.17.

- (5-16) E.Bakker, L.Nyborg, H.B.Pacejka: Tyre Modeling for Use in Vehicle Dynamics Studies, SAE Paper, 870421, (1987).
- (5-17) Vehicle Dynamics International, January, (2010), p.58.
- (5-18) 水野雅彦, 酒井英樹, 大山鋼造, 磯村吉高: 温度依存性を考慮した車両運動解析用タイヤモデルの開発, 日本機械学会論文集(C編), 71 巻, 711 号, (2005), pp.3208-3215.
- (5-19) P.Février, G.Fandard: Thermische und Mechanische Reifenmodellierung zur Simulation des Fahrverhaltens, ATZ, 05|2008, Vol.110, (2008), pp.422-430.
- (5-20) 大久保良輔, 大山剛造: 走行時のトレッド温度がタイヤ特性に及ぼす影響, 自動車技術会論文集, Vol.44, No.2, 20134211, (2013), pp.499-504.
- (5-21) 安部正人: あるロールモーメント配分制御の車両運動に及ぼす効果のシミュレーションによる検討, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.902-1, 902185, (1990), pp.345-348.
- (5-22) T.Iijima, Y.Akatsu, K.Takahashi, H.Murakami: Development of Hydraulic Active Suspension, SAE Paper, 931971, (1993).
- (6-1) H.B.Pacejka: Tyre and Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers, (2002), pp.37-45.
- (6-2) D.B.Johnson, J.C. Huston: Nonlinear Lateral Stability Analysis of Road Vehicle Using Liapunov's Second Method, SAE Paper, 841057, (1984).
- (6-3) K.Guo: A Study of a Phase Plane Representation for Identifying Vehicle Behaviour, Proceedings of 8<sup>th</sup> IAVSD Symposium, (1985).
- (6-4) 菅沢深, 永井正夫, 森本直, 毛利宏: 状態変数間の連成項に着目した操安性解析方法 (第2報, 状態面を用いた解析法), 日本機械学会論文集 (C編), Vol.61, No.591, (1995).
- (6-5) C.Voser, R.Y.Hindiyeh, J.C.Gerdes: Analysis and Control of High Sideslip Manoeuvres, Supplement to Vehicle System Dynamics, Vol.48, (2010), pp.317-336.
- (6-6) 神永眞杉: 状態面を用いた運動性能の評価, 自動車技術会シンポジウムテキスト, No.9311, (1993), pp.27-33.
- (6-7) H.B.Pacejka: Tyre and Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers, (2002), pp.46-51.
- (7-1) H.Minabe, T.Hashimoto, M.Yamamoto: Four-wheel Drive Vehicle Dynamics Computer Simulation, I. Mech. E., C09/86, (1986), pp.17-24.
- (7-2) 美辺暲, 橋本利幸, 山本真規: 四輪駆動車の操安性について, Vol.40, No.3, 865040, (1986), pp.284-289.
- (7-3) 田中亮, 山本真規: 左右輪間の差動制限による車両運動性能の向上, 自動車技術会論文集, 9538212, Vol.26, No.3, (1995), pp.91-96.
- (7-4) S.Tsutsui, T.Yonekawa: Driver's Characteristics of Avoidance Maneuver, Toyota Technical Review, Vol.45, No.1, (1995).
- (7-5) 酒井英樹: 動的操舵による横滑り特性の理論的研究ー力-モーメント法の周波数領域への拡張ー, 自動車技術会論文集, Vol.29, No.2, 9834394, (1998), pp.133-138.
- (7-6) H.Sakai: Theoretical Consideration of Relation of Rear-Wheel Skid to Steering Inputs, SAE Paper 970378, (1997).

- (7-7) Y.Fukada: Estimation of Vehicle Slip-angle with Combination Method of Model Observer and Direct Integration, Proceedings of AVEC'98, (1988).
- (7-8) 山本敦: マンマシン系を考慮した事故回避性能の向上, 自動車技術, Vol.49, No.12, 9541641, (1995), pp.10-15.
- (7-9) 杉山瑞穂, 井上秀雄, 山本真規, 内田清之, 門崎司朗, 稲垣匠二, 城戸滋之: VSC システム, 自動車工学'95~'96 ニューテクノロジー・オブ・ザ・イヤー, Vol.45, No.6, (1996), pp.166-216.
- (7-10) A.T.van Zanten, R.Erhardt, G.Pfaff: VDC, The Vehicle Dynamics Control Systems of Bosch, SAE Paper, 950759, (1995).
- (7-11) M.Aga, A.Okada: Analysis of Vehicle Stability Control (VSC)'s Effectiveness from Accident Data, Proceedings of the 18th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, paper No.541, (2003).
- (7-12) J.N.Dang: Preliminary Results Analyzing the Effectiveness of Electronic Stability Control (ESC) Systems, NHTSA Evaluation Note, DOT HS 809 790, September, (2004).
- (7-13) Statistical Analysis of the Effectiveness of Electronic Stability Control (ESC) Systems-Final Report, DOT HS 810 794, NHTSA Technical Report, July, (2007).
- (7-14) C.M.Farmer: Effects of Electronic Stability Control on Fatal Crash Risk, IIHS, May, (2010), pp.1-17.
- (8-1) S.Murata : Innovation by In-Wheel-Motor Drive Unit, Vehicle System Dynamics, Vol.50, No.6, (2012), pp.807-830.
- (8-2) 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, 20124205, (2012), pp.183-188.



## －本研究に関連する筆者発表論文（○査読付）－

### －第 1 章－

- (1) 山本真規：車両運動性能温故知新，日本機械学会第 16 回交通物流部門大会講演論文集，基調講演 OS3, (2007).
- (2) M.Yamamoto: History and Future of Vehicle Dynamics, Toyota Technical Review, Vol.55, No.1, (2007), pp.4-11.

### －第 2 章－

- (3) 山本真規：ホイールアライメントと操安性，自動車技術，Vol.54, No.11, 2004461, (2000), pp.10-15.
- (4) 藤岡健彦，山本真規：自動車の無次元運動方程式および運動性能を表す四つの  $\pi$  ナンバ，自動車技術会学術講演会前刷集，No.12-06, 20065095, (2006), pp.1-6.
- (5) 山本真規：運動性能の基本計画・無次元量を用いた運動性能の理解，日本機械学会セミナー，自動車の運動力学，No.07-39, (2007), pp.21-40.

### －第 3 章－

- (6) Y.Hisaoka, M.Yamamoto, H.Fujinam: A Study on Desirable Steering Responses and Steering Torque for Driver's Feeling, Proceedings of AVEC'96, (1996).
- (7) ○久岡雄二，山本真規，藤波宏明：ドライバにとって望ましい車両応答と操舵トルクに関する研究，自動車技術会論文集，Vol.28, No.4, 9741379, (1997), pp.61-66. (1995 年春季学術講演会にて発表).

### －第 4 章－

- (8) ○山本真規，原田宏，松尾芳明：後輪のアクティブ操舵による操舵応答性・外乱安定性の向上，自動車技術会論文集，No.46, 906074, (1990), pp.56-61. (1989 年秋季学術講演会にて発表).
- (9) M.Yamamoto, H.Harada, Y.Matsuo: A Study on Active Controlled Chassis System for Vehicle Dynamics, Proceedings of 11<sup>th</sup> IAVSD Symposium, (1989).
- (10) 松尾芳明，原田宏，山本真規：シャシ統合制御実験車の開発（車両運動のアクティブ制御に関する研究第 2 報），自動車技術会学術講演会前刷集，No.892, 892129, (1989), pp.181-184.
- (11) Y.Matsuo, H.Harada, M.Yamamoto: Development of Experimental Vehicle with Integrated Chassis Control, JSAE Review, Vol.11, No.3, (1990), pp.30-36.

### －第 5 章－

- (12) ○M.Yamamoto : Active Control Strategy for Improved Handling and Stability, SAE Paper, 911902, (1991).
- (13) 山本真規，松尾芳明，土屋義明：ロール剛性配分制御・駆動制動力配分制御の操安性への影響，自動車技術会学術講演会前刷集，No.911, 911061, (1991), pp.247-250.

- (14) 山本真規：シャシのアクティブ制御による操安性向上技術，自動車技術会シンポジウム，No.6 Advanced Vehicle Control'91, 916617, (1991), pp.27-34.
- (15) 山本真規：予防安全のための車両運動性能について，自動車技術，Vol.47, No.12, 9308163, (1993), pp.18-25.
- (16) H.Harada, M.Yamamoto: Vehicle Dynamics and Control for Active Safety, Proceedings of FISITA1994, 945069, (1994), pp.68-76.
- (17) 山本真規：自動車の運動力学，運動性能Ⅱ(基本計画)，日本機械学会セミナー，No.11-73, (2011).

-第6章-

- (18) 山本真規，ブレーキ制御による限界旋回での車両安定性向上，日本機械学会第3回交通・物流部門大会論文集，4114, (1994), pp.367-372.
- (19) S.Inagaki, I.Kushiro, M.Yamamoto: Analysis on Vehicle Stability in Critical Cornering Using Phase Plane Method, Proceedings of AVEC'94, (1994), pp.287-292.

-第7章-

- (20) ○山本真規，鯉淵健，深田善樹，稲垣匠二：限界付近での車両安定性向上のためのアクティブ制動力制御，自動車技術会論文集，Vol.28, No.1, 9730524, (1997), p.107-112. (1995年秋季学術講演会にて発表).
- (21) M.Yamamoto, M.Inagaki, I.Kushiro: Improvement of Vehicle Stability in Limit Cornering by Active Brake Control, Toyota Technical Review, Vol.45, No.1, (1995), pp.64-69.
- (22) 山本真規，鯉淵健，深田善樹：横滑り抑制のための車両安定性制御システム，日本機械学会第4回交通・物流部門大会論文集，No.95-36, (1995).
- (23) 山本真規：アクティブセーフティと車両安定性制御システム（VSC），月刊トライボロジ，1995.11, (1995), pp.14-17.
- (24) 山本真規：横滑り抑制のための車両安定性制御システム（VSC），自動車技術会シンポジウム，タイヤ-車両系の最新技術，No.96-02, 9631164, (1996), pp.9-17.
- (25) ○K.Koibuchi, M.Yamamoto, Y. Fukada, S. Inagaki: Vehicle Stability Control in Limit Cornering by Active Braking, SAE Paper, 960487, (1996).
- (26) 山本真規：車両運動制御技術の開発，電気学会産業応用部門大会，S3-3, (2001), pp.62-66.

-第8章-

- (27) 山本真規：次世代電気駆動車の操縦安定性，乗心地，自動車技術会中部支部技術講習会，(2011), pp.53-76.

## －その他の筆者発表論文－

- (28) ○山本敏男, 石田幸男, 池田隆, 山本真規: 非対称回転体をもつ回転軸の主危険速度付近における非線形強制振動, 日本機械学会論文集, 48 巻 428 号, (1982), pp.499-505.
- (29) H.Minabe, T.Hashimoto, M.Yamamoto: Four-wheel Drive Vehicle Dynamics Computer Simulation, I Mech. E., C09/86, (1986), pp.17-24.
- (30) 美辺暲, 橋本利幸, 山本真規: 四輪駆動車の操安性について, Vol.40, No.3, 865040, (1986), pp.284-289.
- (31) ○H.Yamaguchi, M.Osawa, N.Iwama, M.Yamamoto: The Estimation of Ambiguous Change in 4WS Control System, SAE Paper, 940978, (1994).
- (32) ○田中亮, 山本真規: 左右輪間の差動制限による車両運動性能の向上, 自動車技術会論文集, 9538212, Vol.26, No.3, (1995), pp.91-96.
- (33) ○山口裕之, 大澤正敬, 岩間紀男, 山本真規: 故障検出フィルターによる 4WS 車両制御系の異常推定, 日本機械学会論文集, 62 巻 596 号, No.95-1193, (1996), pp.1367-1374.
- (34) ○山口裕之, 大澤正敬, 山本真規: 一般化ゆゑ度比検定法による 4WS 車両制御系の異常推定, 日本機械学会論文集, 63 巻 606 号, No.96-0789, (1997), pp.66-73.
- (35) Y.Hisaoka, M.Yamamoto, A.Okada: Closed-loop Analysis of Vehicle Behavior at Braking in Turning, Proceedings of AVEC'98, 9837445, (1998), pp.667-672.
- (36) E.Ono, K.Asano, M.Sugai, S.Ito, M.Yamamoto, M.Sawada, Y.Yasui: Estimation of Friction Force Characteristics Between Tire and Road Using Wheel Velocity and Application to Braking Control, Proceedings of AVEC'02, 20024629, (2002), pp.907-912.
- (37) T.Umeno, E.Ono, K.Asano, S.Ito, M.Yamamoto, Y.Yasui, M.Sawada: Estimation of Tire-Road Friction Using Wheel Speed Vibration, Proceedings of AVEC'02, 20024630, (2002).
- (38) 穂積仁, 山本真規, 大木幹志: 操舵系の高速操安性への影響, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.11-04, 20045053, (2004), pp-5-8.
- (39) J.Hozumi, M.Yamamoto, M.Ooki: Effect of Steering System on Vehicle High Speed Stability, Proceedings of AVEC'04, (2004), pp.369-374.
- (40) 久代育夫, 山本真規: 低周波の操舵トルク入力による車両運動特性, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.12-06, 20065089, (2006), pp.13-18.
- (41) ○I.Kushiro, M.Yamamoto: Vehicle Behavior Under the Influence of Steering Dynamics by Means of Low Frequency Torque Input, SAE Paper, 2006-01-0557, (2006).
- (42) B.Schick, S.Resch, M.Yamamoto, I.Kushoro, N.Hagiwara: Optimization of Steering Behavior Through Systematic Implementation of Customer Requirements in Technical Target on the Basis of Quality Function Development, Proceedings of FISITA2006, F2006V093, (2006).
- (43) B.Schick, M.Yamamoto, I.Kushoro, S.Resch, R.Matawa, N.Hagiwara: Optimierung des Lenkverhaltens, ATZ, 11/2007, Vol.109, (2007), pp.1058-1069.
- (44) 山本真規: 自動車の運動性能とトライボロジ, トライボロジスト, 第 54 巻第 9 号, (2009).

- (45) R.Koizumi, F Kurata, M. Yamamoto: Experimental Study of Lateral Acceleration Feedback Control with Steer-by-Wire System, SAE Paper, 2010-01-0996, (2010).
- (46) 藤岡健彦, 山本真規: ばね下座標系による車体のロール運動を考慮に入れた, 自動車の運動方程式－「シーゲルの罠」を解く－, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.91-10, 20105073, (2010), pp.13-18.
- (47) 藤岡健彦, 山本真規: 自動車の断面一輪モデルとその特性－半世紀前のモデルを使ってロール運動の基礎を理解する－, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.91-10, 20105075, (2010), pp.19-24.
- (48) 長坂恵子, 永井潤一, 山本真規: 据え切り時ラックバー軸力推定手法の開発, 自動車技術会論文集, Vol.42, No.3, 20114495, (2011), pp.685-690.
- (49) 竹原伸, 山本真規: 剛体の回転と重心の旋回から考察した車両挙動, 自動車技術会論文集, Vol.45, No.1, 20144153, (2014), pp.89-94.
- (50) 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, 自動車技術会論文集, Vol.45, No.2, 20144283, (2014), pp.309-314.
- (51) T.Kobayashi, E.Katsuyama, H.Sugiura, E.Ono, M.Yamamoto: Study on Driving Force Distribution and Power Consumption in Steady State Cornering-Formulation and Validation using In-Wheel Motor Vehicle, Proceedings of FISITA2014, F2014-IVC-005, (2014).
- (52) S.Takehara, M.Yamamoto: Vehicle Dynamics from the View Rigid Body Rotation and Gravity Center Turning, Proceedings of AVEC'14, 20149234, (2014).
- (53) T.Kobayashi, E.Katsuyama, H.Sugiura, E.Ono, M.Yamamoto: Direct Yaw Moment Control and Power Consumption of In-Wheel Motor Vehicle, Proceedings of AVEC'14, 20149253, (2014).

<筆者著書>

- (54) 自動車の運動性能向上技術, 第3章 運動性能の実際, 朝倉書店, (1998), pp.39-65.
- (55) 自動車プロジェクト開発工学, 第3章 自動車の運動性能, 技報堂出版, (2001), pp.117-172.
- (56) 自動車工学 - 基礎 -, 4.4章 操安性, 社団法人自動車技術会, (2002), pp.128-136.



## —謝辞—

本研究を支えてくださったすべての方に、深く感謝を申し上げます。

本論文をまとめるにあたり、懇切丁寧なご指導ご鞭撻を賜りました、東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻藤岡健彦准教授に、先ずもって深く感謝を申し上げます。筆者がトヨタ自動車(株)にて、1981年から2010年にかけて行ってきた研究を、補完再構築してまとめるにあたり、藤岡准教授には、理論展開から論文構成の詳細にわたるまで、終始熱心なご指導と激励をいただきました。心より厚く御礼申し上げます。

ご多忙の中、貴重な時間を割いて論文の査読をしていただき、有益なご助言を頂いた、東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻金子成彦教授、同鎌田実教授、同小竹元基准教授、東京大学大学院工学系研究科航空宇宙工学専攻鈴木真二教授に、深く感謝を申し上げます。また、論文をまとめるにあたり、理論的観点からご助言をいただいた、日本大学理工学部堀内伸一郎教授に、深く感謝を申し上げます。

筆者の研究をまとめ、本論文を執筆することを強く進めていただきました、(株)ジェイテクト取締役副社長河上清峯氏（元トヨタ自動車(株)常務役員）に、厚く御礼を申し上げます。また、論文作成のご理解と機会を与えていただいた、トヨタ自動車(株)の斉藤要氏（シャシー統括部主査）、並びに山田茂雄氏（シャシー開発部部長）に、深く感謝を申し上げます。

筆者を運動性能研究の領域に導いてくださった原田宏博士（前防衛大学校教授、元トヨタ自動車(株)）に、深く感謝を申し上げます。また、共に研究開発を行ったトヨタ自動車(株)の松尾芳明氏（製品企画本部主査）、藤波宏明氏（制御システム先行開発部室長）、露木雄二氏（性能実験部主管）、鯉淵健氏（FP部部長）、深田善樹氏（FP部主管）、稲垣匠二氏（制御システム開発部部長）をはじめとした多くの皆様に、大変お世話になりました。ここに、改めて感謝の意を表します。

筆者が1993年から参加させていただいた、公益社団法人自動車技術会の車両運動性能部門委員会、およびその前身委員会の歴代委員長をはじめ、すべての委員の皆様に心より感謝を申し上げます。本委員会における奥深く、高密な話題議論は、常に運動性能に関する研究モチベーションに刺激を与えていただくものでした。

今後とも、自動車の運動性能に進化発展に貢献できるよう、研究に取り組んでいきたいと思っております。