

博士論文

# 車両運動の統合制御に関する研究

香川大学大学院工学研究科知能機械システム工学専攻

服部 義和

2009年 3月

Copyright © 2009 by 服部 義和

---

土居 俊一 教授  
(主 査)

---

和田 隆宏 准教授

---

石原 秀則 准教授

## 要 旨

## 車両運動の統合制御に関する研究

服部 義和

理想の車両運動を実現するためには大きく分けて二つの命題がある．ひとつは目標となる運動が与えられた場合，それをどのように実現するかという問題である．もうひとつは理想の車両運動目標は何かという問題である．前者の命題に対して，自動車を運動させる唯一の力はタイヤが路面から受ける力（タイヤ発生力）である．しかしながら，タイヤ発生力は非線形な飽和特性を持ち，かつ路面の状況に応じて時々刻々と変化する．このような状況の中で「4輪のタイヤ発生力によって車体の前後・横力，ヨーモーメントを制御する」というある意味で冗長なシステムをどのように制御するかが重要な技術課題となる．後者の命題に対しては，まず自動運転へとつながる基礎技術としてプレビューやその他の外部情報から与えられる走路情報をもとに物理的に最適な車両軌跡を求める問題が考えられる．一方で人間が運転する車両としては，人間-自動車系の中でセンサ（あるいは評価器）/コントローラ/アクチュエータとしてのドライバを閉ループ内に持つ自律システムとして，車両の運動特性をどのように設計すべきかが課題となる．

本研究は車両の操縦性や安定性を究極まで向上し理想の運動を実現するための制動・駆動系および操舵系の統合制御を主題とし，種々の制御理論や最適化手法に基づいて目標の車両運動を実現する制御手法とその有効性を示すとともに車両運動目標を生成する研究に取り組み，ドライバの操縦に対するアシストや自動運転に向けた車両運動の統合制御に必要な技術を体系化することを目的としている．

# 目 次

記号一覧 . . . . .	1
<b>第 1 章 序論</b>	<b>9</b>
1.1 はじめに . . . . .	9
1.2 従来技術とその課題 . . . . .	12
1.3 本論文の構成 . . . . .	19
<b>第 2 章 車両運動制御の基本アルゴリズム</b>	<b>22</b>
2.1 はじめに . . . . .	22
2.2 車両運動統合制御コンセプト . . . . .	23
2.3 階層型車両運動制御アルゴリズム . . . . .	24
2.4 まとめ . . . . .	27
<b>第 3 章 タイヤ発生力の実現</b>	<b>29</b>
3.1 はじめに . . . . .	29
3.2 タイヤ発生力の基本特性 . . . . .	30
3.3 ブラッシュタイヤモデル . . . . .	32
3.4 タイヤ発生力制御のための目標車輪運動 . . . . .	35
3.5 車輪回転運動の制御 . . . . .	37
3.5.1 車輪速サーボ問題 . . . . .	38
3.5.2 スライディングモード制御系の設計 . . . . .	40
3.5.3 実車実験結果 . . . . .	42
3.5.4 適応ゲイン機構の導入 . . . . .	43
3.5.5 シミュレーション結果 . . . . .	47
3.5.6 実車試験結果 . . . . .	51

3.6	まとめ	54
<b>第4章</b>	<b>目標車体フォース&amp;モーメントのタイヤ発生力への配分制御</b>	<b>56</b>
4.1	はじめに	56
4.2	4輪制駆動力を用いた車体フォース&モーメントの実現	57
4.2.1	最急降下法に基づく4輪制駆動力の最適配分アルゴリズム	57
4.2.2	シミュレーション	60
4.3	4輪制駆動力・ステア統合による車体フォース&モーメントの実現	64
4.3.1	最急降下法を用いたタイヤ発生力最適化アルゴリズム	64
4.3.2	シミュレーション	65
4.3.3	実車実験結果	68
4.3.4	擬似逆行列を用いたタイヤ発生力最適化アルゴリズム	70
4.3.5	シミュレーション	74
4.4	まとめ	78
<b>第5章</b>	<b>レビュー情報を用いた物理的な制約条件下での目標車両運動の導出</b>	<b>80</b>
5.1	はじめに	80
5.2	最短距離での障害物回避	81
5.2.1	二つの回避行動：停止とすり抜け	81
5.2.2	すり抜けによる最短距離回避問題	82
5.3	最短回避問題に対する最適解の導出	84
5.3.1	最適性の条件	84
5.3.2	最適解の導出	85
5.4	フィードバックコントローラの導出	88
5.4.1	任意の車速，加速度以内での回避の実現	88
5.4.2	コントローラの範囲	91
5.4.3	最短距離での回避を実現する回避行動の決定	93
5.5	シミュレーション	94
5.6	まとめ	98

第6章 人間 - 自動車系を考慮した目標車両運動目標の導出	99
6.1 はじめに	99
6.2 人間の感受特性に基づく旋回時の車両運動目標	101
6.2.1 操舵応答に対するドライバの感受性	101
6.2.2 ドライバ特性を考慮した前後輪ステアリング制御手法	106
6.2.3 実車検証	110
6.3 緊急回避時の可変ステア特性に対する操作性	114
6.3.1 ドライビングシミュレータの概要	114
6.3.2 実験条件	115
6.3.3 緊急回避操舵の仮説	118
6.3.4 実験結果	118
6.3.5 考察	125
6.4 まとめ	126
第7章 結言	128
7.1 総括	129
7.2 今後の課題	134
謝辞	136
参考文献	137
主論文	154
その他の論文	155

## 表 目 次

4.1	Driving condition . . . . .	65
5.1	Simulation condition . . . . .	95
5.2	Optimum parameter values on the simulation . . . . .	95
6.1	Subject data . . . . .	118

# 目 次

1.1	Human-vehicle system . . . . .	10
1.2	The outline for the thesis . . . . .	20
2.1	Vehicle dynamics control systems . . . . .	22
2.2	Ball in Bowl concept for VDIM . . . . .	24
2.3	Previous control structure . . . . .	25
2.4	Hierarchical vehicle dynamics management algorithm . . . . .	26
3.1	Tire coordinate system . . . . .	31
3.2	Block of tire model . . . . .	32
3.3	Characteristics of tire forces . . . . .	33
3.4	Block of inverse tire model . . . . .	35
3.5	Plant model . . . . .	39
3.6	Block diagram of the preliminary sliding mode control . . . . .	41
3.7	Straight-line braking on the dry asphalt by preliminary sliding mode controller . . . . .	42
3.8	Experimental results of the preliminary sliding mode controller on vari- ous road surfaces . . . . .	44
3.9	Block diagram of the adaptive sliding mode control . . . . .	45
3.10	Assumed non-linear function, $f(X, t)$ . . . . .	46
3.11	Convergence of adaptive parameters . . . . .	48
3.12	Adaptive parameters on the system with large delays . . . . .	49
3.13	Simulation results by modified adaptive method . . . . .	50
3.14	Experimental results of the modified adaptive method on various road surfaces . . . . .	52

3.15	Adaptive parameters on various road surfaces . . . . .	53
4.1	Force & moment distribution . . . . .	56
4.2	Slalom maneuver . . . . .	61
4.3	Throttle off (tack-in) maneuver . . . . .	63
4.4	Force distribution differences between steering and non steering control	65
4.5	Distribution error differences between steering and non steering control	66
4.6	Slalom maneuver . . . . .	67
4.7	Difference of driver's steering . . . . .	68
4.8	Difference of vehicle acceleration . . . . .	69
4.9	Coordinate system of the vehicle corresponding to resultant force . . .	70
4.10	Coordinate system of tire . . . . .	71
4.11	Straight braking on split surface road ( $F_{vx}^* = 7000[\text{N}]$ ) . . . . .	75
4.12	Straight braking on split surface road ( $F_{vx}^* = 10000[\text{N}]$ ) . . . . .	75
4.13	Tire myu ratio on straight braking of split surface road . . . . .	76
4.14	Generated force and moment on straight braking of split surface road .	77
5.1	Obstacle avoidance problem . . . . .	82
5.2	Passing problem for point mass . . . . .	83
5.3	The map of optimum controller . . . . .	90
5.4	Lateral moving . . . . .	92
5.5	Map region . . . . .	93
5.6	The minimum avoidable distance of each manouver . . . . .	94
5.7	Verification of the feedback controller . . . . .	96
5.8	Results of distribution . . . . .	97
6.1	Evaluation in human-vehicle loop mystem . . . . .	101
6.2	Driving task . . . . .	102
6.3	Driver's sensitivity for dynamics . . . . .	103
6.4	Evaluation for yaw gain . . . . .	104
6.5	Perception sensitivity for each motion . . . . .	104

6.6	Perception priority . . . . .	105
6.7	Isosensitivity criteria . . . . .	105
6.8	Controller structure . . . . .	108
6.9	Yaw characteristics . . . . .	111
6.10	The phase of yaw rate @ $f = 0.5\text{Hz}$ . . . . .	111
6.11	Lateral jerk response . . . . .	112
6.12	Active steering angles . . . . .	113
6.13	Normalized tire slip angles . . . . .	113
6.14	Construction of driving simulator . . . . .	114
6.15	Driving task . . . . .	116
6.16	Front view . . . . .	116
6.17	Steering characteristic . . . . .	117
6.18	Steering strategy . . . . .	119
6.19	Success rate . . . . .	120
6.20	Relation between gear ratio and torque for success rate . . . . .	120
6.21	Subjective evaluation for avoidability . . . . .	121
6.22	Subjective evaluation for controllability . . . . .	122
6.23	Characteristic point . . . . .	122
6.24	Steering angle velocity . . . . .	123
6.25	Overshoot against obstacle 1 . . . . .	124
6.26	Overshoot against obstacle 2 . . . . .	124
6.27	Convergence time . . . . .	125

## 記号一覧

$A^+$	$A$ の擬似逆行列	-	73
$a_i$	各輪のタイヤと車体重心との X 軸方向の距離	m	71
$A_{SSV}$	スリップ率サーボのモデル定数	-	39
$b_i$	各輪のタイヤと車体重心との Y 軸方向の距離	m	71
$B_{SSV}$	スリップ率サーボのモデル定数	-	39
$C_1$	ハンドル角から前輪目標舵角までの伝達関数	-	108
$C_{10}$	$C_1$ の比例項	-	108
$C_{11}$	$C_1$ の微分項	-	108
$C_{110}$	$C_1$ の微分ゲイン	-	108
$C_2$	ハンドル角から後輪目標舵角までの伝達関数	-	108
$C_{20}$	$C_2$ の比例項	-	108
$C_{21}$	$C_2$ の微分項	-	108
$C_{210}$	$C_2$ の微分ゲイン	-	108
$C_x$	ブレーキングステイフネスを示すパラメータ	-	39
$\tilde{C}_x$	( $= C_x/v_{tx}$ )	(m/s) <sup>-1</sup>	39
$\tilde{C}_{x0}$	$\tilde{C}_x$ の線形成分	-	39
$\Delta\tilde{C}_x$	$\tilde{C}_x$ の非線形成分	-	39
$D_i$	変数変換の中間パラメータ	-	72

$E_i$	変換マトリクスの要素	-	73
$E_{dist}$	配分誤差	-	58
$f(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t)$	システム関数	-	84
$f(X, t)$	タイヤ特性を表す非線形関数	-	43
$F_0$	目標車体フォース	N	70
$f_0(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t)$	評価関数の時間積分項	-	84
$F_t$	タイヤ発生力	N	31
$F_{tb}$	制動タイヤ力	N	38
$F_{tbmax}$	制動タイヤ力の最大値	N	46
$F_{tmaxi}$	各輪の最大タイヤ発生力	N	70
$F_{tx}$	タイヤ発生力の $x$ 軸成分	N	31
$F_{txi}$	各輪のタイヤ前後力	N	70
$F_{ty}$	タイヤ発生力の $y$ 軸成分	N	31
$F_{tyi}$	各輪のタイヤ横力	N	70
$F_{tz}$	タイヤの垂直荷重	N	31
$F_v$	車体の力ベクトル	N	84
$F_{vmax}$	車両が発生できる最大力	N	82
$F_{vx}$	車体の前後力	N	83
$F_{vx}^*$	目標車体前後力	N	58
$\hat{F}_{vx}$	配分するタイヤ発生力の総和としての車体 前後力	N	58
$F_{vy}$	車体の横力	N	83
$F_{vy}^*$	目標車体横力	N	58
$\hat{F}_{vy}$	配分するタイヤ発生力の総和としての車体 横力	N	58
$F_{vxi}$	各輪のタイヤ発生力が与える車体前後力	N	59
$F_{vyi}$	各輪のタイヤ発生力が与える車体横力	N	59
$g(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t)$	拘束条件	-	84
$g(\sigma)$	チャタリング防止関数	-	42

$G_{1i}, G_{2i}$	変換マトリクスの要素	-	73
$dG_y$	車体の横ジャーク	m/s <sup>3</sup>	107
$\mathbf{h}(v_x'', v_y'')$	最適制御コントローラマップ関数	-	90
$H(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), \boldsymbol{\psi}(t), t)$	ハミルトニアン	-	84
$\Delta h$	適応スライディングモードコントローラの 非線形成分のうち定式化できない部分	-	43
$h_1, h_2$	最適制御入力の x,y 軸成分	-	90
$H_1, H_2$	変換マトリクスの要素	-	73
$h_{SSV}$	スリップ率サーボの外乱パラメータ	-	39
$\tilde{h}$	適応スライディングモードコントローラの 非線形成分のうち定式化できる部分	-	43
$I_{tire}$	タイヤ回転慣性	kg m <sup>2</sup>	38
$I_z$	車体ヨー慣性	kg m <sup>2</sup>	106
$J$	ヤコビアン	-	59
$J_H^*$	目標車体横ジャークに対するパラメータ	-	110
$k(X, t)$	非負の関数	-	45
$K_f$	前輪のコーナリングスティフネス(一輪分)	N/rad	106
$K_r$	後輪のコーナリングスティフネス(一輪分)	N/rad	106
$K_{SSV}$	スリップ率サーボのモデル定数	-	39
$K_\alpha$	タイヤのコーナリングスティフネス	N/rad	33
$K_{\alpha 0}$	コーナリングスティフネスの荷重係数(コー ナリングパワ)	rad <sup>-1</sup>	33
$K_\gamma$	舵角からヨーレートまでの定常ゲイン	-	102
$K_\gamma^*$	舵角からヨーレートまでの目標定常ゲイン	-	103
$K_\kappa$	タイヤのドライビングスティフネス	N	33
$K_{\kappa 0}$	ドライビングスティフネスの荷重係数	-	33
$L$	評価関数	-	58
$l$	ホイールベース	m	106
$L'$	評価関数	-	72

$l_f$	車両重心から前輪軸までの距離	m	106
$l_p$	力とモーメントの次元を合わせるために導入した各輪と車両重心との典型的な距離	m	71
$l_r$	車両重心から後輪軸までの距離	m	106
$M_0$	目標車体モーメント	Nm	70
$m_{all}$	車体総質量	kg	38
$M_{vz}^*$	目標車体ヨーモーメント	Nm	58
$\hat{M}_{vz}$	配分するタイヤ発生力の総和としての車体ヨーモーメント	Nm	58
$M_{vzi}$	各輪のタイヤ発生力が与える車体ヨーモーメント	Nm	59
$N_1, N_2, N_3, N_4$	車両システムの分子多項式	-	106
$N_i$	変数変換の中間パラメータ	-	72
$N'_i$	$N_i$ の微分係数	-	108
$P, P'$	パラメータ集合	-	89
$p_i$	変数変換後の評価関数要素	-	72
$p_{vx}$	車体の X 軸方向の位置	m	83
$p_{vy}$	車体の Y 軸方向の位置	m	83
$q_i$	各輪のタイヤ発生力が車体の X 軸となす角	rad	71
$q_{i0}$	$q_i$ の初期値	rad	72
$R_t$	タイヤ半径	m	31
$R_{t0}$	タイヤ有効半径	m	31
$R_{te}$	タイヤ実効半径	m	31
$S$	スライディング面を表す係数	-	40
$S(\mathbf{x}(t_e), t_e)$	終端状態のポテンシャル	-	84
$t_0$	初期時刻	s	84
$t_1$	$F_{vy}$ を切り替える時刻	s	92
$t_2$	終端時刻	s	92
$T_b$	ブレーキトルク	Nm	38

$t_c$	$\sigma$ が最後に 0 をよぎった時刻	s	48
$t_e$	終端時間	s	83
$T_s$	目標スリップに収束する時定数	-	41
$T_{s\gamma}$	舵角からヨーレートまでの定常ゲイン	-	102
$t_s$	適応ロジックをを停止した時刻	s	48
$t_x$	直進制動で停止までに必要な時間	s	91
$t_y$	$y$ 方向に平行移動して回避に必要な時間	s	91
$T_\sigma$	適応パラメータを減少させるときの時定数	-	48
$t_\sigma$	適応を停止する時間	s	48
$\mathbf{u}$	制御入力ベクトル	-	84
$\mathbf{u}^o(t)$	最適制御入力	-	84
$u_{eq}$	スライディングモードコントローラの線形項	-	41
$u_{nl}$	スライディングモードコントローラの非線形項	-	41
$u_{SSV}$	スリップ率サーボの制御入力	-	39
$\mathbf{u}$	制御入力	-	58
$\delta\mathbf{u}$	制御入力の修正量	-	58
$V$	リアプノフ関数	-	46
$v$	車速	m/s	103
$v_0$	車速の初期値	m/s	82
$\mathbf{v}_t$	車輪の進行速度	m/s	31
$\mathbf{v}_{ts}$	タイヤトレッド面と路面との相対速度	m/s	31
$v_{tsx}$	タイヤトレッド面と路面との相対速度の $x$ 軸成分	m/s	32
$v_{tsx}^*$	目標スリップ速度	m/s	40
$v_{t sy}$	タイヤトレッド面と路面との相対速度の $y$ 軸成分	m/s	32
$v_{tx}$	車輪の進行速度の $x$ 軸成分	m/s	31

$v_{ty}$	車輪の進行速度の $y$ 軸成分	m/s	31
$v_x$	車体前後速度	m/s	65
$v_x''$	最適軌跡マップパラメータ	-	90
$v_{x0}$	車体の X 軸方向の初速	m/s	83
$v_{xe}$	車体の X 軸方向の終端速度速	m/s	87
$v_y''$	最適軌跡マップパラメータ	-	90
$v_{y0}$	車体の Y 軸方向の初速	m/s	83
$v_{y1}$	横方向の加減速を入れ替える時刻 ( $t_1$ ) での 横速度	m/s	92
$v_\omega$	タイヤ回転によるトレッド面の進行速度	m/s	31
$W_E$	配分誤差に対する重み係数	-	58
$W_u$	制御入力に対する重み係数	-	58
$W_{\delta u}$	制御入力修正量に対する重み係数	-	58
$\boldsymbol{x}$	状態変数ベクトル	-	84
$X$	$\tilde{h}$ を構成するパラメータ	-	43
$\boldsymbol{x}^o(t)$	最適解 (状態変数)	-	84
$X_e$	障害物を回避する間に進む距離	m	83
$X_{ep}$	すり抜けによる回避距離	m	82
$X_{es}$	直進制動による停止距離	m	82
$X_i$	変数変換の中間パラメータ	-	72
$\boldsymbol{x}_{SSV}$	スライディングモード制御の状態変数	-	40
$X_y$	$y$ 方向に平行移動した場合回避までに進む 距離	m	94
$Y_e$	障害物の回避に必要な横移動距離	m	82
$Y_i$	変数変換の中間パラメータ	-	72
$z_{SSV}$	スリップ速度誤差の積分	m	40
$\alpha'_t$	タイヤと路面の滑り方向	rad	33

$\alpha_t$	タイヤスリップ角: タイヤの進行方向と $x$ 軸とのなす角	rad	31
$\alpha_{tf}$	前輪タイヤスリップ角	rad	64
$\alpha_{tr}$	後輪のタイヤスリップ角	rad	106
$\alpha_{ts}$	$v_{ts}$ が $x$ 軸となす角	rad	32
$\beta$	適応スライディングモードの制御の適応パラメータ	-	43
$\tilde{\beta}$	適応パラメータ	-	45
$\beta_{p0}$	目標車体横ジャークに対する中間パラメータ	-	110
$\beta_v$	車両重心のスリップ角	rad	65
$\beta_{v0}^*$	目標車体スリップ角の定常ゲイン	-	109
$\delta_f$	前輪舵角	rad	106
$\delta_{MA}$	ハンドル角	rad	65
$\delta_r$	後輪舵角	rad	106
$\Delta_s$	車両システムの特性方程式	-	106
$\epsilon_t$	グリップ余裕度	-	36
$\epsilon_{dG_y}$	横ジャークの知覚閾値	m/s <sup>3</sup>	103
$\epsilon_\gamma$	ヨーレートの知覚閾値	rad/s	103
$\gamma_t$	均等化したタイヤの $\mu$ 利用率	-	70
$\gamma_{ti}$	各輪のタイヤの $\mu$ 利用率	-	70
$\Gamma_{1,2}$	適応ゲイン	-	45
$\gamma_v$	車体のヨーレート	rad/s	65
$\gamma_{v0}^*$	目標ヨーレートの定常ゲイン	-	107
$\gamma_{v0}^{* \prime}$	$\gamma_{v0}^* \Delta_s(0)$	-	107
$\gamma_{v1}^*$	目標ヨーレートの微分ゲイン	-	107
$\gamma_{\epsilon_{dG_y}}$	横ジャークの振幅が知覚閾値が $\epsilon_{dG_y}$ となるときのヨーレートの振幅	rad/s	103
$\kappa_t$	タイヤ合成スリップ	-	36

$\kappa_{tx}$	タイヤ前後方向スリップ率		32
$\kappa_{tx\_acc}$	駆動時の前後方向タイヤスリップ率	-	37
$\kappa_{tx\_dec}$	減速時の前後方向タイヤスリップ率	-	37
$\kappa_{ty}$	タイヤ横方向スリップ	-	35
$\boldsymbol{\kappa}_{tx}$	タイヤスリップ率ベクトル	-	58
$\delta\boldsymbol{\kappa}_{tx}$	タイヤスリップ率修正量ベクトル	-	58
$\boldsymbol{\lambda}(t)$	拘束条件を与えるベクトル値関数	-	84
$\lambda_t$	タイヤと路面の合成滑り量		33
$\boldsymbol{\mu}^o(t)$	最適制御入力方向ベクトル	-	89
$\mu_{road}$	タイヤと路面の間の摩擦係数		65
$\boldsymbol{\nu}(t)$	境界条件を与える定数ベクトル	-	85
$\theta$	タイヤ特性を表す非線形関数パラメータ	-	43
$\boldsymbol{\theta}(\mathbf{x}(t_e), t_e)$	終端条件	-	84
$\tilde{\theta}$	適応パラメータ	-	45
$\theta_{F_t}$	タイヤ発生力の方向	rad	36
$\theta_{F_v}$	車体発生力の方向	rad	83
$\rho$	タイヤ特性を表す非線形関数パラメータ	-	43
$\sigma$	スライディングモード制御のスイッチング ファンクション	-	40
$\omega_t$	タイヤ回転角速度	rad/s	31
$\xi_t$	タイヤの接地長に対する粘着領域の長さ	m	34
$\boldsymbol{\psi}(t)$	ラグランジェ乗数関数ベクトル	-	84
$\psi_{1,2}$	スライディングモードコントローラの非線 形ゲイン	-	41
$fl, fr, rl, rr$	車輪位置を示すサフィックス	-	58
$i$	車輪位置を示す変数: $i = 1 \dots 4$	-	31

# 第1章 序論

## 1.1 はじめに

自動車とは「原動機，かじ取り装置などを備え，乗車してそれらを用い地上を走行できる車両」を指し，あらかじめ定められた軌道に拘束されず，運転者の自由な意図によって地表面上を運動する乗り物である．それゆえに自動車の歴史はすなわち車両運動の歴史と言っても過言ではない．世界最初の自動車はフランスの砲兵隊将校ニコラス＝ジョセフ＝キュニヨーが1769年に製作した蒸気自動車であるが，時速10km足らずの低速しか出せなかったにもかかわらず，前輪が重すぎてハンドルがほとんど切れず試運転中に壁に激突，世界初の交通事故を起こしている<sup>1-3)</sup>．このことは自動車と車両運動の関係が発明当初から切っても切れない関係であることを物語っている．

車両運動の評価はしばしば「操安性」「乗り心地」という2軸で語られる．操安性とは車両の「操縦性・安定性」を意味し，特に旋回や加減速といった車両の平面運動においては車両運動のあらゆる性能に直結する．乗り心地は字のごとく乗車時の快適性にかかわる指標で，主に上下運動やロール，ピッチなど車両の3次元運動の評価に用いられることが多い．この2軸は永くトレードオフの関係にあると考えられてきたが，最近の研究では必ずしもトレードオフの関係ではなく相互に影響し合ってよい効果をもたらすこともわかってきている．

高性能な自動車の代名詞としてとらえられることが多い「操安性」指標だが，それは純粹にマシンとしての性能を追求したレーシングカーのような車両がよいというわけではない．冒頭に述べたように自動車とは運転者の意図によって自由な運動をするものである．すなわち自動車という機械とドライバという人間が相互に作用するシステムなのである．車両の性能は，ここで形成される人間－自動車系全体の中で評価される(図1.1)．さらに車両性能をセンシング・評価するのもまた人間－自動車閉ループ系の中にいる人間であり，その非線形なセンシング・評価特性が車両運動性能の設

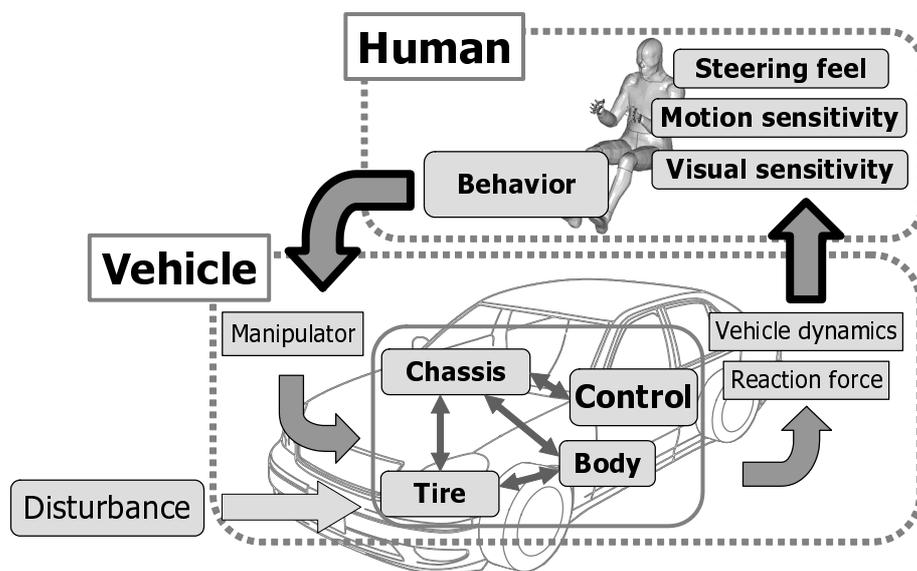


図- 1.1 Human-vehicle system

計を難しくしている。

ドライバが操安性を評価する3要素は「思ったように動く」「むだな動きがない」「わかりやすい」といわれている。すなわち、

思ったように動く ドライバの期待に対して遅れなく所望の大きさの運動が得られること。たとえば微小操舵時の車両応答や、通常走行領域から限界走行領域を通した操作に対する運動のリニアリティ（物理的な意味ではなくあくまで乗員が感じる量として）。

むだな動きがない ドライバやその他の乗員にとって予期せぬ運動がないこと。路面や風などから受ける外乱に対する車両の不要な運動がないこと。またドライバの操作に対して車両の運動が不要にオーバーシュートしたり運動の収束性が悪いと感じないこと。

わかりやすい 車両の走行状態や走行環境がドライバにとって把握しやすいこと。たとえば路面の滑りやすさや車両の安定限界までの余裕、ドライバが車両に所望の運動をさせるための運転操作量などを予測、判断しやすいこと。

である。しかしながらこれらを実現するために「何を（どのような物理量を）」「どうすれば（どのような値にすれば）」良いのかはいまだ解明されていない。さらに「どのような方法で」それを実現するのもまた難しい問題を含んでいる。

どのような物理量をどのような値にすればよいのかに関しては、特に人間 - 自動車系の閉ループ特性を考慮した車両設計が重要である。従来から行われているような「舵角からヨーレートの伝達関数の周波数特性をフラットにする」といった設計は、単に閉ループ系を構成する一要素の物理的な特性を機械的特性指標に照らして設計しているにすぎない。もちろんシステムを構成する上で各要素の特性は重要であるが、それはあくまでシステム全体から見たときの望ましい特性を実現すべきである。そのためには車両と対になる人間の特性すなわち車両運動に対する感受特性や評価特性を調べて、それに合わせた車両特性を実現することが必要である。

一方でドライバの評価が車両の物理的な運動に限られる場合もある。たとえば緊急回避のようなケースである。このような安全にかかわるケースでは、運転のしやすさや乗り心地云々よりも物理的に衝突しないことが優先される。時にはドライバが見落としたり処理しきれない情報をも用いてどのような車両運動を実現すれば事故回避が可能であるかをドライバに知らせたり、場合によってはドライバの操作を車両がオーバーライドすることも考えられる。しかしながら一般に自動車は走行環境から受ける種々の制約条件の中で運動しており、これらを満たしつつ車両にどのような運動をさせるべきかを求める必要がある。航空機やロケットなどの分野ではオートパイロットや軌道計算など既に実用化されている技術もあるが、自動車の場合には航空機に比べて運動周波数が高い上に走行環境の変化や外乱も多いために、オンラインで最適な運動を求めることは簡単ではない。

さらに難しい問題としては、ドライバ協調型の運転アシストやオートドライブなど走行環境などの物理的な制約条件とドライバの運転操作や乗員の運動感受特性の双方を考慮した最適な運動目標の決定が挙げられる。これらの技術はドライバ協調型の運転アシストや自動運転を実現する上で不可欠の要素であり、将来の自動車や交通システムのあり方を決める技術となるであろう。

一方で車両運動の目標が決まったとしても、それを実現することもまた簡単ではない。自動車の発明以来、所望の車両運動特性を実現するための取り組みは途切れることなく続けられてきた。もちろんその基本となるのは車体の構造や機構そのものが持つ機械力学的な特性の設計と実現である。重量配分、サスペンションのジオメトリやコンプライアンス設計、車体各部の剛性設計などあらゆる機械部品の特性設計によっ

て、車両が運動するために利用できる唯一の力であるタイヤ発生力をうまく利用する取り組みは現在も続けられている。しかしながら変化する路面やタイヤの状態、さまざまなドライバからの要求に対して常に最大のパフォーマンスを発揮するような特性を機械部品のパッシブな性能だけで実現することは難しい。車両制御技術はこれを実現する強力なツールである。車両制御技術を利用することにより、種々の走行条件に対して適応的に車両特性を変更したり各輪のタイヤ発生力を最も効率よく使用するために、フレキシブルに車両各部の特性を変更することが可能になる。

また一般に「制御」といえば「アクチュエータをアクティブに動作させること」をイメージされがちであるが、制御技術は本来「ある目的を達成するために対象の特性を所望の値にする技術」であり、そのための手段は単にアクチュエータを動かすことにとどまらない。所望の値が機械部品のパッシブな特性で実現できれば、制御技術は運動特性を設計する技術として車両基本機械特性の設計にも展開できる。

本研究は、車両の操縦性や安定性を究極まで向上させ理想の運動を実現するための制動・駆動系および操舵系の統合制御を主題とし、種々の制御理論や最適化手法に基づいて目標の車両運動を実現する制御手法とその有効性を示すとともに、車両運動目標を生成する研究に取り組み、ドライバの操縦に対するアシストや自動運転に向けた車両運動の統合制御に必要な技術を体系化することを目的としている。

## 1.2 従来技術とその課題

車両運動制御の歴史は1960年代のAnti-lock Brake System (ABS) から始まった。元来、鉄道車両が停止したり航空機が着陸する際に車輪の回転が止まった(ホイールロック)状態で滑走することにより車輪にフラットスポットができるのを防止するための技術であったABSは単輪の回転制御であり、制動時に車輪の回転が止まるのを防止すること(アンチロック)を目的としていた。一方で自動車におけるABSはアンチロック機能にとどまらず、旋回制動時におけるタイヤの横力減少を抑えたり左右の車輪の制動力差による車両の急激なヨーレートの発生を抑えるなどの機能が付加された<sup>4)</sup>。しかしそれらの基本になるのはあくまでも単輪の回転制御で、状況に応じて制御開始のタイミングを変更するなどによってこれらの付加機能を実現していた。タイヤが発生

する最大の力は、乾いた路面か？濡れた路面か？雪や氷で覆われた路面か？など路面状態によって10倍近くも変化し、その正確な値を事前に予測することは難しいため<sup>5)</sup>、単純なフィードバック制御では十分な制御性能が得られない。実用化されているようなABSの制御では車輪と路面の相対的な速度や車輪の加速度の値をトリガにしたシーケンス制御を構成することが多く、タイヤ発生力や車輪と路面の相対速度を目標値としたサーボ系を構成した例は少ない。それに対し1990年代にはsliding mode制御を用いた車輪速制御のいくつかの試みが行われるようになった<sup>6-10)</sup>。

ほぼ同時期には車輪の加速スリップを抑制するTraction Control System (TCS)も開発されている。TCSはABSの加速バージョンにあたるが、安全性能に直結するABSに比べ要求される精度に余裕があるため、タイヤと路面の相対速度に対するサーボ系を構成する試みは比較的早くから取り組まれている<sup>11-14)</sup>。

1980年代になると、シャシーのアクティブ制御による車両運動性能向上を目的とした様々な取り組みがなされ、VSCに代表されるような制動力左右差を利用した車両のアクティブヨーモーメント制御システム(Direct Yaw Moment Control: DYC)の実用化により、限界領域における車両安定性を大幅に向上させることが可能となった<sup>15-19)</sup>。DYCの技術は1990年代には幅広く使われるようになり、車両の不安定挙動に起因する事故軽減に効果を挙げている<sup>20-22)</sup>。これ以降DYCに対する様々な取り組みがなされている。澤瀬らはそれまでのブレーキに加えてアクティブディファレンシャルギアによる左右駆動力配分を用いたDYCを提案した<sup>23)</sup>。また坂井らは電気自動車を用いて各輪の制駆動トルクをモータ制御で自在に与えることによりDYCの効果を検証している<sup>24-26)</sup>。さらに、DYCと前後輪操舵、サスペンション制御などとの協調制御に関する理論的な研究も進められている。車両制御システムによる車両運動向上の効果については、1880年代後半にはIguchi<sup>27)</sup>、Furukawa<sup>28)</sup>らによって種々のシステムの得失が述べられており、その後も新たな制御デバイスが提案されるたびに各システムの得失や機能分担に対して議論が加えられた<sup>29-33)</sup>。永井らは前後輪操舵<sup>34)</sup>、後輪操舵とDYC<sup>35)</sup>、前輪操舵とDYC<sup>36)</sup>など種々の組み合わせに対する制御手法の提案と評価を行っている。安部らは通常/限界といった走行領域に応じてステアリング制御とDYCを協調させることによって広い走行領域に渡って車両の制御性を向上させることが可能なことを示している<sup>37-41)</sup>。また小野らは制駆動/ステアリング/懸架系などの種々

の車両制御デバイスの組み合わせに対して  $H_{\infty}$  理論を適用し、路面外乱やタイヤパラメータ変化に対してロバストな制御系設計手法を与えている<sup>42-47)</sup>。

ここで実際にはDYCは4輪の制駆動力によって実現されるが、これまでの議論ではDYCを実現するための各輪の制駆動力制御についての詳細な検討はされていなかった。所望のダイレクトヨーモーメントを発生させるための4輪制駆動力の組み合わせは無数に考えられるが、各輪が発生するタイヤ発生力は非線形な飽和特性を持ち、DYCのために制駆動力を発生すれば横方向の力も変化する。さらに外乱に対する安定性を考慮すればタイヤ発生力は最大発生力に対して出来る限り余裕を持たせたいという要求があり、DYCを実現するための最適な4輪制駆動力を決定することは簡単ではない。このようにある意味で冗長なアクチュエータ群を用いてトータルで所望の動作を実現するように制御系を構成する手法を control allocation と呼び、航空機分野では既に一般的な設計手法になっている<sup>48-50)</sup>。しかしながら車両の走行条件は時々刻々と変化し、制御対象の特性や制約条件を常に正確に知ることは難しい。一方で次世代の車両運動制御としては、タイヤの性能を余すことなく引き出し通常から限界までを含むすべての走行領域においてシームレスに車両の操縦性・安定性を画期的に向上することが望まれており、ロバスト性と最適性をうまくバランスした設計が必要である。我々はこれらの課題を解決するため control allocation の技術を中核にした階層型の車両運動制御アルゴリズム (Hierarchical Vehicle Dynamics Integrated Management: H-VDIM) を提案し、制駆動力を用いた車両運動統合制御 (Vehicle Dynamics Integrated Management: VDIM) を実現した<sup>51), 52)</sup>。

制駆動力によるDYCでは制御しない場合に比べてタイヤの横力は減少する。VSCではこの効果を積極的に用いてスピン抑制時に前輪のタイヤ横力を減少させ、制御効果が高めることがある。しかしながらこのときタイヤには大きなスリップを発生させる必要があり、タイヤへの負荷が大きくタイヤ発生力のきめ細かな制御も難しい。一方でドライバがスピン抑制をする場合は、ハンドルを旋回方向と反対側に切り(カウンタステア)前輪のタイヤ横力を減少させる。このようにタイヤの負荷を大きくせず横力のきめ細かな制御をすることを目的に、ステアリング制御と制駆動力制御の統合が試みられた<sup>35), 46)</sup>。これらのシステムでは目標の車体の前後横力、ヨーモーメントを達成するために4輪の制駆動力とステアリングを制御するという冗長なシステムとなるため、

これらを用いてタイヤの力を効率よく使うことができる制御手法が要求される．安部らはステアリング，制駆動統合システムにおいて control allocation に基づく制御手法を提案している<sup>53),54)</sup>．ここでは目標の車体発生力を配分の拘束条件として，評価関数としては一般的にタイヤ負荷を表す量として用いられるタイヤ発生力と最大タイヤ発生力の比 ( $\mu$  利用率) の二乗和を用いた．一方で我々は同様に controll allocation のアプローチをステアリングと制駆動の統合制御に拡張した<sup>55-57)</sup>．ここでは，各輪の  $\mu$  利用率の最大値を最小化するアプローチを取り，タイヤ発生力の有効利用については数値演算上の理論解を導いた．

ここまで示した車両運動制御システムは，目標となる車両運動が与えられたときにそれを実現するためのものである．目標の車両運動を決定するために最も基本となるのはドライバの操作で，一般的な車両システムではドライバのステアリングやブレーキ，アクセルペダル操作から所望の車両運動を求めて，それを実現する．一方で近年カメラやレーダなどの車載センサや認識技術の発展，ITS などのインフラからの情報整備によって車両前方の走路情報が得られるようになりつつあり，ドライバ操作以外にこれらの情報をも用いた車両運動性能の向上が望まれている．1990年代までに盛んに行われた自動運転に向けたプロジェクト（欧州:PROMETHEUS<sup>58),59)</sup>，米国:PATH<sup>60),61)</sup>，AHS，日本:ASV<sup>62)</sup>，AHS，SSVS<sup>63)</sup>）や2005年に開催された万博「愛・地球博」で実用化された IMTS<sup>64)</sup>，2007年に行われた DARPA(米国国防省高等研究計画局)主催の Urban Challenge などはその最終系で，ドライバに代わってすべての操作を行うことを目指している．一方で一部ではブレーキアシストシステム<sup>65)</sup> やインテリジェントパーキングアシスト<sup>66)</sup> など車両周辺的环境を認識してドライバと協調あるいはドライバの操作を補助するシステムが製品化に至っている．

これらの自動運転やアシストシステムにおいては，ドライバに代わって適切な車両の軌跡や運動目標を決定することが必要である．藤岡らは決められた走路を最短時間で走り抜けるためのコース取りや車速を最適制御を用いて求め，駆動方式の違いや操舵装置の有無に対する最適解を示した<sup>67-74)</sup>．これらの計算には Sequential Conjugate Gradient-Restoration Algorithm(SCGRA) と呼ばれる手法が用いられ，オフラインでの最適化計算を実現した<sup>75),76)</sup>．また Shiller らは与えられた走行軌跡を最短時間で走りぬげるためのステアリング角と後輪駆動力の最適制御手法を示した<sup>77)</sup>．

車両の横方向の最適軌跡を求める問題としては障害物回避問題への適用が有用である。堀内らは制御入力の時系列をパラメータとして最適制御を静的なパラメータ最適化問題に帰着させ、平面運動にロール運動や操舵系の一次遅れなどを含んだ車両モデルに対してタイヤワークロードを最小化しつつ緊急回避を行うための最適経路やそのときの最適操舵・制動を求めた<sup>78),79)</sup>。しかしながらここでは制動力は一定として扱われている。また、これらはいずれもオフラインでの計算を前提としており、走行環境の変化に合わせてオンラインで最適軌跡を求めることは難しい。

これに対し川邊らは移動する障害物に対して車体に発生する力と車体の横移動距離を最小にしつつ回避を行う手法を示している<sup>80)</sup>。さらには車群の中の車両の前後・横方向の最適経路生成を求めている<sup>81)</sup>。これらの求解には Receding Horizon 制御とその高速解法を用い、オンライン解法への可能性を示した。

一方で我々は緊急回避問題の評価関数を回避までに進む距離として、車両を質点と考えた場合に最短距離で回避を実現する最適制御問題の理論解を最適性の原理から導いた。これらの最適化問題は通常一般解を求めることはできても境界条件を満たす解を求めることは難しいが<sup>82)</sup>、ここで得られた解は簡単な2次元マップで表現可能でオンラインコントローラとして利用可能である。車両の限界性能を引き出したり適切な警報タイミングを与える上で、障害物のどれくらい手前から回避を開始すればよいかを知ることは重要であり最短回避の解はこれらのシステムに有用な結果を与えている。

「運転者の自由な意思によって運動する」という自動車本来の運動目標はドライバの操作に対して作られる。特にアクティブステアリングをはじめとする近年の車両運動制御技術の発展に伴う実現自由度の拡大により、「目標の車両運動とは何か？」が強く意識されるようになってきた。

ステアリングのアクティブ制御に関する研究は、1980年代から理論的な考察がはじめられ1980年代後半には後輪のアクティブ制御技術が実用化された<sup>83)</sup>。続いて2000年代初めには前輪のアクティブ制御技術が製品化され<sup>84),85)</sup>、現在ではそれらを組み合わせた前後輪操舵システムへと発展してきている<sup>86)</sup>。

初期の段階では、車体スリップ角を常時ゼロに制御したり操舵入力に対するヨーレート<sup>87)</sup>の周波数特性をフラットにするなど、車両の運動特性を機械特性として望ましいと思われるようなある値にすることを目標としてコントローラの導出が検討された<sup>87-89)</sup>。

そこで主に議論されたのは外乱や走行環境変化に伴う車両特性変化に対するロバスト性やドライバの操舵入力に対する応答性の向上であった。山本らは車体スリップ角 $\theta$ とステアリングに対する高いヨー応答特性を実現するために直接測定や推定が難しい実車体スリップ角の情報を用いないヨーレートフィードバックのみによる制御系構成を提案した<sup>90)</sup>。また Yuhara らは適応制御によるセルフチューニングコントローラによって車両の特性変化に対応する後輪操舵制御の設計手法を提案した。さらに Horiuchi<sup>91)</sup> や Hirano ら<sup>83), 92)</sup> は  $H_\infty$  理論を適用して種々の外乱に対してロバストな後輪操舵手法を提案した。また安部らは前後輪操舵制御時の外乱に対する手放し安定性<sup>93)</sup> や加減速に伴うコーナリングスティフネスの変動に対する解析<sup>94)</sup> についても言及している。

一方で自動車は人間が運転するものであり、ドライバの特性を含む人間 - 自動車系を考慮した車両システムの設計が重要であることも指摘されている<sup>95)</sup>。特に運転中に車両の特性を変更するような車両制御システムでは、系の出力である車両運動だけでなく安定なドライバ操作にあたる系の内部安定についても考慮する必要がある<sup>96-98)</sup>。

ドライバにとって操作しやすい車両特性の研究に関しては、Weir らによる人間 - 自動車系が安定となるヨーレートの定常ゲインと時定数の範囲に関する研究<sup>99)</sup> が知られており、車両位置偏差のレギュレーションにおける車両運動の遅れ要素に対する許容範囲や回避操作時における定常ゲインと遅れに対する許容範囲についても示されている<sup>100)</sup>。また原田はドライバの操作を前方注視モデルとしたときの車両やドライバのパラメータの違いに対する安定限界について理論的な解析を行い<sup>101)</sup>、閉ループ解析の重要性を主張するとともに、人間 - 自動車系として安定な系を与えるドライバと車両のパラメータの関係を示した。

近年では安部<sup>102), 103)</sup> や古川<sup>104)</sup>、相馬<sup>105)</sup>、永井<sup>106), 107)</sup> らがドライビングシミュレータや実車を用いた実験によって、車速や舵角、運転状況に応じてステアリングギア比や操舵反力を可変にするシステムの有効性を示している。さらに古川はドライバの操作に対する車両のヨーレートや横加速度の遅れは小さければよいというわけではなくある適値を持ち、その値は車線変更や旋回、横風に対する修正といったような操作条件によって異なることを示した<sup>108)</sup>。

人間 - 自動車系の中でドライバはセンサ / 評価器 / アクチュエータの機能を併せ持つ。その中でもセンシング性能にあたる運動の感受特性は全ての機能の基本特性であり

極めて重要である。人間の動揺に対する感受特性は単一方向の特性に関しては Griffin によって handbook としてまとめられている<sup>109)</sup>。安田らは6自由度の加振機を用いてピッチとバウンスさらにロール運動を付加した複合運動の場合のドライバの感受特性を計測した<sup>110)</sup>。また村岸らは人間の視覚と動揺感覚による運動検知閾値をそれぞれ測定し、ヨー・ピッチ運動については視覚が支配的であることを示した<sup>111)</sup>。

ドライバの運動評価特性に関しては、我々は前輪の微分操舵が車両の操縦性に大きく寄与することを示し<sup>112)</sup>、実際のアクティブ前輪ステアリングシステムに反映させてきた。また車両の横運動に関してはドライバのステアリング操作に対する横ジャークの立ち上がり波形の寄与が大きいことを示した<sup>113)</sup>。ドライバの運動評価におけるジャークの重要性については山門らによる一連の報告でも指摘されており<sup>114-120)</sup>、車両の平面運動においては注目すべき物理量と考えられる。

種々の制御装置が安全や操作性向上などの目的のために行う特性可変機能に対する人間-自動車系の振る舞いは、個人の運転歴や嗜好にも影響を受け、普遍的な特性を見出すことは簡単ではない。我々はこれまでにドライバの基本的な動作として、情報の検知とそれに伴う状態遷移に基づくモデルを提案し、追従走行時の加減速操作が記述できることを示した<sup>121)</sup>。Fujiokaらはドライバの緊急回避操作がsin操舵によるプログラム操舵とFuzzy予見制御によるフィードバックによって表現できることを示している<sup>122)</sup>。また鈴木らは車線変更タスクをモード切替を有するハイブリッドシステムとして記述できることを示している<sup>123)</sup>。

このようにドライバの操作はあらかじめプログラムされたいくつかの操作やフィードフォワード、フィードバック制御を状況に応じて適応的に選択していると考えられる。このように適応的な動作をするドライバに対して車両システムはドライバとの干渉を避け、ドライバの適切な操作を促すように動作することが要求される。特にステアリングの特性はドライバの操作感覚に対する影響が大きく種々の検討が行われてきた。天野はカウンターステア時に操舵反力を軽くすることで安定性が向上することを示した<sup>124), 125)</sup>。また、永井らはステアリングギア比と操舵トルクを適切に変更することにより横風外乱抑制に対して効果があることを示した<sup>126)</sup>。一方で、名切や佐久間らはこれらのシステムが効果的に働くために個人適合が重要であることを述べている<sup>127), 128)</sup>。

## 1.3 本論文の構成

理想の車両運動を実現するためには大きく分けて二つの命題がある．ひとつは目標となる運動が与えられた場合に，それをどのように実現するかという問題である．もうひとつは理想の車両運動目標は何かという問題である．前者の命題に対して，自動車を運動させる唯一の力はタイヤが路面から受ける力（タイヤ発生力）である．しかしながら，タイヤ発生力は非線形な飽和特性を持ち，かつ路面の状況に応じて時々刻々と変化する．このような状況の中で「4輪のタイヤ発生力を用いて車体の前後・横力，ヨーモーメントを制御する」というある意味で冗長なシステムをどのように制御するかは重要な技術課題である．後者の命題に対しては，まず自動運転へとつながる基礎技術として，レビューやその他の外部情報から与えられる走路情報をもとに物理的に最適な車両軌跡を求める問題が考えられる．一方で人間が運転する車両としては，人間-自動車系の中でセンサ（あるいは評価器）/コントローラ/アクチュエータとして働くドライバの特性を熟慮して，閉ループシステムを構成するもう一方の要素である車両の運動特性をどのように設計すべきかが課題となる．

本研究では，種々の制御理論や最適化手法に基づいて目標の車両運動を実現する制御手法とその有効性を示すとともに，車両運動目標を生成する研究に取り組み，ドライバの操縦に対するアシストや自動運転に向けた車両運動の統合制御に必要な技術を体系化する．本論文の構成を図 1.2 に示す．本論文は大きく 2 つの部分から構成される．前半は目標の車両運動を実現するための制御手法について述べ，後半では目標の車両運動の導出について述べる．以下に各章の概要を示す．

**【運動目標の実現】** 前半の第 2 章から第 4 章では制駆動力 / 舵角などの制御によって所望の車両運動を実現する手法について述べる．

まず第 2 章において，階層型構造を持つ車両運動制御の基本アルゴリズム (Hierarchical Vehicle Dynamics Integrated Management: H-VDIM) を提案する．H-VDIM では大規模になった車両の制御システムをサブシステムに分解することによって，見通しの良い制御系の設計を実現する．さらに各階層間の相互通信により，路面状態の変化など種々の走行条件変化に対してもロバストな車両運動性能を実現できる．

第 3 章以下では H-VDIM において中核となる階層の詳細について述べる．まず第 3

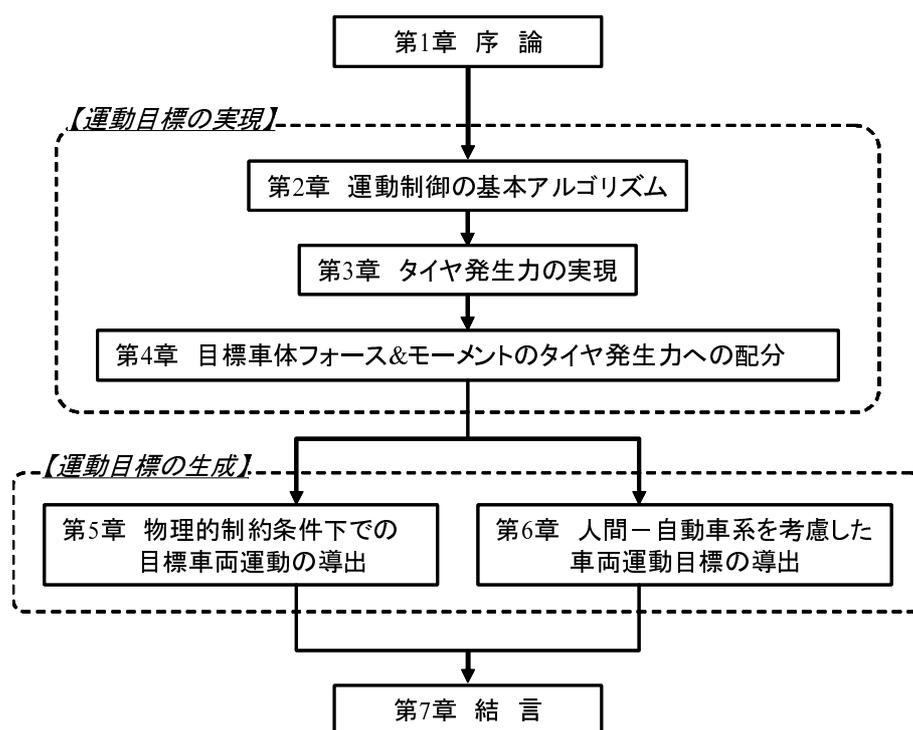


図- 1.2 The outline for the thesis

章では目標のタイヤ発生力を実現する手段について述べる．タイヤは路面と相対運動することによって力を発生する．ここではまず車輪の運動とタイヤ発生力の関係を記述するモデルを示す．次に示したモデルに従って所望のタイヤ発生力を得るための目標車輪運動を求める．さらに目標車輪運動を実現する一方法として，適応スライディングモード制御に基づく車輪のスリップ率サーボについて述べる．

第 4 章では所望の車体の前後・横力，ヨーモーメントを得るために 4 輪のタイヤ発生力をどのように用いるかを検討する．ここでは，まず制駆動力のみを制御する場合について最急降下法に基づく最適化手法の適用を示す．続いて前述の手法を制駆動力・ステアリング角統合制御に拡張し，さらには 4 輪タイヤ発生力の独立制御に対して擬似逆行列を用いたオンライン最適化手法を示す．

【車両運動目標の生成】 後半の第 5 章と第 6 章では，車両運動目標の生成について述べる．H-VDIM の最上層では，ドライバの操作や他の物理的な走行条件から決まる望ましい車両運動・軌跡に従って，それを実現するために必要な車体の力とモーメントを算出する．ここでポイントとなるのは車両の運動目標の生成である．前章までの

技術で車両の運動は自由に制御可能になるであろう。しかしながら正しい制御目標が与えられなければ車両システムとして有効に機能することはできない。望ましい車両運動としては、まず限界走行時に議論されるような緊急回避や最短時間コーナリングなどの単純な物理量による評価が優先される場合と、運動に対するドライバの評価が重要視される場合がある。前者の場合は種々の制約条件の下である程度の時間区間あるいは走行区間において車両の運動を最適化して目的の車両性能を引き出すことが求められる。後者の場合はドライバの車両運動に対するドライバの検知・判断特性を明らかにし、この特性を考慮した運動目標の生成が求められる。

第5章では物理的な運動の評価に基づく目標車両運動の生成としてプレビュー情報を用いた障害物回避の最適軌跡制御を取り上げ、数理計画法による解法を示す。さらには最適性の条件に基づいた解法によりオンライン計算可能なフィードバックコントローラを構成し、シミュレーションにより有効性を検討する。

第6章では人間特性を考慮した評価関数に基づく目標車両運動について論じる。まず人間の知覚・判断の基本的な特性について述べ、次にこれらを考慮して人間-自動車系として考えたときに望ましい車両運動特性を示す。ここでは一例として旋回時の車両運動特性の設計指針を示す。また障害物回避時に人間-自動車系として回避性能を向上させるような操舵系の目標特性について述べる。

最後に7章において本研究で得られた結果を総括するとともに、今後の車両運動制御に残された課題を展望する。

## 第2章 車両運動制御の 基本アルゴリズム

### 2.1 はじめに

1960年代に Anti-lock Brake System(ABS) から始まった車両運動制御は、駆動力制御のためのエンジン・トランスミッション制御、さらにはサスペンション制御、ステアリングの角度やトルク制御へと拡張された。現在では各種の車両運動制御は自動車に欠かすことのできないものとなり、これらの制御のために車両には数多くのセンサが搭載されている(図2.1)。現在では図2.1に示した各種制御を組み合わせることでさらに高機能な運動制御の実現が進められている。このように大規模化・複雑化が進む車両

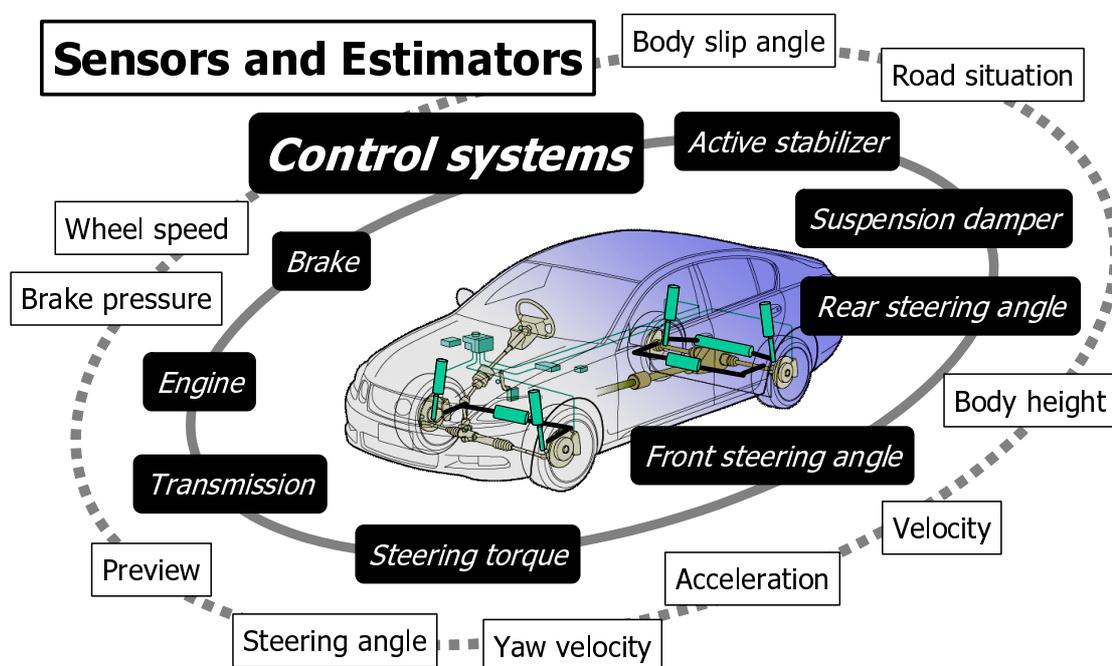


図- 2.1 Vehicle dynamics control systems

運動制御システムにおいて、限られたハードウェアリソースの中で効率的な制御システムを構成することは重要な課題である。

種々の ABS システムが開発され制動力制御を用いた車両運動安定化制御への拡張が進む中で、Leffler らは既存のハードウェアを統合することにより車両運動としての機能向上が望めることを示した<sup>129)</sup>。その中で統合を実現するハードウェア構成として各センサを独立させ、単品の機能としてフェールセーフなどの機能を持たせたスマートセンサ化すること、これらの情報を使いこなすために CAN などの車内情報通信を充実させることの重要性を述べた。Manning らは、ドライバの指令に基づく目標の車両運動を実現するために各アクチュエータ制御を統合し最適制御の考え方を用いて各アクチュエータへの指令を求める手法の有効性について述べ、統合によって高次かつ非線形になったシステムの制御に対して sliding mode 制御を適用した<sup>130)</sup>。

本章ではこれまで単機能として働いてきた各種の車両運動制御を整理統合することの有効性について述べ、それを実現する基本アルゴリズムを示す。ここでは大規模になった制御システムをいくつかのサブシステムに分解することにより、最適制御に必要な計算量を減らしつつ、車両システム構成の変化にも柔軟に対応しやすい階層型のアルゴリズムを提案する<sup>52)</sup>。

## 2.2 車両運動統合制御コンセプト

ここでは車両の平面運動について考える。一般走行の多くの時間は車両の前後・横速度が比較的小さな状態が占める。この領域を「通常走行領域」と呼ぶ。一方で危険回避やサーキット走行時など車両の加速度が大きな走行状態を「限界走行領域」と呼ぶ。現代の車両では、このような種々の走行状態において車両運動をより望ましいものにするために、様々な機能を持った車両運動制御システムが動作し、複数のアクチュエータが動作している。

車両運動制御に求められる最終目標は、ドライバが車両を「安全に」「心地よく」「意のままに」操れることである。これを実現するためには多様な走行条件下においても連続的で滑らかな車両運動が望まれる。Vehicle Dynamics Integrated Management (VDIM) はこのような車両運動を具現化するための統合車両運動制御コンセプトである。

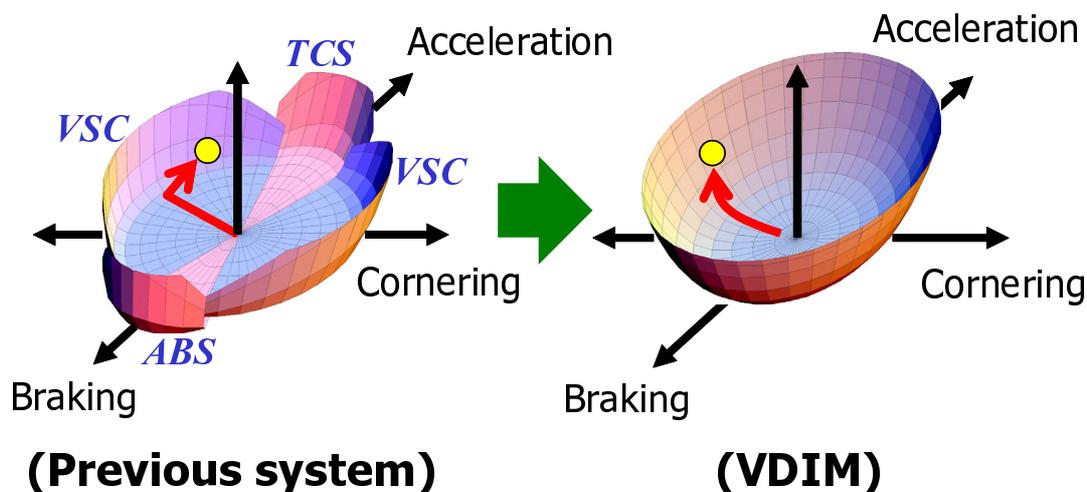


図- 2.2 Ball in Bowl concept for VDIM

図 2.2 に従来の車両運動制御と VDIM の違いを示す。我々が Ball in Bowl と呼んでいるこの図は、車両運動を表す球 (Ball) が制御によって構成された器 (Bowl) によって不安定な外の領域にこぼれ出ないように守られている様子を示した概念図である。従来型の制御システムでは、ABS、VSC、TCS といった様々なシステムによる複数の壁によって全体が構成されており、また限界領域に近い部分で急速に壁が立ち上がるため、車両の安定化はされるが不連続感が発生することがある。一方で VDIM は従来の制御システムを整理統合した連続的な 1 枚の壁で表現される制御を実現するため、より滑らかな車両挙動が得られる。このような制御を具現化するためには、複数のシステムからなる従来の制御構造を再構成し、ひとつの統一的なシステムコンセプトの下でエンジン/ブレーキ/ステアリング/サスペンションといった各アクチュエータを協調動作させることが必要となる。次節ではこれを実現するための制御アルゴリズム構造について述べる。

### 2.3 階層型車両運動制御アルゴリズム

車両制御システムはより多様化し、制御性能の異なる種々の装置に対する汎用性や、駆動制動/ステアリング/サスペンションなど複数のシステムの協調制御をより容易に行うことが可能なアルゴリズムが求められている。また性能面から見れば、タイヤと路面の間の力をより効率良く極限まで引き出すとともに、車両挙動が発生してから

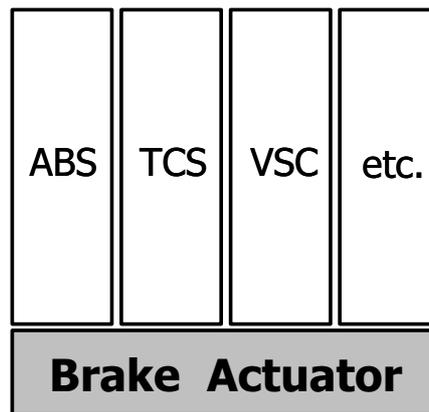


図- 2.3 Previous control structure

動作するこれまでのフィードバック主体の制御則に加えて、積極的にフィードフォワード制御を用いたモデルベース制御の必要性が高まってきた<sup>35), 131)</sup>。

従来型の制御構成例を図 2.3 に示す。ABS, TSC, VSC は全てブレーキを制御する機能で、一つのブレーキアクチュエータに対してこれらの機能が状況に応じて取捨選択される。そのため切り替え時に不連続な挙動が発生することがあったり、各輪ごとに機能の整合をとることが難しいなどの課題を持っていた。図 2.2 の Previous system に見られる壁の不連続性はこのような機能の切り替えに起因するものである。

このような不連続性を避けるために、大規模になった車両システムを図 2.4 のような階層からなるシステムに分解する階層型車両運動制御 (Hierarchical Vehicle Dynamics Integrated Management: H-VDIM) を提案する。

(第 1 層) 走行軌跡・車両運動制御 (Vehicle trajectory & dynamics control) 第 5 章以下で述べる目標の車両運動を実現するため、ドライバのハンドル、アクセル/ブレーキペダル操作による入力 (Driver Inputs)、あるいは車載カメラやその他のセンサシステムから得られる走行環境情報 (Preview Information) に基づき所望の車両軌跡・姿勢を算出し、車両運動を剛体の運動として目標の運動を実現するために必要な車体の前後・横力、ヨーモーメント (目標車体フォース&モーメント) を算出する。

(第 2 層) タイヤ発生力配分制御 (Force & moment distribution) 各輪のタイヤ発生力の総和が目標車体フォース&モーメントと一致するように、各輪のタイヤ発生力の配分 (目標タイヤ発生力) を決定する。車両の前後・横力、ヨーモーメントとい

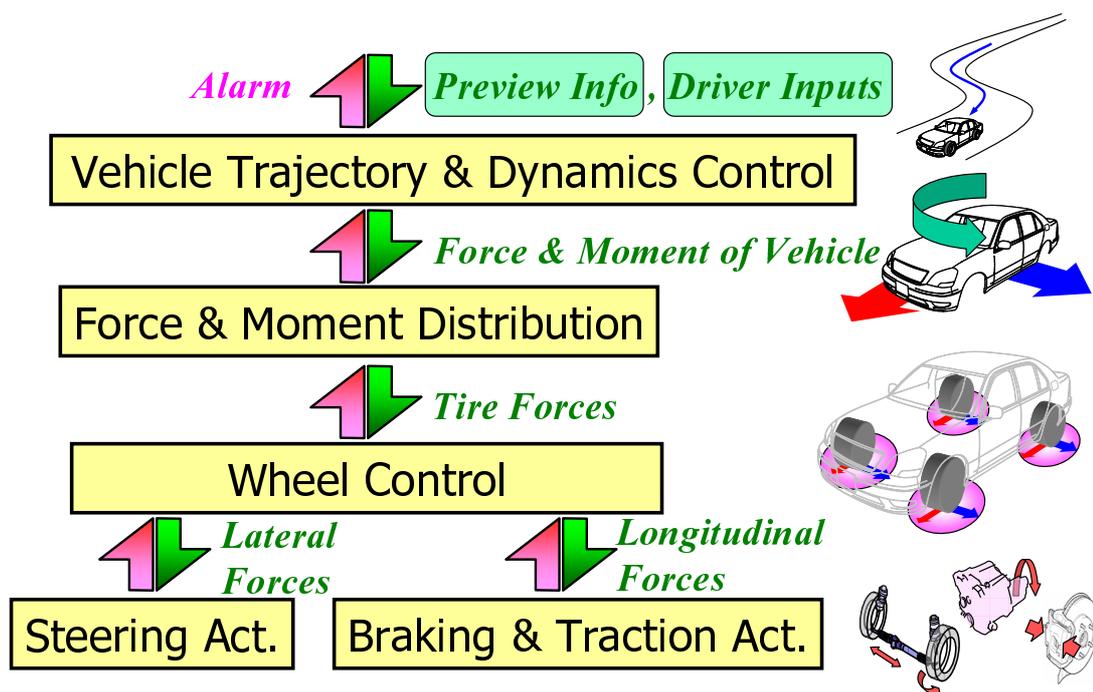


図- 2.4 Hierarchical vehicle dynamics management algorithm

う3つ値を4輪のタイヤ発生力の和で実現するというある意味で冗長な問題を、各輪のタイヤの負荷を軽減するという評価関数に基づき求める。H-VDIMの中核をなす階層である。

(第3層)車輪制御 (Wheel control) 目標のタイヤ発生力を実現するためのタイヤと路面の位置関係(スリップ率, スリップ角, キャンバ角)や荷重などを算出し, これらを実現するために車輪の運動を制御する。車輪運動の制御入力となる各アクチュエータ(エンジン, ブレーキ, ステアリングなど)への指令を算出する。

(第4層)アクチュエータ制御 (Actuator control) エンジン, ブレーキ, ステアリングなどの各アクチュエータを制御する。

各階層間では双方向に情報のやり取りを行い, 下位の階層は上位の階層からの目標に対する達成度を上位の階層にフィードバックする。上位の階層は下位の階層の達成度に応じて下位の階層への目標を再計算する。たとえば車輪制御は目標タイヤ発生力に対して車輪制御によって得られる実際のタイヤ発生力を算出し, 達成度をタイヤ発生力配分制御にフィードバックする。たとえば滑りやすい路面などで目標タイヤ発生

力と実際のタイヤ発生力に乖離があれば，タイヤ発生力配分制御はこれを考慮して達成可能と思われる範囲で目標タイヤ発生力を再配分する．このような階層型の制御では階層間でのフィードバックに起因する不安定現象などが懸念されるが，提案した階層制御では階層毎の制御帯域を分離することにより上記問題を回避可能と考える．実際，車両運動の帯域は約 1-2[Hz]，車輪の運動は 10 数 [Hz]，アクチュエータの運動は数百 [Hz] であり，十分に制御の帯域を分離可能である．周波数分離による安定性の保証を理論的にすることは難しい問題であるが，数値シミュレーションや実車実験を通して提案したアルゴリズムが種々の走行条件に対しても安定に動作可能であることは確認されている．

## 2.4 まとめ

アンチロックブレーキ，トラクションコントロール，スタビリティコントロールなど従来個別に開発されていた車両運動制御機能を統合し，大規模になったシステムを階層化によりサブシステムに分解し，制御系の設計や実装が容易な構成とする制御アルゴリズムの基本構成を示した．まず制御対象である車体を制御するために必要な合力を求め，次に合力を達成するアクチュエータ群への制御指令を求めるというここでの階層化手法とその中核をなす車体発生力のタイヤ力や各アクチュエータ動作への配分手法は一般的には control allocation と呼ばれ，航空機などの分野では盛んに使われている<sup>48-50)</sup>．

その後の研究として，Härkegård らは階層化せずに大規模問題のまま最適制御を適用する解法との比較を行っている<sup>132)</sup>．その中でアクチュエータに制約条件がない場合には，両者の解は厳密に一致することを示している．大規模問題に直接最適制御を適用する手法の利点は大域的な安定性や最適性に対する見通しが良いことである．一方で階層化アルゴリズムの利点は，サブシステムに分けることにより一般的には演算負荷を軽減できること，アクチュエータが持つ種々の制約条件への対応が容易になることなどが挙げられる．階層型アルゴリズムが持つ利点は，実システムへの適用における重要な課題に対応できるものである．さらに実用的な最適問題においては厳密な大域最適解を見つけることよりもたとえそれが局所最適であっても十分な評価値を与え

る準最適解を現実的な計算機リソースと速度で見つけることが重要である．これらの面から提案したようなアルゴリズムの階層化は実用上有用な手法である．

本論文では以下の章で階層アルゴリズムについて下の階層から順に詳細を述べていく．まず3章で目標の各輪タイヤ発生力を実現するための車輪の運動制御について述べる．次に4章では車体のフォース&モーメントを各輪の目標タイヤ発生力に配分する方法を示す．続いて5章以降では，最上位の階層に相当するドライバの操作や走行環境による制限を考慮して理想的な車両の軌跡や運動を求める手法について述べる．

## 第3章 タイヤ発生力の実現

### 3.1 はじめに

本章では目標タイヤ発生力を実現するための車輪の運動制御について述べる．タイヤは路面と車輪との相対運動に対して力を発生する．車輪の運動と発生する力の関係は強い非線形性をもち，走行条件によって時には最大値が10倍近くも変化する飽和特性を有する<sup>5)</sup>．このように非線形なタイヤ特性のモデル化に対しては永く研究が重ねられてきた．物理モデルに基づく解析的なモデルとしては，古くはタイヤ接地面の摩擦力によるタイヤトレッド面の変形をモデル化したブラシモデルがあり<sup>133)</sup>，Pacejkaらは実験同定モデルとしてタイヤ特性を表現可能な自由度を持つ Magic Formula と呼ばれる数式モデルを提案した<sup>134-137)</sup>．実験同定モデルである Magic Formula を利用するためには実際のタイヤ特性の計測とモデルパラメータの同定が必要であるが，タイヤの非定常・非線形な特性のために実測・同定ともに難しい課題であり，種々の検討が進められている<sup>138-142)</sup>．

これらのモデルはいずれもタイヤトレッド面の路面との間の変形や摩擦特性をモデル化したもので，静的なタイヤ発生力の特性を記述している．一方でタイヤの動特性を表現するモデルとしては，弾性支持された直線梁にブラッシュモデルを貼り付けて横力の動特性を表現した Fiala のモデルがある<sup>143)</sup>．また Van Zanten らはタイヤ最大発生力付近での ABS 動作時に車輪の回転慣性の影響でタイヤスリップ率と制動力との間の特性がリサージュを描くことを示した<sup>144), 145)</sup>．その後 Pacejka をはじめ Delft 大の研究グループが中心となって剛なホイルにバネとダンパを介してリングを接合し，そのリング上に静的なタイヤ特性モデルを貼り付けた SWIFT と呼ばれるタイヤモデルが考案され<sup>146-148)</sup>，接地面内の振動や突起乗り越しのような高周波の現象に対してもモデル化が進んだ<sup>149)</sup>．これらの一部は既に CarSim などの汎用車両運動解析ソフトにも実装されている．しかしながらこれらのモデルは多くのパラメータを有し，その同

定法や路面状態に応じたパラメータ変動の記述が課題となっている。

一方でタイヤ発生力に対するモデルベース制御においては、パラメータ数が少なく必要最小限のタイヤ特性を有するシンプルなブラッシュモデルが用いられることが多い。本章では次節においてまずタイヤ発生力の基本的な特性について述べる。続いて3.3節でタイヤ発生力を記述する最も簡単なモデルの一つであるブラッシュモデルを示した後、3.4節ではブラッシュモデルに基づき目標のタイヤ発生力を実現するための目標車輪運動の算出方法を示す。

車輪の運動のうち車軸に対する回転運動はタイヤ発生力の最大値付近で制御入力である制駆動力に対して不安定な特性を示す。しかしながら車両が最短制動を実現するためにはタイヤ発生力を最大付近に保持する必要がある、容易に実現することは難しい。これを実現する手法の一つは sliding mode 制御である<sup>150-153)</sup>。川邊らは sliding mode 制御をタイヤと路面の間のスリップ率に対するサーボ問題に適用し<sup>9)</sup>、sliding mode 制御でしばしば課題となる境界層近傍でのチャタリングの問題を軽減するよう境界層の設計手法について述べている<sup>8)</sup>。また神永らはタイヤ発生力の飽和を考慮して境界層を調節する制御<sup>10)</sup>を提案し、同手法を車両運動に対する制御<sup>7)</sup>にも応用している。

車輪回転制御の難しさの一つはタイヤトレッド面と路面との間の摩擦係数が走行環境に応じて10倍近くも変動すること、それに起因して制動力による回転制御では減速方向と加速方向で制御入力の大きさに対する制限が大きく異なる場合があることである。本論文ではこれらの時変・非線形な特性を有する車輪の回転運動を制御する一手法として、路面摩擦係数の変化を学習する適応形スライディングモード制御を用いたスリップ率サーボ手法を示す。

## 3.2 タイヤ発生力の基本特性

タイヤ発生力は路面とタイヤのトレッド面とが相対運動することにより発生する。図3.1にタイヤの運動と発生する力の座標系を示す。路面上の車輪の回転面内に  $x$  軸を取り、タイヤ面に垂直な方向に  $y$  軸を取る。また路面に鉛直な方向に  $z$  軸を取る。 $v_t$ ,  $v_{tx}$ ,  $v_{ty}$  はそれぞれ車輪の進行速度とその  $x, y$  軸成分。 $v_{ts}$ ,  $v_{tsx}$ ,  $v_{tsy}$  はそれぞれ路面とタイヤトレッド面との相対速度とその  $x, y$  軸成分。 $v_w$  はタイヤ回転によるトレッド面

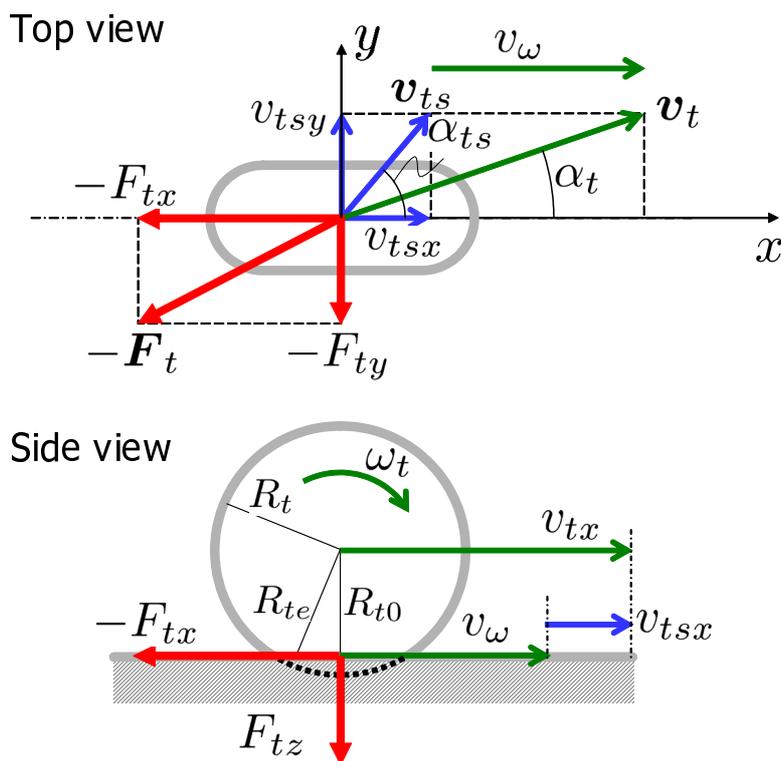


図- 3.1 Tire coordinate system

の進行速度．ここで  $\omega_t$  は車輪角速度， $R_{te}$  はタイヤ実効半径である．接地したタイヤはタイヤにかかる垂直荷重によって変形するため，一般には  $R_{te}$  はタイヤ半径  $R_t$  とは異なる．タイヤ実効半径は，式 (3.1) で定義される．さらに車輪中心の路面からの高さを  $R_{t0}$  と記述する．

$$v_\omega = R_{te}\omega_t \quad (3.1)$$

また， $\alpha_t$  は式 (3.3) で表されるタイヤスリップ角， $\alpha_{ts}$  は式 (3.6) で表されるタイヤのスリップ速度が  $x$  軸となす角を示す．さらに， $F_t, F_{tx}, F_{ty}$  はそれぞれタイヤ発生力とその  $x, y$  軸成分である． $F_{tz}$  はタイヤから路面への垂直荷重である．

$$\mathbf{v}_t = \begin{bmatrix} v_{tx} \\ v_{ty} \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

$$\tan \alpha_t = \frac{v_{ty}}{v_{tx}} \quad (3.3)$$

$$v_{tsx} = v_{tx} - v_\omega \quad (3.4)$$

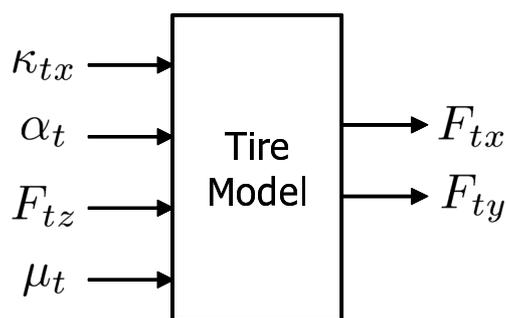


図- 3.2 Block of tire model

$$\mathbf{v}_{ts} = \begin{bmatrix} v_{tsx} \\ v_{tsy} \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

$$\tan \alpha_{ts} = \frac{v_{tsy}}{v_{tsx}} \quad (3.6)$$

また,  $\kappa_{tx}$  をタイヤスリップ率といい, 制動・駆動時それぞれ次式のように定義する.

$$\kappa_{tx} = \begin{cases} \frac{v_{tx} - v_{\omega}}{v_{tx}} & \text{制動時} \\ \frac{v_{tx} - v_{\omega}}{v_{\omega}} & \text{駆動時} \end{cases} \quad (3.7)$$

### 3.3 ブラッシュタイヤモデル

タイヤの運動からタイヤ発生力を算出するモデルは種々存在するが, 車両運動制御のオンラインアルゴリズムの中で用いることを考えると, タイヤモデルに対して以下の性能が求められる.

- 飽和特性をもつこと
- スティフネスに荷重依存性を持つこと
- 前後力と横力との関係 (摩擦円) が反映されていること
- できる限り少ないパラメータで記述できること

以上を満たすタイヤモデルとして, ここではもっとも古くから理論構築され, もっともシンプルにタイヤ発生力の算出が可能なブラッシュモデルについて述べる<sup>154)</sup>. 図 3.2

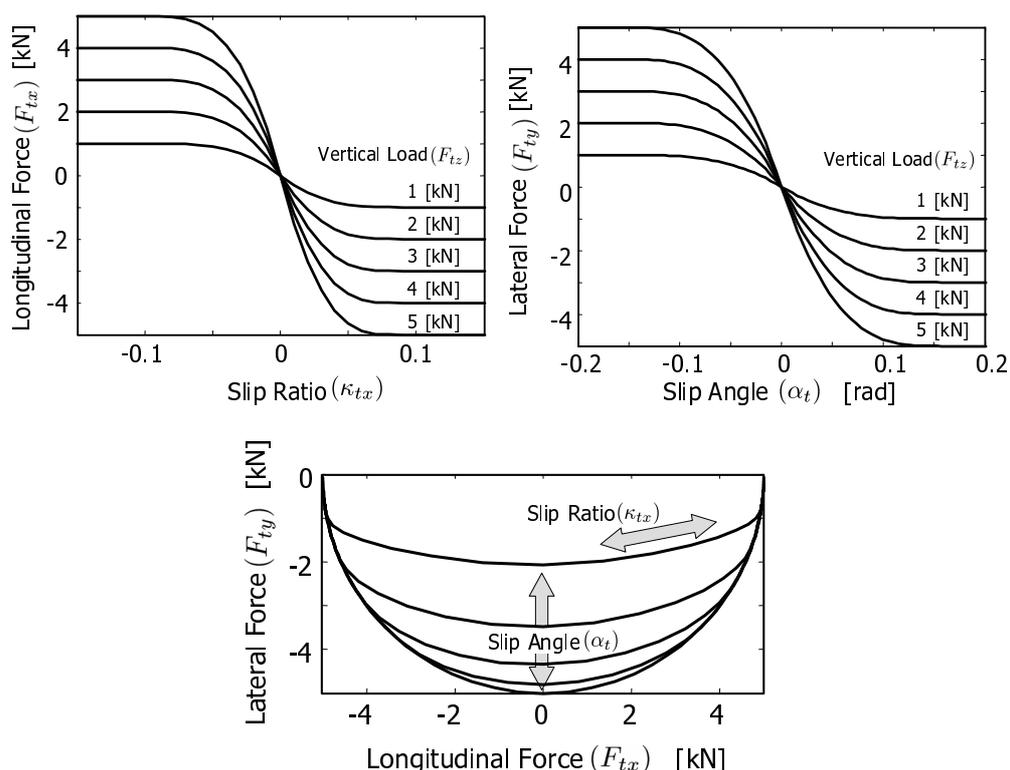


図- 3.3 Characteristics of tire forces

にタイヤモデルの入出力関係を示す．モデルは制動時と駆動時に分けられ，それぞれ式 (3.8)–(3.17)，式 (3.18)–(3.27) によってタイヤ発生力  $F_{tx}, F_{ty}$  が算出される．

ブラッシュモデルが算出するタイヤの前後・横力特性を図 3.3 に示す．ここで， $K_\alpha$ ， $K_\kappa$  はそれぞれコーナリングステイフネスとドライビングステイフネスであり， $K_{\alpha 0}$ ， $K_{\kappa 0}$  はそれらの荷重に対する係数， $\mu_t$  は荷重で正規化した最大タイヤ発生力である．また， $\alpha'$  は接地面の滑りの方向を示す．

#### 制動時のブラッシュモデル

$$\cos \alpha' = \frac{\kappa_{tx}}{\lambda_t} \tag{3.8}$$

$$\sin \alpha' = \frac{K_\alpha \tan \alpha_t}{K_\kappa \lambda_t} \tag{3.9}$$

$$K_\kappa = K_{\kappa 0} F_{tz} \tag{3.10}$$

$$K_\alpha = K_{\alpha 0} F_{tz} \tag{3.11}$$

ただし,  $\lambda_t, \xi_t$  は次式で与えられるとする.

$$\lambda_t = \sqrt{\kappa_{tx}^2 + \frac{K_\alpha^2 \tan^2 \alpha_t}{K_\kappa^2}} \quad (3.12)$$

$$\xi_t = 1 - \frac{K_\kappa \lambda_t}{3 \mu_t F_{tz} (1 - \kappa_{tx})} \quad (3.13)$$

1.  $\xi_t > 0$  のとき

$$F_{tx} = -\frac{\xi_t^2 K_\kappa}{1 - \kappa_{tx}} \kappa_{tx} - \mu_t F_{tz} \cos \alpha' (1 - 3\xi_t^2 + 2\xi_t^3) \quad (3.14)$$

$$F_{ty} = -\frac{\xi_t^2 K_\alpha \tan \alpha_t}{1 - \kappa_{tx}} - \mu_t F_{tz} \sin \alpha' (1 - 3\xi_t^2 + 2\xi_t^3) \quad (3.15)$$

2.  $\xi_t \leq 0$  のとき

$$F_{tx} = -\mu_t F_{tz} \cos \alpha' \quad (3.16)$$

$$F_{ty} = -\mu_t F_{tz} \sin \alpha' \quad (3.17)$$

### 駆動時のブラッシュモデル

$$\cos \alpha' = \frac{\kappa_{tx}}{\lambda_t} \quad (3.18)$$

$$\sin \alpha' = \frac{K_\alpha \tan \alpha_t (1 + \kappa_{tx})}{K_\kappa \lambda_t} \quad (3.19)$$

$$K_\kappa = K_{\kappa 0} F_{tz} \quad (3.20)$$

$$K_\alpha = K_{\alpha 0} F_{tz} \quad (3.21)$$

ただし,  $\lambda_t, \xi_t$  は次式で与えられるとする.

$$\lambda_t = \sqrt{\kappa_{tx}^2 + \frac{K_\alpha^2 \tan^2 \alpha_t (1 + \kappa_{tx})^2}{K_\kappa^2}} \quad (3.22)$$

$$\xi_t = 1 - \frac{K_\kappa \lambda_t}{3 \mu_t F_{tz}} \quad (3.23)$$

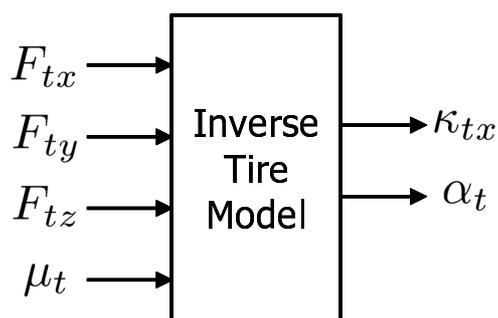


図- 3.4 Block of inverse tire model

1.  $\xi_t > 0$  のとき

$$F_{tx} = -\xi_t^2 K_\kappa \kappa_{tx} - \mu_t F_{tz} \cos \alpha' (1 - 3\xi_t^2 + 2\xi_t^3) \quad (3.24)$$

$$F_{ty} = -\xi_t^2 K_\alpha (1 + \kappa_{tx}) \tan \alpha_t - \mu_t F_{tz} \sin \alpha' (1 - 3\xi_t^2 + 2\xi_t^3) \quad (3.25)$$

2.  $\xi_t \leq 0$  のとき

$$F_{tx} = -\mu_t F_{tz} \cos \alpha' \quad (3.26)$$

$$F_{ty} = -\mu_t F_{tz} \sin \alpha' \quad (3.27)$$

## 3.4 タイヤ発生力制御のための目標車輪運動

所望のタイヤ発生力を得るためには，タイヤ発生力が所望の値となるように車輪の運動を制御する必要がある．前節では車輪の運動を入力としてタイヤ発生力を求めるモデルについて述べた．ここでは図 3.4 に示すように目標タイヤ発生力を入力として目標の車輪運動となる車輪のスリップ率とスリップ角を算出する方法について述べる．

ここでは駆動時のブラッシュモデルを用いてその逆モデルを導く．式 (3.7) で定義した  $\kappa_{tx}$  に加え，横方向のスリップ  $\kappa_{ty}$ ，合成スリップ  $\kappa_t$  を以下のように定義する．

$$\kappa_{ty} = \frac{K_\alpha v_{ty}}{K_\kappa v_\omega} \quad (3.28)$$

$$\kappa_t = \sqrt{\kappa_{tx}^2 + \kappa_{ty}^2} \quad (3.29)$$

ここで、次式で定義するようにタイヤ発生力の方向  $\theta_{F_t}$  はスリップの方向に一致すると仮定すると、

$$\tan \theta_{F_t} \equiv \frac{F_{ty}}{F_{tx}} = \frac{\kappa_{ty}}{\kappa_{tx}} \quad (3.30)$$

タイヤの前後力  $F_{tx}$ 、横力  $F_{ty}$  は次のように記述される。

$$\text{グリップ領域} \quad \left( \xi_t = 1 - \frac{K_\kappa}{3\mu_t F_{tz}} \kappa_t > 0 \right)$$

$$F_{tx} = \mu_t F_{tz} \cos \theta_{F_t} (1 - \xi_t^3) \quad (3.31)$$

$$F_{ty} = \mu_t F_{tz} \sin \theta_{F_t} (1 - \xi_t^3) \quad (3.32)$$

$$\text{全すべり領域} \quad \left( \xi_t = 1 - \frac{K_\kappa}{3\mu_t F_{tz}} \kappa_t \leq 0 \right)$$

$$F_{tx} = \mu_t F_{tz} \cos \theta_{F_t} \quad (3.33)$$

$$F_{ty} = \mu_t F_{tz} \sin \theta_{F_t} \quad (3.34)$$

ここで、式 (3.31), (3.32) より、

$$\sqrt{F_{tx}^2 + F_{ty}^2} = \mu_t F_{tz} (1 - \xi_t^3) \quad (3.35)$$

となり、グリップ余裕度  $\epsilon_t$  を次式のように定義すると、

$$\epsilon_t \equiv 1 - \frac{\sqrt{F_{tx}^2 + F_{ty}^2}}{\mu_t F_{tz}} \quad (3.36)$$

次式の関係が成り立つ。

$$\xi_t = \epsilon_t^{1/3} \quad (3.37)$$

また、

$$\xi_t = 1 - \frac{K_\alpha}{3\mu_t F_{tz}} \kappa_t \quad (3.38)$$

と式 (3.37) より,

$$\kappa_t = \frac{3\mu_t F_{tz}}{K_\kappa} \left(1 - \epsilon_t^{1/3}\right) \quad (3.39)$$

さらに式 (3.30) から, タイヤの前後スリップ  $\kappa_{tx}$ , 横スリップ  $\kappa_{ty}$  は次式のように記述できる.

$$\kappa_{tx} = \frac{3\mu_t F_{tz} F_{tx}}{K_\kappa \sqrt{F_{tx}^2 + F_{ty}^2}} \left(1 - \epsilon_t^{1/3}\right) \quad (3.40)$$

$$\kappa_{ty} = \frac{3\mu_t F_{tz} F_{ty}}{K_\kappa \sqrt{F_{tx}^2 + F_{ty}^2}} \left(1 - \epsilon_t^{1/3}\right) \quad (3.41)$$

よって式 (3.36),(3.40) よりスリップ率 ( $\kappa_{tx}$ ) は  $F_{tx}, F_{ty}, F_{tz}, \mu_t$  から算出できる. ここでは, 駆動時のブラッシュモデルを用いてタイヤ発生力  $F_t$  から車両の運動  $\kappa_{tx}, \kappa_{ty}$  の関係を導いたが, 減速時のスリップ率  $\kappa_{tx\_dec}$  については, 次式で示す駆動中のスリップ率  $\kappa_{tx\_acc}$  との関係から算出できる.

$$\kappa_{tx\_dec} = \frac{\kappa_{tx\_acc}}{1 + \kappa_{tx\_acc}} \quad (3.42)$$

また, スリップ角 ( $\alpha_t$ ) は式 (3.3) に式 (3.7),(3.28),(3.30) を代入すると次式のように算出できる.

$$\alpha_t = \tan^{-1} \frac{K_\kappa F_{ty}}{K_\alpha F_{tx}} \frac{\kappa_{tx\_acc}}{1 + \kappa_{tx\_acc}} \quad (3.43)$$

### 3.5 車輪回転運動の制御

近年, 制動力の左右差によって車両に発生するヨーモーメントを用いて車両運動を制御するシステムが開発されている<sup>(18),(19),(21),155)</sup>. 既に提案されているシステムでは, タイヤの前後力を積極的に制御することによってスピンやドリフトアウトといったタイヤ発生力の限界付近での不安定な車両挙動に対して安定性や制御性を向上させることが出来る. これらに続く次世代システムに期待されているのは, 限界領域に限らず広い走行領域において車両運動性能を向上させることである. しかしながら限界前の領域では緊急度が低いためにドライバは限界領域以上に車両の不自然な動きや不連続な挙動を嫌う. そのためタイヤ発生力のよりスムーズで正確な制御が要求される. 一

方でタイヤ特性は非線形性が強く飽和特性や路面変化に応じた広範囲のパラメータ変動を伴うため制御が難しい．これまでにさまざまな非線形制御手法の応用が試みられているが決め手となる手法は確立していない．

スライディングモード制御は非線形なシステムに対する有望な制御手法の一つである<sup>6-9), 150), 151), 156)</sup>．しかしながらスライディングモードコントローラはハイゲイン特性を持ち，センサやアクチュエータの遅れに対して弱い．そのためこれらの遅れが大きければシステムの十分な安定性が得られない場合がある．

またブレーキシステムに固有の課題もある．ブレーキを用いた車輪速制御では，車輪速を減速する方向には比較的大きな力を発生することができるが，車輪速を加速する方向の力はタイヤと路面の間に発生する力に依存するため，特に滑りやすい路面では大きな力を発生することができない．すなわち制御入力に対する最大値制限が正負で大きく異なるいわば片側制御である．

本節ではタイヤ特性の非線形性に対応するため，スライディングモード制御の車輪スリップ速度サーボへの適用を試みる．まず3.5.2項で固定ゲインのスライディングモード制御を一輪モデルに対して設計し，実車実験によって検証する．3.5.4項では上記の制御入力制限に対応するため，新たに適応スライディングモード制御を適用する．本ロジックにおいては適応アルゴリズムにタイヤモデルを導入し，パラメータ変化を推定してコントローラのゲインを適応的に変化させる．

最後に提案した適応スライディングモード制御の実車実験結果を示す．

### 3.5.1 車輪速サーボ問題

次式と図3.5で表わされるような単輪モデルを考える．

$$\begin{cases} m_{all}\dot{v}_x &= -F_{tb} \\ I_{tire}\dot{\omega}_t &= F_{tb}R_{t0} - T_b \end{cases} \quad (3.44)$$

ここで， $m_{all}$  は車体総質量， $v_{tx}$  はタイヤの並進速度， $F_{tb}$  はタイヤと路面の間に発生する力（ただし減速方向を正 ( $F_{tb} = -F_{tx}$ ) ．以下タイヤ減速力とする）， $I_{tire}$  はタイヤの慣性モーメント， $\omega_t$  はタイヤの回転角速度， $R_{t0}$  はタイヤ有効半径， $R_{te}$  はタイ

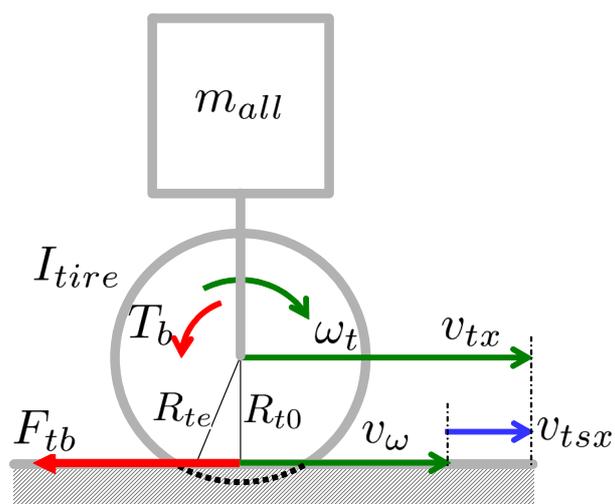


図- 3.5 Plant model

ヤ実効半径,  $T_b$  はブレーキトルクを表わす. 一般には  $R_{t0}$  と  $R_{te}$  の値は異なるが, ここでは簡単のため同じ値と仮定し, 本来  $R_{te}$  となるところも  $R_{t0}$  を用いている.

$F_{tb}$  は式 (3.45) で表されるとすると, 式 (3.45) を式 (3.44) に代入して, 式 (3.46) を得る.

$$F_{tb} = C_x \frac{v_{tx} - \omega_t R_{t0}}{v_{tx}} = \tilde{C}_x (v_{tx} - \omega_t R_{t0}), \quad (3.45)$$

$$\dot{v}_{tsx} = -\tilde{C}_x \left( \frac{1}{m_{all}} + \frac{R_{t0}^2}{I_{tire}} \right) v_{tsx} + \frac{R_{t0}}{I_{tire}} T_b \quad (3.46)$$

ここで,  $C_x, \tilde{C}_x$  は路面状態やスリップ率 ( $\kappa = v_{tsx}/v_{tx}$ ) の値によって変化するパラメータで,  $v_{tsx}$  はスリップ速度 ( $v_{tx} - \omega_t R_{t0}$ ) である. さらに式 (3.46) は一般性を失うこと無く以下のように書ける.

$$\dot{v}_{tsx} = A_{SSV} v_{tsx} + B_{SSV} u_{SSV} + B_{SSV} h_{SSV} \quad (3.47)$$

ここで,

$$\begin{cases} A_{SSV} &= -\tilde{C}_x K_{SSV} \\ B_{SSV} &= \frac{R_{t0}}{I_{tire}} \\ u_{SSV} &= T_b \\ h_{SSV} &= -\frac{I_{tire}}{R_{t0}} \Delta \tilde{C}_x K_{SSV} v_{tsx} \\ K_{SSV} &= \frac{1}{m_{all}} + \frac{R_{t0}^2}{I_{tire}} \end{cases} \quad (3.48)$$

である． $\tilde{C}_{x0}$  は  $\tilde{C}_x$  の線形成分， $\Delta\tilde{C}_x$  は非線形成分で，タイヤ特性の飽和特性やパラメータ変化などの非線形特性を全て含む．式 (3.47) においては，システムの非線形成分は全て  $h_{SSV}$  に集約されている．

制御の目的は，スリップ速度  $v_{tsx}$  を所望の目標スリップ速度  $v_{tsx}^*$  に追従させることである．しかしながらシステムには上述したような強い非線形が含まれており，通常の線形制御手法では十分な制御性能が得られない．またブレーキを使った車輪速制御では制動側は比較的大きな入力を与えることが出来るが，加速側はタイヤ発生力に依存するため特に滑りやすい路面では十分な入力得られないという制御入力に対する制限についても考慮する必要がある．

### 3.5.2 スライディングモード制御系の設計

スライディングモード制御は非線形なシステムに有効な制御手法の一つである．ここではまず基本的なスライディングモード制御をスリップ率サーボ問題に適用する．

サーボ系を構成するために誤差 ( $v_{tsx}^* - v_{tsx}$ ) の積分  $z_{SSV}$  を新たな状態変数として導入し，以下の制御対象に対してスライディングモードコントローラを構成する．

$$\begin{cases} \dot{z}_{SSV} &= v_{tsx}^* - v_{tsx} \\ \dot{v}_{tsx} &= A_{SSV}v_{tsx} + B_{SSV}u_{SSV} + B_{SSV}h_{SSV} \end{cases} \quad (3.49)$$

まず最初に，スイッチングファンクション  $\sigma$  を以下のように選ぶ．

$$\begin{cases} \sigma &= S \mathbf{x}_{SSV} \\ S &= [s_1 \ s_2] \\ \mathbf{x}_{SSV} &= [z_{SSV} \ v_{tsx}]^T \end{cases} \quad (3.50)$$

システムの状態がスライディング面 ( $\sigma = 0$ ) に拘束されているときをスライディングモードと呼び，このときには以下が成り立つ．

$$\begin{cases} \sigma = 0 \\ \dot{\sigma} = 0 \end{cases} \quad (3.51)$$

今  $s_1 = -1/T_s$ ,  $s_2 = 1$  とすると，スライディングモードでは  $v_{tsx}$  は目標スリップ速度  $v_{tsx}^*$  に一次遅れを伴って収束する．

式 (3.49)– (3.51) より次式が得られる .

$$\dot{\sigma} = -\frac{1}{T_s}(v_{tsx}^* - v_{tsx}) + A_{SSV}v_{tsx} + B_{SSV}u + B_{SSV}h_{SSV} = 0 \quad (3.52)$$

基本的なスライディングモードコントローラは以下のように求められる . ブロックダイアグラムを図 3.6 に示す .

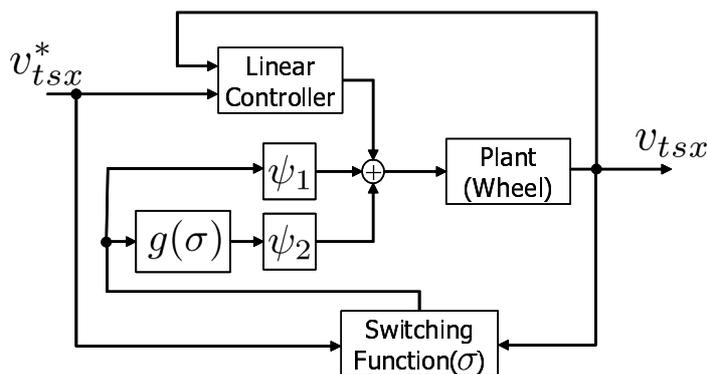


図- 3.6 Block diagram of the preliminary sliding mode control

$$\begin{cases} u &= u_{eq} + u_{nl} \\ u_{eq} &= B_{SSV}^{-1} \left[ \frac{1}{T_s}(v_{tsx}^* - v_{tsx}) - A_{SSV}v_{tsx} \right] \\ u_{nl} &= -\psi_1\sigma - \psi_2 \frac{\sigma}{\|\sigma\|} \end{cases} \quad (3.53)$$

$u_{eq}$  は (3.52) において,  $h_{SSV} = 0$  と置くことによって得られる . 非線形コントローラのゲイン  $\psi_1, \psi_2$  は, ロバスト性を補償するために以下のように選ぶ .

$$\begin{cases} \psi_1 &> 0 \\ \psi_2 &> \max \|h\| \end{cases} \quad (3.54)$$

システムの安定性は以下のように補償される .

スライディングモードを達成するための十分条件は ,

$$\sigma\dot{\sigma} < 0 \quad (3.55)$$

今, 式 (3.52), (3.53) を式 (3.55) に代入すると次式が得られる .

$$\begin{aligned} \sigma\dot{\sigma} &= \sigma(B_{SSV} u_{nl} + B_{SSV}h_{SSV}) \\ &= B_{SSV} \left[ -\psi_1\sigma^2 + \sigma(h_{SSV} - \psi_2 \frac{\sigma}{\|\sigma\|}) \right] < 0 \end{aligned} \quad (3.56)$$

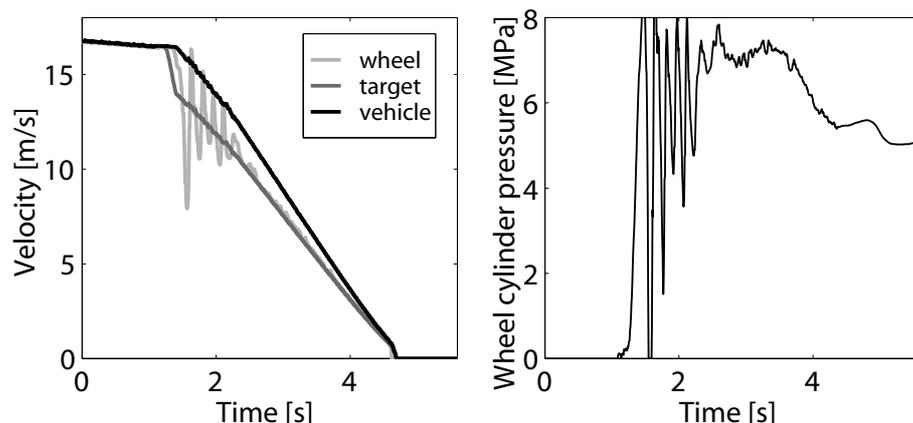


図- 3.7 Straight-line braking on the dry asphalt by preliminary sliding mode controller

上記の不等式がつねに成り立つ条件は以下のとおりである．

$$\begin{cases} \psi_1 > 0 \\ \psi_2 > \max \|h_{SSV}\| \end{cases} \quad (3.57)$$

よって式 (3.57) のように  $\psi_1, \psi_2$  を選べば，システムの状態はスライディング面に拘束される．

チャタリングを防ぐために不連続関数である  $\sigma/\|\sigma\|$  を次式で表わすような  $g(\sigma)$  に置き換える手法が一般的に用いられており，本稿でも以下  $g(\sigma)$  を用いる．

$$g(\sigma) = \begin{cases} -1 & \sigma < -1 \\ \sigma & -1 \leq \sigma \leq 1 \\ 1 & \sigma > 1 \end{cases} \quad (3.58)$$

### 3.5.3 実車実験結果

基本的なスライディングモード制御による実車実験結果を示す．実験車は普通乗用車で，前項で設計したコントローラによって各輪を独立に制御した．コントローラはパソコン上でC言語によって記述した．コントローラの設計に際して各輪の間の干渉や所望のブレーキトルクを得るためのブレーキ油圧制御のダイナミクスは無視した．

図 3.7 はドライアスファルトでの直進制動結果である．さらに図 3.8 には路面違いによる制御結果を示す．ここではウエットコンクリート，圧雪，ウエットタイル（以下ス

キッドと呼ぶ)を取り上げた。各ケースともに時刻  $t = 1[s]$  付近で前輪のみにフルブレーキをかけた。各図に示されているのは、車体速度、車輪速度、目標車輪速度とホイールシリンダ圧である。車輪速は  $R_{t0} \omega_t$  と定義する。ドライバの入力であるマスタシリンダ圧に比例した値として目標スリップ率 ( $\kappa^*$ ) を与え、これに車速を乗じることにより目標スリップ速度 ( $v_{tsx}^* = \kappa^* v_{tx}$ ) を定めた。ホイールシリンダ圧は制御入力であるブレーキトルクからブレーキ緒言に基づき代数的に求めた。式 (3.54) の  $\psi_1, \psi_2$  は定数とし、ドライアスファルト路面でチューニングした (図 3.7)。

図 3.7 では車輪速度の振動は小さく目標車輪速に対してよく追従していることがわかる。しかし、図 3.8 のように路面状態が変化すると、車輪速と制御入力は振動的になり十分なロバスト性が確保できていない。その主な原因は入力飽和であり、ドライでチューニングされたコントローラの高いゲインが起因していると考えられる。

### 3.5.4 適応ゲイン機構の導入

スライディングモードコントローラの目的はシステムの状態を出来るだけ速くスライディング面に拘束することである。そのためコントローラはハイゲインになる傾向がある。しかし一般にハイゲインコントローラは設計時に考慮していない遅れに対して敏感で不安定になりやすい。そのためここでは適応ゲイン手法を用いて出来る限りコントローラのゲインを小さく抑える方法を考える。

はじめに非線形成分  $h$  を関数として定式化出来る部分 ( $\tilde{h}$ ) と関数として表現できない部分 ( $\Delta h$ ) に分けて考える。

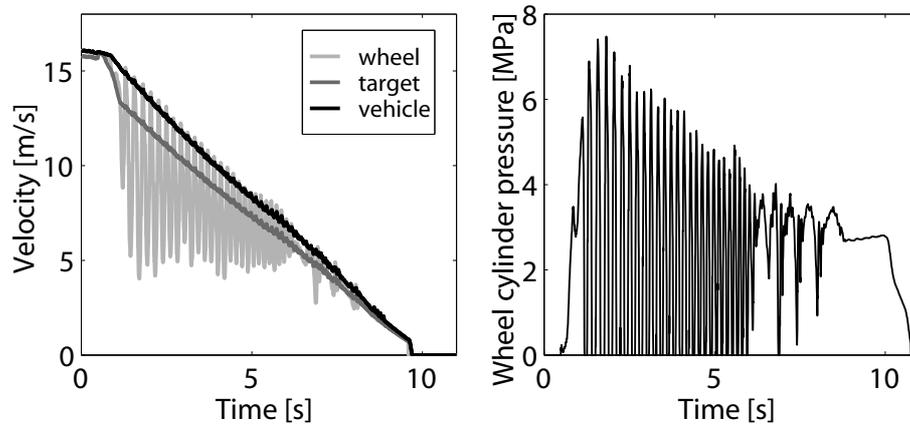
$$h = \tilde{h} + \Delta h \quad (3.59)$$

また  $\tilde{h}$  は関数  $f(X, t)$  とパラメータ  $\theta$  の積として表わせ、 $\Delta h$  の絶対値は上限を持つとする。

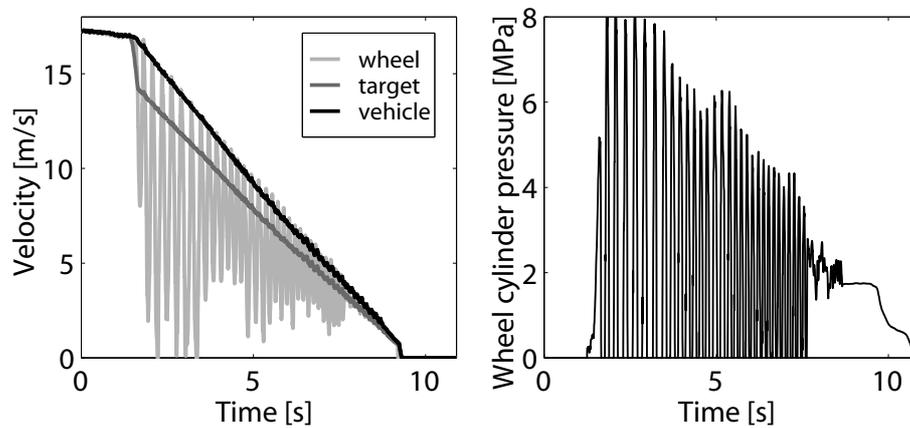
$$\tilde{h} = f(X, t)\theta \quad (3.60)$$

$$\|\Delta h\| \leq \rho(X, t, \beta) \quad (3.61)$$

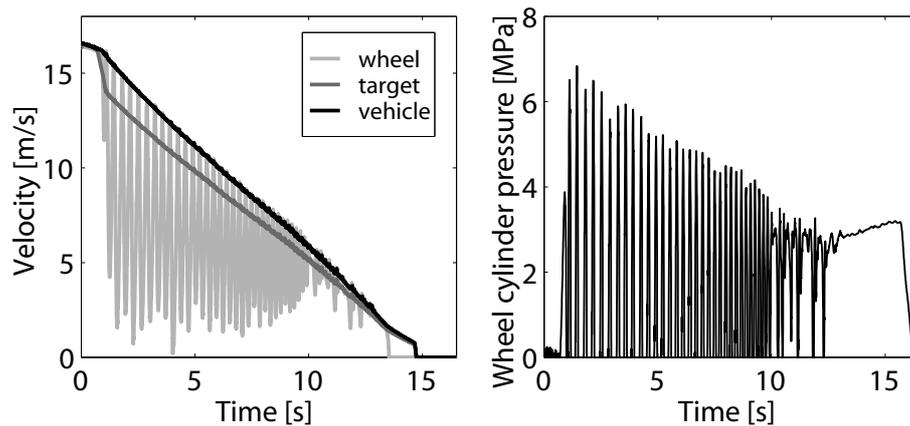
ここで  $f(X, t)$  は時間 ( $t$ ) とシステムの入出力や状態変数 ( $v_{tsx}, v_{tsx}^*, v_{tx}, \omega_t$  等) からなる  $X$  の関数とし、 $\theta$  と  $\beta$  は路面状態変化等によって変動すると考える。



(a) wet concrete



(b) packed snow



(c) skid

図 3.8 Experimental results of the preliminary sliding mode controller on various road surfaces

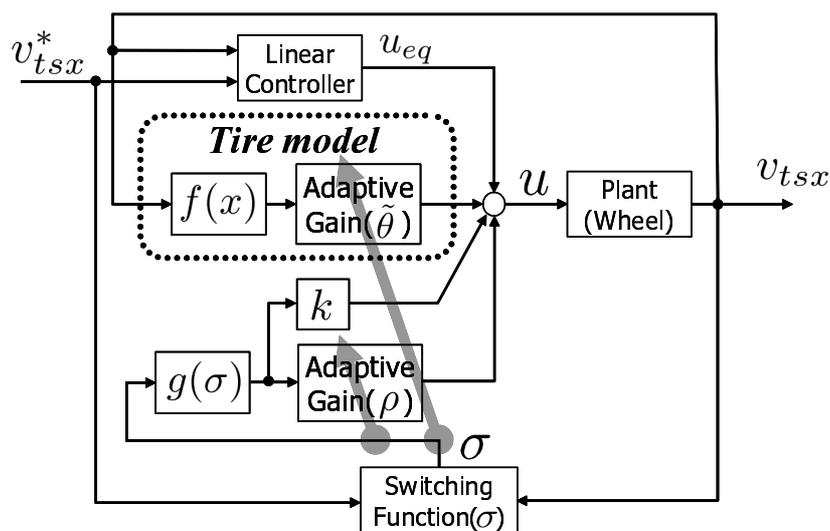


図- 3.9 Block diagram of the adaptive sliding mode control

以上のような仮定から次式のような適応スライディングモードコントローラの  $u_{nl}$  が求められる．適応スライディングモードコントローラのブロックダイアグラムを図 3.9 に示す．

$$u_{nl} = -(\rho(X, t, \tilde{\beta}) + k(X, t)) \frac{\sigma}{\|\sigma\|} - f(X, t) \tilde{\theta} \quad (3.62)$$

$$\begin{cases} \dot{\tilde{\theta}} &= \Gamma_1 f(X, t) \sigma \\ \rho(X, t, \tilde{\beta}) &= \tilde{\beta} \\ \dot{\tilde{\beta}} &= \Gamma_2 \frac{\partial \rho}{\partial \beta_{\tilde{\beta}}} \|\sigma\| = \Gamma_2 \|\sigma\| \\ \Gamma_1, \Gamma_2 &> 0 \end{cases} \quad (3.63)$$

式 (3.63) の  $\tilde{\theta}, \tilde{\beta}$  はそれぞれ  $\theta, \beta$  に対する適応パラメータである． $\Gamma_1, \Gamma_2$  は適応の速度を決める適応ゲインである． $k(X, t)$  は非負の関数である．いま，タイヤの力  $F_{tb}$  は全て非線形パラメータの中に含まれるとすると，非線形パラメータ  $h_{SSV}$  は以下のように表わせる．

$$\begin{aligned} h_{SSV} &= -B_{SSV}^{-1} K_{SSV} F_{tb} \\ &\approx f(X, t) \theta \end{aligned} \quad (3.64)$$

式 (3.64) は，適切なタイヤモデルを導入することにより，非線形成分の大部分は関数として記述できることを示している．本稿ではもっとも簡単なタイヤモデルの一つとして式 (3.65) で表わされる関数を用いた．ここで， $f(X, t)$  は図 3.10 に示すような

折れ線関数,  $F_{tbmax}$  は最大制動力である. また,  $C_\kappa$  はいわゆる正規化ブレーキングス  
ティフネスである.

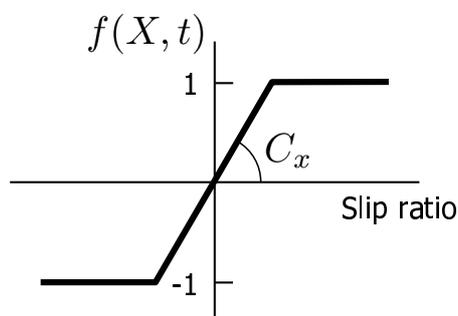


図- 3.10 Assumed non-linear function,  $f(X, t)$

$$F_{tb} = F_{tbmax} f(X, t) \quad (3.65)$$

式 (3.64), (3.65) から,  $\theta$  は  $-(K_{SSV}/B_{SSV})F_{tbmax}$  に対応することがわかる. もし適応パラメータ  $\tilde{\theta}$  が提案した適応手法によって与えられれば,  $\tilde{\theta}$  は  $-(K_{SSV}/B_{SSV})F_{tbmax}$  に収束し, 結果的に路面やタイヤの垂直荷重の変化といった条件変化に応じてコントローラゲインは自動的に調節される.

提案した適応スライディングモード制御ロジックの安定性の証明を以下に示す. リアプノフ関数の候補として関数  $V$  を式 (3.66) のように置く.  $V$  は明らかに  $[\sigma, \tilde{\theta}, \tilde{\beta}] = [0, \theta, \beta]$  以外の点で正定である. もし  $\dot{V}$  が負定であれば  $V$  は漸近的に安定である.

$$V = \frac{1}{2} \sigma B_{SSV}^{-1} \sigma + \frac{1}{2} (\tilde{\theta} - \theta) \Gamma_1^{-1} (\tilde{\theta} - \theta) + \frac{1}{2} (\tilde{\beta} - \beta) \Gamma_2^{-1} (\tilde{\beta} - \beta) \quad (3.66)$$

いま,

$$\dot{V} = \sigma B_{SSV}^{-1} \dot{\sigma} + (\tilde{\theta} - \theta) \Gamma_1^{-1} \dot{\tilde{\theta}} + (\tilde{\beta} - \beta) \Gamma_2^{-1} \dot{\tilde{\beta}} \quad (3.67)$$

式 (3.52), (3.53), (3.62) を上式に代入して次式を得る.

$$\begin{aligned} \dot{V} &= \sigma B_{SSV}^{-1} \dot{\sigma} + (\tilde{\theta} - \theta) \Gamma_1^{-1} \dot{\tilde{\theta}} + (\tilde{\beta} - \beta) \Gamma_2^{-1} \dot{\tilde{\beta}} \\ &= \sigma \left[ h - (\rho(X, t, \tilde{\beta}) + k(X, t)) \frac{\sigma}{\|\sigma\|} + f(X, t) \tilde{\theta} \right] \\ &\quad + (\tilde{\theta} - \theta) \Gamma_1^{-1} \dot{\tilde{\theta}} + (\tilde{\beta} - \beta) \Gamma_2^{-1} \dot{\tilde{\beta}} \end{aligned} \quad (3.68)$$

再び式 (3.59),(3.60),(3.61), (3.63) を式 (3.68) に代入して変形すれば, 次の不等式が得られる.

$$\begin{aligned} \dot{V} &\leq \sigma [f(X, t)\theta + \rho(X, t, \beta) \\ &\quad - (\rho(X, t, \tilde{\beta}) + k(X, t)) \frac{\sigma}{\|\sigma\|} - f(X, t)\tilde{\theta}] \\ &\quad + (\tilde{\theta} - \theta)\Gamma_1^{-1}\Gamma_1 f(X, t)\sigma + (\tilde{\beta} - \beta)\Gamma_2^{-1}\Gamma_2 \|\sigma\| \\ &\leq -k(X, t)|\sigma| \\ &\leq 0 \end{aligned} \quad (3.69)$$

以上のように  $\dot{V}$  は  $\sigma = 0$  以外で負定となり,  $\sigma$  は 0 に収束する.

### 3.5.5 シミュレーション結果

提案した適応スライディングモード制御の効果を検証するために以下のようなシミュレーションを行った. 制御対象はばね上 6 自由度, ばね下はタイヤ回転方向の 1 自由度をもつフルビークルで, タイヤの力はマジックフォーミュラと呼ばれるタイヤモデル<sup>135-137)</sup>によって記述した. 路面状態は 2 種類 (Road A, Road B) で Road A はドライアスファルトに相当する. Road B では発生するタイヤの力を Road A の 20% とした. なおセンサ・アクチュエータの遅れはいずれもないと仮定した. 前節で提案した適応スライディングモードコントローラにより各輪を独立に制御した. 以下直進制動の結果を示す.

図 3.11 はそれぞれの路面における左前輪 (FL), 左後輪 (RL) の適応パラメータ ( $\tilde{\theta}$ ) の応答である. 図中の時刻 1[s] で制動を開始しており, ここからパラメータの適応も開始する. 破線で示された実際の値 ( $\theta$ : タイヤの最大制動力に  $-K_{SSV}/B_{SSV}$  を乗じたもの) と比較すると, 適応パラメータは制動開始後速やかに真値に収束している. すなわち式 (3.63) で表わされた適応ロジックによってコントローラゲインは路面状態に応じた適切な値に修正され, 必要以上にハイゲインになることを防いでいる.

ところで, 我々の最終目標はセンサやアクチュエータの遅れを含むような実際のシステムに対してロバストな制御系を設計することである. そこで次に実際に近いセンサ, アクチュエータの遅れを挿入したシミュレーションを行った. アクチュエータの遅れは一時遅れ, センサの遅れは 5[ms] のむだ時間として与えた. 図 3.12 がその結果で

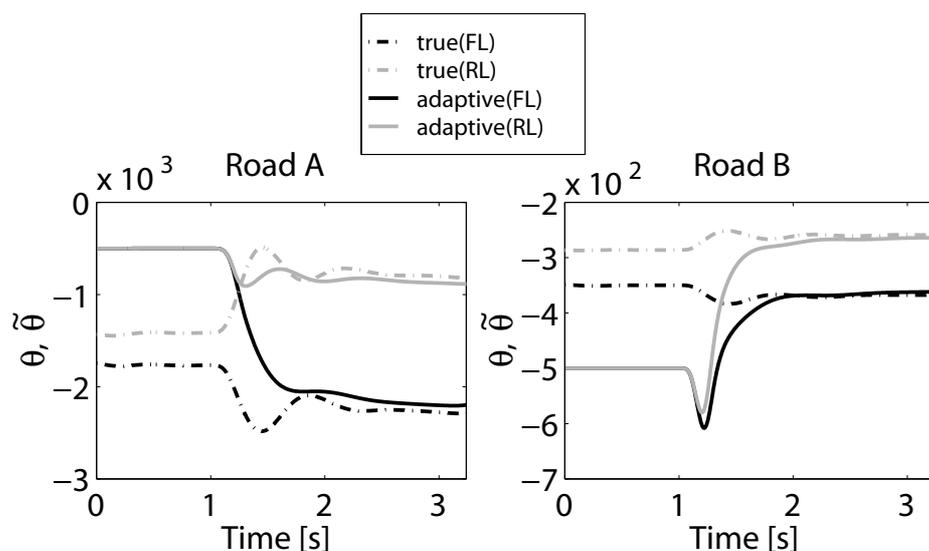


図- 3.11 Convergence of adaptive parameters

ある．適応パラメータ  $(\tilde{\beta}, \tilde{\theta})$  は発散してしまっている．その理由は以下のように考えられる．

システムは設計時に考慮していない遅れを含んでおり，スイッチングファンクション  $\sigma$  を完全に 0 に拘束することが出来ず 0 を挟んで振動を続ける．ここで式 (3.63) からわかるように， $\tilde{\beta}$  は  $\sigma = 0$  以外では単純増加する．また制御入力の飽和によって， $\sigma$  はいくらかのオフセットを持って振動するため，その積分である  $\tilde{\theta}$  もまた発散してしまう．

この問題を解決するために式 (3.63) の適応ロジックを以下のように修正する．修正の方針は， $\sigma$  が 0 を挟んで振動し始めたなら適応を停止してコントローラゲインを保持するまたは徐々に下げるといったものである．なぜならば， $\sigma$  が 0 を行き過ぎるということはコントローラのゲインは十分に高いと考えられるからである．

$$\dot{\tilde{\theta}} = \begin{cases} \Gamma_1 f(X, t) \sigma & t > t_c + t_\sigma \\ 0 \text{ or } \frac{\tilde{\theta}}{T_\sigma} e^{-(t-t_s)/T_\sigma} & t \leq t_c + t_\sigma \end{cases} \quad (3.70)$$

$$\dot{\tilde{\beta}} = \begin{cases} \Gamma_2 \|\sigma\| & t > t_c + t_\sigma \\ 0 \text{ or } \frac{\tilde{\beta}}{T_\sigma} e^{-(t-t_s)/T_\sigma} & t \leq t_c + t_\sigma \end{cases} \quad (3.71)$$

式 (3.70) と (3.71) において， $T_\sigma$  は適応パラメータを減少させるときの時定数， $t_\sigma$  は

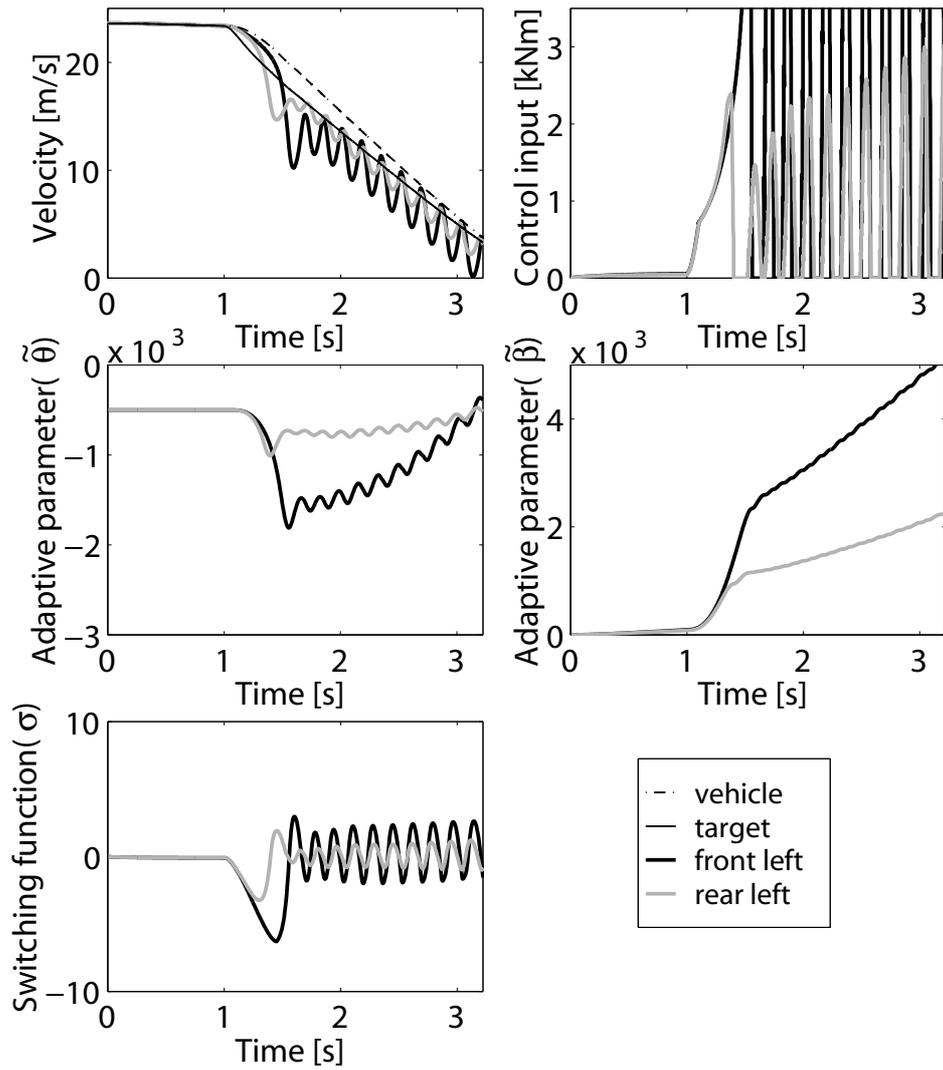


図 3.12 Adaptive parameters on the system with large delays

適応を停止する時間,  $t_c$  は  $\sigma$  が最後に 0 をよぎった時刻,  $t_s$  は適応ロジックを停止した時刻である.

図 3.13 は上記の修正適応ロジックによる制御結果である. 適応パラメータも発散すること無く制御結果も良好である. しかしながら提案した修正ロジックは理論的には

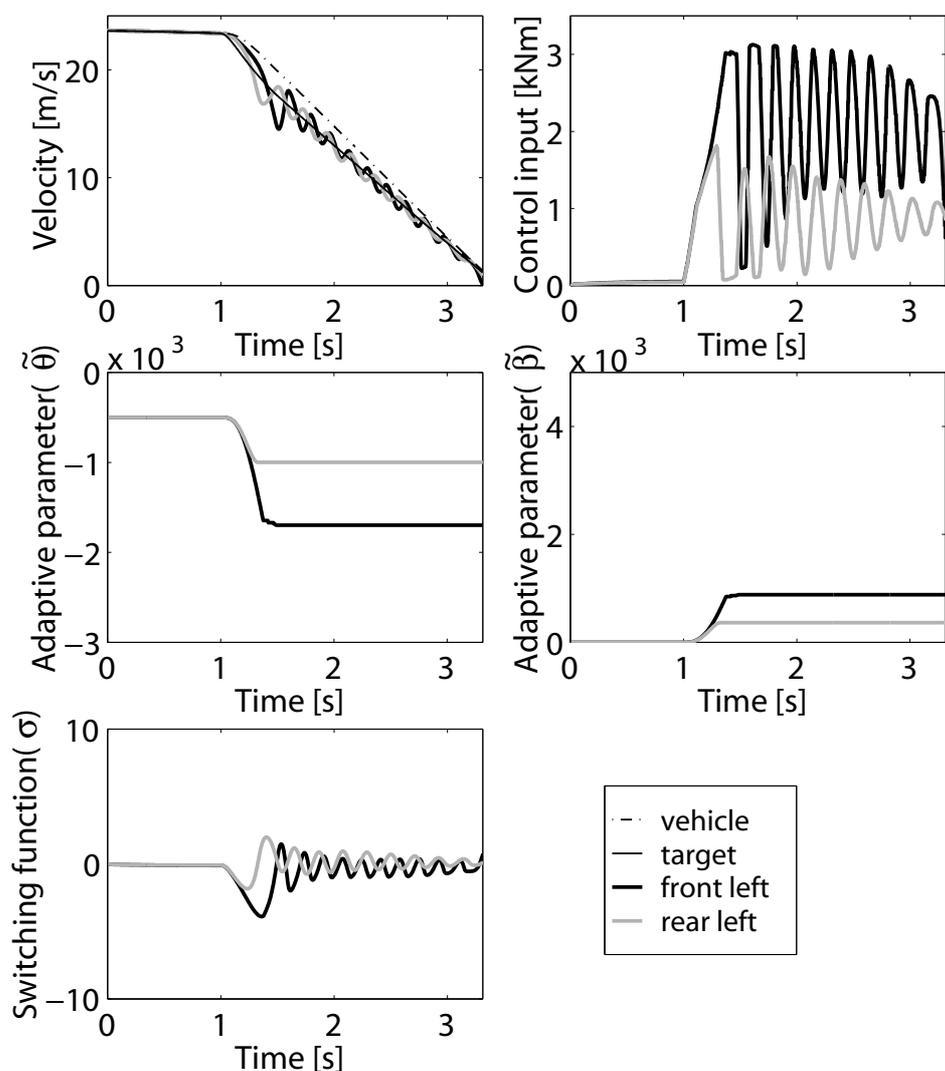


図- 3.13 Simulation results by modified adaptive method

安定性が保証されておらず, パラメータチューニングには注意が必要である. 路面変化などパラメータ変化時に速やかに適応を開始できるように  $t_o$  や  $T_o$  の値は大きく取り過ぎないように選ぶ必要がある.

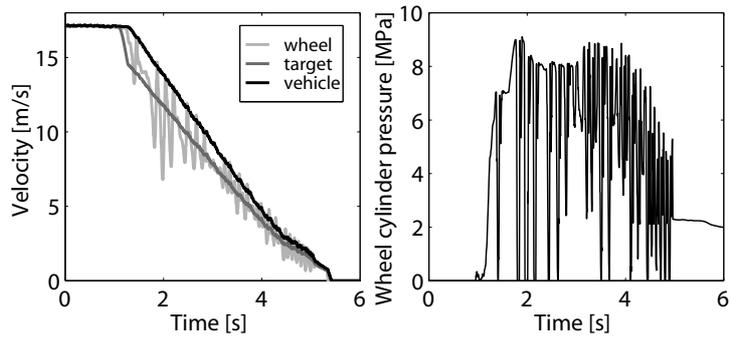
### 3.5.6 実車試験結果

提案した修正適応スライディングモード制御を用いて3.5.3項と同様の実車実験を行った．その結果を図3.14に示す．図3.7, 3.8, 3.14の比較によって以下のような結果が分かる．

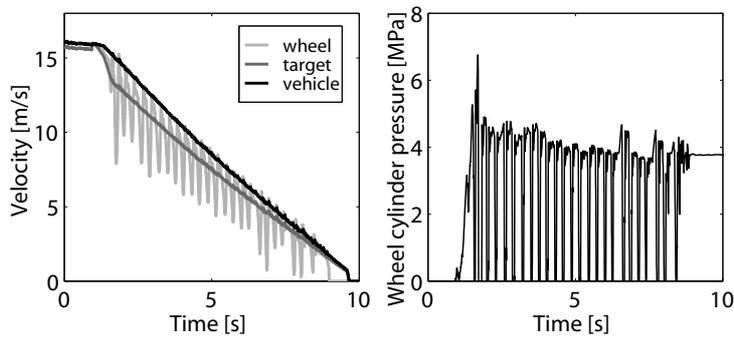
ドライアスファルトにおける修正適応スライディングモードコントローラによる応答(図3.14(a))は固定ゲインである基本的なスライディングモードコントローラの応答(図3.7)に比べて若干振動的であるが，これは固定ゲインスライディングモードコントローラがその路面でチューニングされたものであるためで，適応ロジックを用いるとベストチューニングに比べれば制御性能は若干劣る．

しかしながら他の路面では明らかに適応スライディングモード制御の方が車輪速の振動が小さい．またコントローラゲインである適応パラメータは，各種路面に応じてドライアスファルトでは大きく，滑りやすい路面では小さい値に修正されており(図3.15)，適応ロジックが適切に機能していることが分かる．

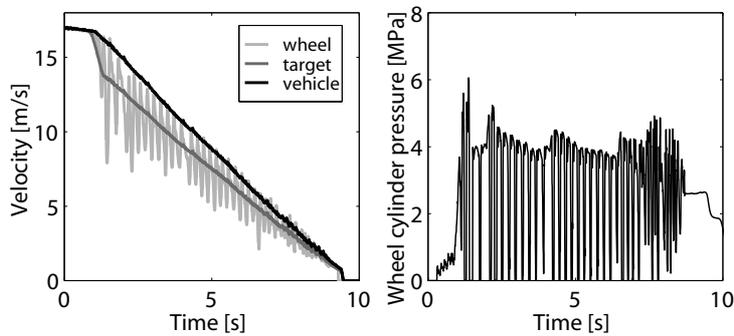
また式(3.64), (3.65)から分かるように， $\tilde{\theta}$ は $F_{tbmax}$ に対応しており，この値から路面の状態が観測できる．



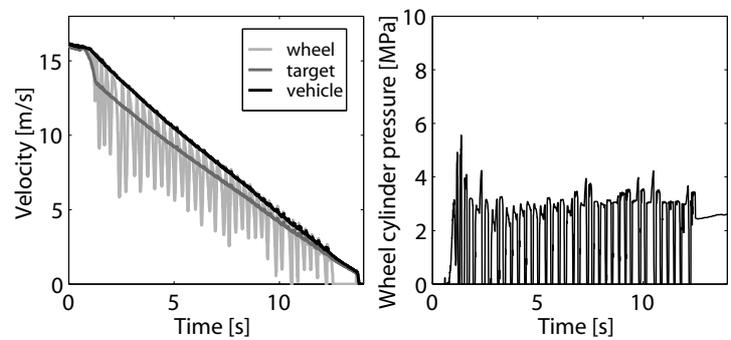
(a) dry asphalt



(b) wet concrete



(c) packed snow



(d) skid

図 3.14 Experimental results of the modified adaptive method on various road surfaces

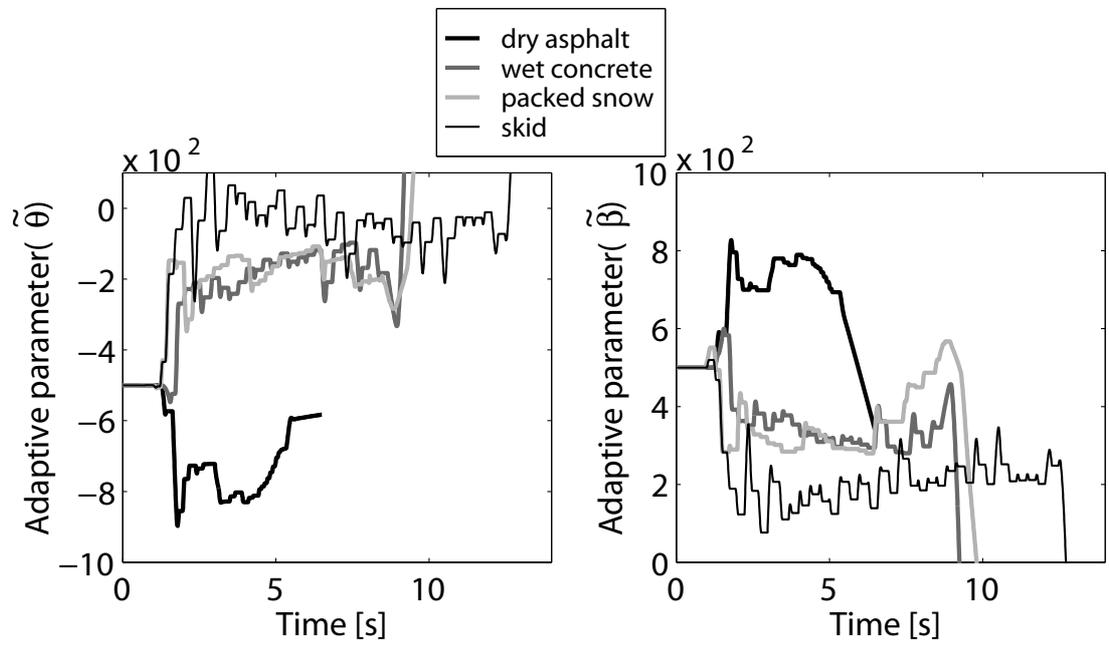


図- 3.15 Adaptive parameters on various road surfaces

### 3.6 まとめ

タイヤの運動と発生力間の特性について述べ、種々提案されているタイヤモデルの中から車両運動のモデルベース制御で使われることの多いブラッシュモデルについて詳細を示した。これらのモデルはいずれもスリップ率やスリップ角といったタイヤの運動を入力としてタイヤ発生力を出力するものである。一方でH-VDIMの中では目標のタイヤ発生力から目標のタイヤの運動を求める必要がある。従来目標タイヤ発生力からそれを実現するタイヤの運動を求める際には単純な線形モデルやマップを用いることが多かった。本章ではブラッシュモデルをベースに制動/旋回あるいはその複合運動状態においても目標のタイヤ発生力からそれを実現するために必要なタイヤの運動状態(目標スリップ率と目標スリップ角)を解析的に算出できることを示した。得られた目標スリップ率・目標スリップ角の実現に対しては、それぞれ以下のような課題がある。

目標スリップ角は一般にステアリング装置によって制御する。ここで車体に対するステアリング角の制御は比較的ロバストに実現可能(後輪操舵装置がない場合は後輪ステアリング角は固定)であるが、タイヤスリップ角はタイヤ位置での車体スリップ角とステアリング角の差になるため、目標ステアリング角を求めるためにはタイヤ位置での車体スリップ角を知る必要がある。本論文では詳細には触れないが、一般に車体スリップ角を実車で計測/推定することは容易ではない。既にいくつかの研究<sup>157)</sup>が報告されて実用化に至っているが、今後さらなる制御性能の向上を望む場合はセンサノイズや路面勾配など種々の実走行条件に対してもロバストで高い精度の計測/推定技術が必要と考えられ、現在も研究が続けられている。

一方でタイヤのスリップ率に関しては算出にあたり車体の前後速度が必要になる。加減速を行っていない(タイヤスリップ率0の)輪があればその車輪速が車体速度と一致すると考えられるが、4輪に制動がかかっているような場合には一般には車体前後速度の計測は難しい。また制動トルクから車輪回転運動までの特性は最大タイヤ発生力近傍から急速に不安定になる。そのため目標のスリップ率を実現するためには何らかの車輪制御を施す必要がある。本章ではタイヤ回転の制御の一手法としてスライディングモード制御を用いて目標タイヤ発生力から目標車輪回転速度を求め、車輪回転の制御を行った。その結果、一般的な固定ゲイン方のスライディングモード制御を適用

ただけでは十分な制御性能は得られないものの、タイヤの特性変化を考慮した適応ゲイン機構を導入することによって路面条件の異なるいくつかの実験でロバスト性の向上が確認された。しかしながら、実路面の特性変化に対するゲイン適応の応答速度やセンサ・アクチュエータ系の遅れに起因する振動現象への更なる改善など今後いくつかの課題が残されている。

## 第4章 目標車体フォース&モーメント のタイヤ発生力への配分制御

### 4.1 はじめに

本章では車体の目標フォース&モーメントを各輪のタイヤの力に配分する手法について考える．ここでの目的は図 4.1 に示すように，4 輪のタイヤ発生力の合力と車体に対する目標フォース&モーメントとを一致させるように各輪のタイヤ発生力を決定することである．

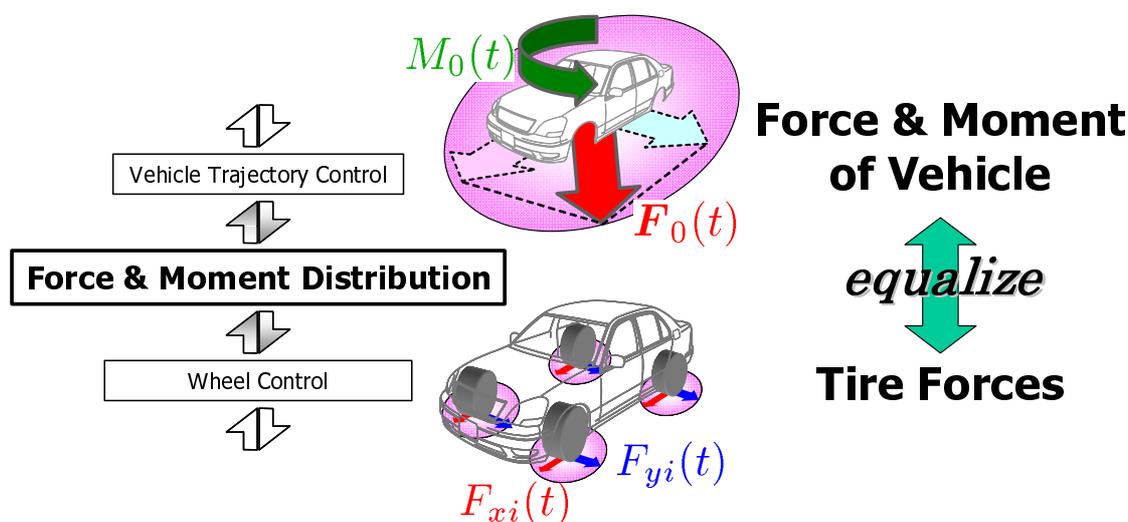


図- 4.1 Force & moment distribution

目標の車体フォース&モーメントが前後・左右の力とヨー回転に対するモーメントの3自由度であるのに対して設計パラメータであるタイヤ発生力は4輪あり，冗長なシステムである．しかしながら各輪のタイヤ発生力の最大値はタイヤと路面の間の摩擦力によって制限されるほか，アクティブ操舵装置の有無や駆動方式によってもタイヤ発生力は制限を受ける．タイヤ発生力配分制御 (Force & moment distribution) ではこれ

らの条件下でタイヤの負荷を最小にしつつできる限り目標の車体発生力を実現し、達成値を上位階層にフィードバックする。

次節ではまずステアリング操作はドライバによって行われるものとして、4輪の制駆動力のみを用いたタイヤ発生力の配分手法について述べる。はじめに4.2.1項で最急降下法に基づきオンラインでタイヤ発生力を算出するアルゴリズムを示し、シミュレーションによりその有効性を示す。次に4.3節では制駆動・ステアリング統合制御を用いてタイヤ発生力を自由に制御する場合の配分手法について2つの考え方を示す。4.3.1項では4.2.1項の方法を前後輪のステア角制御にまで拡張して最急降下法を用いて各輪のタイヤ前後力・横力を配分する手法について述べ、4.3.2項ではシミュレーション、4.3.3項では実車実験を通してアルゴリズムの有効性を示す。最後に4.3.4項に擬似逆行列の特性を利用した最適配分の高速解法について示す。ここでは各輪のタイヤ発生力が完全に自由に制御可能と仮定し、理想条件下において車体フォース&モーメントの理論限界を達成する。最後に4.3.5項でシミュレーションによって擬似逆行列を用いたアルゴリズムの有効性を示す。

## 4.2 4輪制駆動力を用いた車体フォース&モーメントの実現

### 4.2.1 最急降下法に基づく4輪制駆動力の最適配分アルゴリズム

本節では逐次2次計画法に基づく最適化アルゴリズム<sup>158)</sup>によって4輪の合力として目標車体フォース&モーメントを実現する各輪の前後・横力を求める。旋回制動時の制動力配分を例にあげると、横力減少を無視すれば各輪の制動力配分を荷重配分と一致させたとき制動によってヨーモーメントは変化しないことが指摘されているが、横力減少を伴う限界状態や過渡的な状態を含めてあらゆる運動状態において最適なタイヤ発生力を求めることは容易ではない。ここで述べる非線形最適化手法は以下の2点において各輪タイヤ発生力配分を求める有効な手段である。

- 目標の車体フォース&モーメントとして物理的に発生不可能な値を与えても、評価関数に従って自動的にトレードオフが可能

- 目標のフォース&モーメントが十分小さい場合，冗長な系である4輪のタイヤ発生力に対して評価関数に基づく最適な配分を算出することが可能

以上の理由により，以下に示すようなタイヤモデルを用いた非線形最適化手法によって各輪の最適なタイヤ発生力を求める．ここでは制御入力 ( $\mathbf{u}$ ) を次式のように各輪のスリップ率 ( $\kappa_{tx}$ ) とし，以下の評価関数 ( $L$ ) を最小にする制御入力とその修正量 ( $\mathbf{u}, \delta\mathbf{u}$ ) を逐次2次計画法を用いて求める．

$$\begin{aligned}\mathbf{u} &= \boldsymbol{\kappa}_{tx} \\ &= [\kappa_{fl} \quad \kappa_{fr} \quad \kappa_{rl} \quad \kappa_{rr}]^T\end{aligned}\quad (4.1)$$

$$\begin{aligned}\delta\mathbf{u} &= \delta\boldsymbol{\kappa}_{tx} \\ &= [\delta\kappa_{fl} \quad \delta\kappa_{fr} \quad \delta\kappa_{rl} \quad \delta\kappa_{rr}]^T\end{aligned}\quad (4.2)$$

$$L = \mathbf{E}_{dist}^T W_E \mathbf{E}_{dist} + \delta\mathbf{u}^T W_{\delta u} \delta\mathbf{u} + (\mathbf{u} + \delta\mathbf{u})^T W_u (\mathbf{u} + \delta\mathbf{u})\quad (4.3)$$

$\mathbf{E}_{dist}$  は目標車体前後・横力，ヨーモーメント ( $F_{vx}^*, F_{vy}^*, M_{vz}^*$ ) と配分した各輪のタイヤ発生力の総和による車体の前後・横力，ヨーモーメント ( $\hat{F}_{vx}, \hat{F}_{vy}, \hat{M}_{vz}$ ) の差 (配分誤差) である (式 (4.4)) .

$$\mathbf{E}_{dist} = \begin{bmatrix} F_{vx}^* - \hat{F}_{vx} \\ F_{vy}^* - \hat{F}_{vy} \\ M_{vz}^* - \hat{M}_{vz} \end{bmatrix}\quad (4.4)$$

さらに  $W_E, W_{\delta u}, W_u$  はそれぞれ次式のような  $\mathbf{E}_{dist}, \delta\boldsymbol{\kappa}_{tx}, \boldsymbol{\kappa}_{tx}$  に対する重み係数である .

$$W_E = \text{diag} (W_{EF_{vx}}, W_{EF_{vy}}, W_{EM_{vz}})\quad (4.5)$$

$$W_{\delta u} = \text{diag} (W_{\delta\kappa_f}, W_{\delta\kappa_f}, W_{\delta\kappa_r}, W_{\delta\kappa_r})\quad (4.6)$$

$$W_u = \text{diag} (W_{\kappa_f}, W_{\kappa_f}, W_{\kappa_r}, W_{\kappa_r})\quad (4.7)$$

ここで配分した各輪のタイヤ発生力の総和による車体の前後・横力，ヨーモーメント ( $\hat{F}_{vx}, \hat{F}_{vy}, \hat{M}_{vz}$ ) は，各輪のタイヤ発生力が車体に与える前後・横力，ヨーモーメント ( $F_{vxi}, F_{vyi}, M_{vzi}$ ) と式 (4.9) で与えるヤコビアン ( $J$ ) によって次式のように与えられる .

$$\begin{bmatrix} \hat{F}_{vx} \\ \hat{F}_{vy} \\ \hat{M}_{vz} \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^4 \begin{bmatrix} F_{vxi} \\ F_{vyi} \\ M_{vzi} \end{bmatrix} + J\delta\mathbf{u} \quad (4.8)$$

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{vx}}{\partial \kappa_{fl}} & \frac{\partial F_{vx}}{\partial \kappa_{fr}} & \frac{\partial F_{vx}}{\partial \kappa_{rl}} & \frac{\partial F_{vx}}{\partial \kappa_{rr}} \\ \frac{\partial F_{vy}}{\partial \kappa_{fl}} & \frac{\partial F_{vy}}{\partial \kappa_{fr}} & \frac{\partial F_{vy}}{\partial \kappa_{rl}} & \frac{\partial F_{vy}}{\partial \kappa_{rr}} \\ \frac{\partial M_{vz}}{\partial \kappa_{fl}} & \frac{\partial M_{vz}}{\partial \kappa_{fr}} & \frac{\partial M_{vz}}{\partial \kappa_{rl}} & \frac{\partial M_{vz}}{\partial \kappa_{rr}} \end{bmatrix} \quad (4.9)$$

3.3節で示したタイヤモデルにより  $J$  は解析的に求められるが、車両状態に依存し値は時変となる。以上の準備の上で、

$$\partial L / \partial \delta\mathbf{u} = 0 \quad (4.10)$$

となる  $\delta\mathbf{u}$  によって  $\mathbf{u}$  を修正することにより、式 (4.3) の  $L$  を最小化する  $\mathbf{u}$  を求める。ここで現在の目標車体フォース&モーメントとタイヤ発生力の合力との誤差を次式のように  $\Delta_E$  とする。

$$\Delta_E = \begin{bmatrix} F_{vx}^* & F_{vy}^* & M_{vz}^* \end{bmatrix}^T - \sum_{i=1}^4 \begin{bmatrix} F_{vxi} & F_{vyi} & M_{vzi} \end{bmatrix}^T \quad (4.11)$$

今、制御入力を修正後の誤差 ( $\mathbf{E}_{dist}$ ) は次式のようになる。

$$\mathbf{E}_{dist} = \Delta_E - J\delta\mathbf{u} \quad (4.12)$$

$$\frac{\partial \mathbf{E}_{dist}}{\partial \delta\mathbf{u}} = -J \quad (4.13)$$

式 (4.3) に式 (4.12) を代入して  $\delta\kappa_{ix}$  で偏微分し式 (4.13) を代入すると、式 (4.10) は

$$\begin{aligned} \frac{\partial L}{\partial \delta\mathbf{u}} &= 2W_{\delta u}\delta\mathbf{u} + 2W_u(\mathbf{u} + \delta\mathbf{u}) \\ &\quad - 2J^T W_E (\Delta_E - J\delta\mathbf{u}) \\ &= 0 \end{aligned} \quad (4.14)$$

となり、 $\delta\mathbf{u}$  は次式で与えられる。

$$\delta\mathbf{u} = (W_{\delta u} + W_u + J^T W_E J)^{-1} (J^T W_E \Delta_E - W_u \mathbf{u}) \quad (4.15)$$

以上、4輪制駆動力を自由に制御可能な場合のアルゴリズムについて述べたが、上記のアルゴリズムは、スリップ率の範囲に拘束条件を与えることによって前輪駆動・後輪駆動、あるいは駆動力の制御をしない場合など各種の条件に適用可能である。

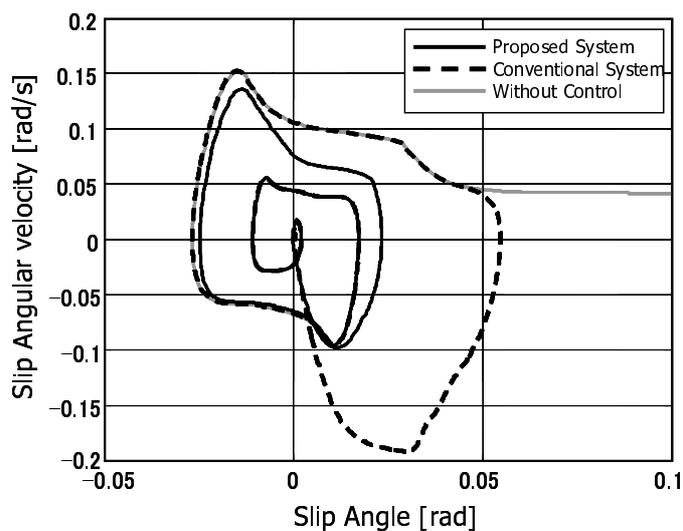
#### 4.2.2 シミュレーション

提案した車両運動制御アルゴリズムの有効性をシミュレーションによって示す。シミュレーションに使用した車両諸元は一般的な排気量 3000[cc] クラスの後輪駆動乗用車のものである。

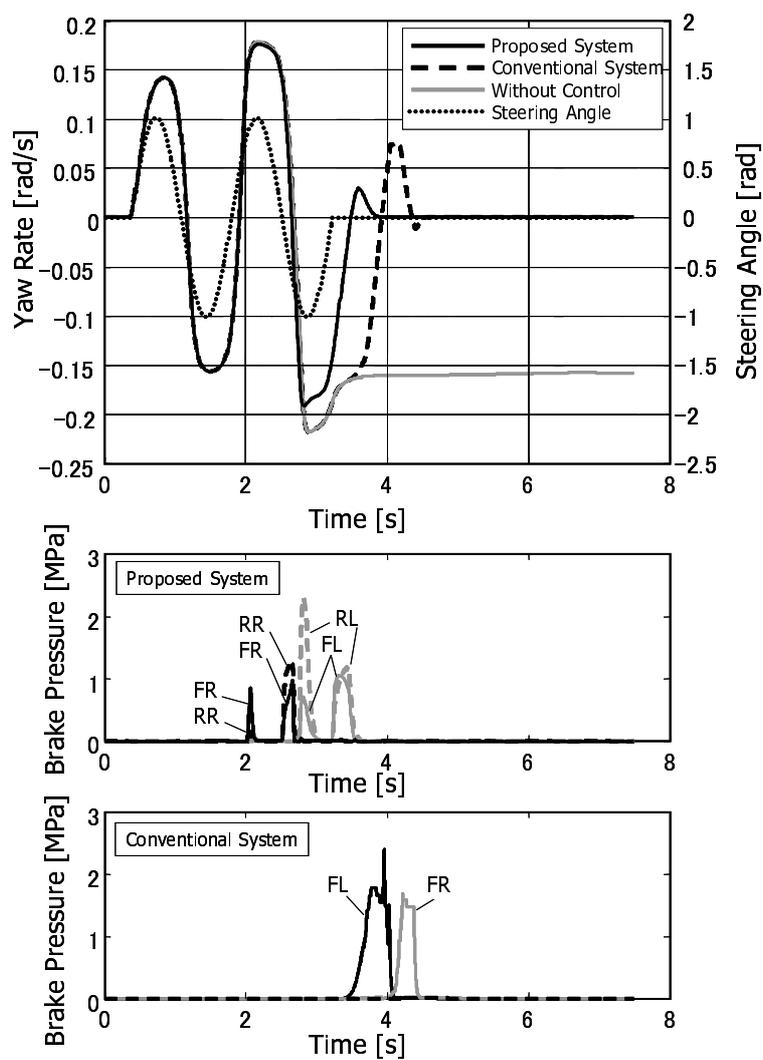
比較に用いた conventional system の制御ロジックでは車体スリップ角とスリップ角速度の線形和に対するレギュレータを構成して目標ヨーモーメントを求めた。また目標ヨーモーメントが旋回方向に対して外向きに与えられたときには旋回前外輪で、内向きに与えられたときには旋回後内輪以外の3輪で目標ヨーモーメントを達成するように各輪の制動力を決定した。

#### スラローム時の操縦安定性向上

低 $\mu$ スラローム時の制御量と車両挙動を図4.2に示す。本制御では、車両挙動が出る前からフィードフォワード的にヨーモーメントのアンバランスを補償するため、そもそも不安定挙動そのものが発生しにくい。図4.2(a)に、安定性の指標である車体スリップ角-スリップ角速度の波形を示すが、本制御が最も小さなリサージュを描いており、最も高い安定性を示している。また図4.2(b)に本制御と従来制御による舵角・ヨーレートと制御量を示したが、本制御では従来制御よりも早い(限界前の)タイミングから制御量を発生し、4輪を有効に使用している。このことが舵角に対するヨーレートの追従性にもよい結果を示している。



(a) Stability performance

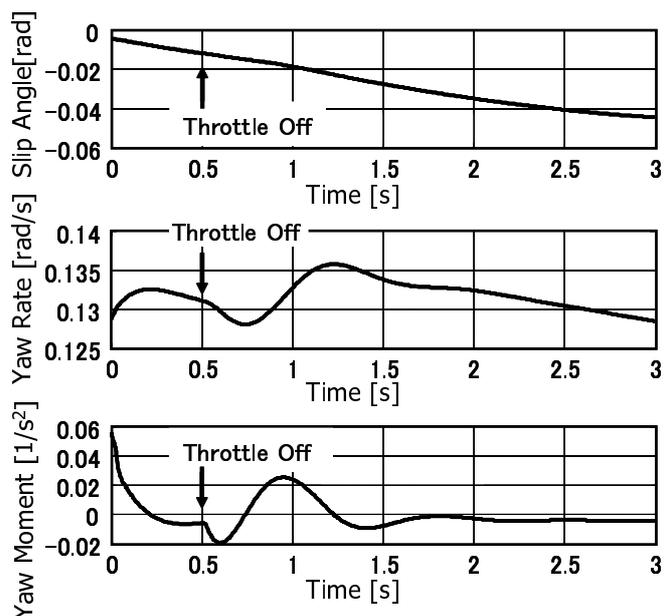


(b) Steerability performance & control inputs

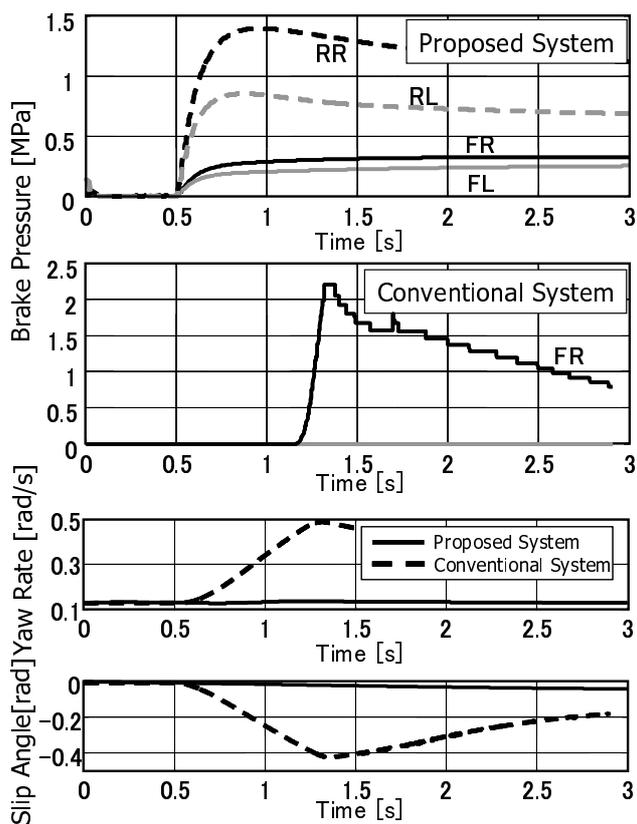
### エンジンプレーキによる不安定挙動の安定化

後輪駆動車で限界旋回時にアクセルオフすると、エンジンプレーキによる後輪の減速スリップ率の増大と荷重移動によって、前輪の横力は増大し後輪の横力は減少する。そのため場合によっては不安定な挙動を示すことがある。図 4.3(a) のようにこのときの車体スリップ角やヨーレートの変化は比較的ゆっくりとしており、従来の車両状態量フィードバック制御では目標車両挙動と実際の車両挙動との乖離がセンサ誤差に埋もれてしまい、十分な制御量が得られないことがあった。

本手法を用いると、スロットルオフに起因して発生するヨーモーメントの変化をモデルベースで算出し、ドライバのスロットル操作に基づいて車両挙動が出る前からフィードフォワード的にヨーモーメントのアンバランスを補償できるため、従来よりも早いタイミングで制御を開始することが可能で、そもそも不安定挙動そのものが発生しにくい(図 4.3)。



(a) Vehicle states in tack-in maneuver



(b) Control results

図- 4.3 Throttle off (tack-in) maneuver

### 4.3 4輪制駆動力・ステア統合による

#### 車体フォース&モーメントの実現

##### 4.3.1 最急降下法を用いたタイヤ発生力最適化アルゴリズム

4.2.1項では各輪のスリップ率の最適化によって各輪のタイヤの負担を最小化しつつ所望の車体発生力と実際の発生力との誤差を最小化するアルゴリズムを示したが、スリップ率のみの制御では以下の点で課題がある。一つは目標としているスリップ率0のときの車体横力に対して制駆動力発生時の車体横力は必ず小さくなること。もう一つはヨーモーメント目標が非常に大きい場合、タイヤの前後力差だけでは目標ヨーモーメントが達成できずタイヤ横力を変化も利用するためにはスリップ率の制御量が大きくなることである。これらの課題は制駆動力とステアリング制御の統合によって解決できる。

最適化アルゴリズムの前輪ステアリングへの拡張は、式(4.1),(4.2),(4.6),(4.7),(4.9)に対して前輪ステアリングの制御量である前輪タイヤスリップ角( $\alpha_{tf}$ )に関する要素を追加してそれぞれ次式に置き換えることにより実現できる。

$$\mathbf{u} = [\kappa_{fl} \quad \kappa_{fr} \quad \kappa_{rl} \quad \kappa_{rr} \quad \alpha_{tf}]^T \quad (4.16)$$

$$\delta\mathbf{u} = [\delta\kappa_{fl} \quad \delta\kappa_{fr} \quad \delta\kappa_{rl} \quad \delta\kappa_{rr} \quad \delta\alpha_{tf}]^T \quad (4.17)$$

$$W_{\delta\mathbf{u}} = \text{diag}(W_{\delta\kappa_f}, W_{\delta\kappa_f}, W_{\delta\kappa_r}, W_{\delta\kappa_r}, W_{\delta\alpha_{tf}}) \quad (4.18)$$

$$W_{\mathbf{u}} = \text{diag}(W_{\kappa_f}, W_{\kappa_f}, W_{\kappa_r}, W_{\kappa_r}, W_{\alpha_{tf}}) \quad (4.19)$$

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial \kappa_{fl}} & \frac{\partial F_x}{\partial \kappa_{fr}} & \frac{\partial F_x}{\partial \kappa_{rl}} & \frac{\partial F_x}{\partial \kappa_{rr}} & \frac{\partial F_x}{\partial \alpha_{tf}} \\ \frac{\partial F_y}{\partial \kappa_{fl}} & \frac{\partial F_y}{\partial \kappa_{fr}} & \frac{\partial F_y}{\partial \kappa_{rl}} & \frac{\partial F_y}{\partial \kappa_{rr}} & \frac{\partial F_y}{\partial \alpha_{tf}} \\ \frac{\partial M_z}{\partial \kappa_{fl}} & \frac{\partial M_z}{\partial \kappa_{fr}} & \frac{\partial M_z}{\partial \kappa_{rl}} & \frac{\partial M_z}{\partial \kappa_{rr}} & \frac{\partial M_z}{\partial \alpha_{tf}} \end{bmatrix} \quad (4.20)$$

同様に後輪タイヤスリップ角に関する要素を追加することによって前後輪ステアリング制御にも拡張可能であるが、最適化演算に必要な演算量は制駆動力のみの制御に比べて $J$ の次元の2乗オーダーで増加する。

表- 4.1 Driving condition

vehicle speed	$v_x$	23.2	m/s
driver's steering angle	$\delta_{MA}$	$150/\pi$	rad
yaw rate	$\gamma_v$	0.39	rad/s
body slip angle	$\beta_v$	-0.1	rad
friction coef. between road and tire	$\mu_{road}$	0.3	-
target yaw moment	$M_{vz}^*$	-15000	Nm

### 4.3.2 シミュレーション

以下に一般的な3000ccクラスの乗用車の諸元を用いた場合のシミュレーション結果を示す。ここで述べるタスクでは駆動力は制御できないと仮定し、4輪の制動力制御とステアリング統合制御の結果について述べる。

ステアリング統合の有無による制御量の違い 表 4.1 に示す走行条件、すなわち左旋回中に車体スリップ角が大きくなった場合（スピン抑制制御）の制御量の違いを図 4.4 に示す。

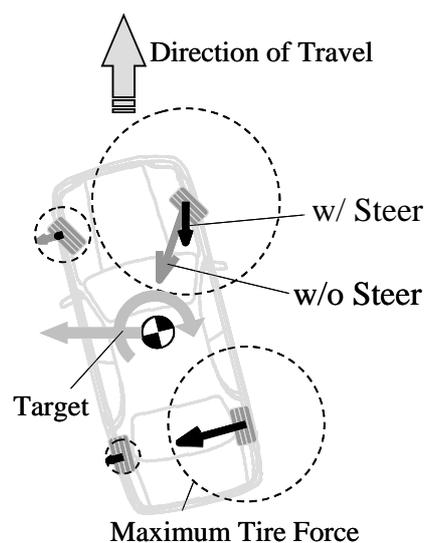


図- 4.4 Force distribution differences between steering and non steering control

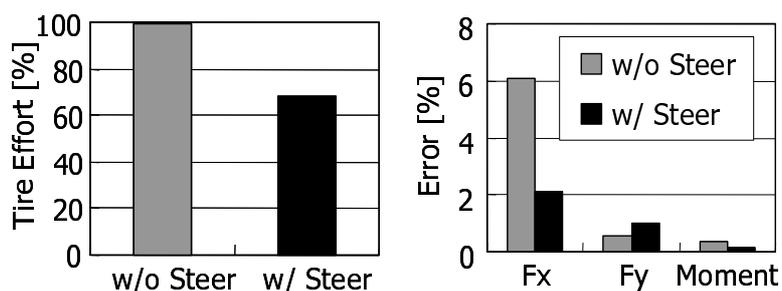


図- 4.5 Distribution error differences between steering and non steering control

ステアリングを用いない制御 (w/o Steer) では、右向きのヨーモーメントを発生させるために右前輪に大きな制動力を発生させていることが分かる。このときのスリップ率は0.3となりタイヤの負荷が大きくなる。一方でステアリング制御を行った場合 (w/ Steer) は、前輪の横力を減らすことによって目標ヨーモーメントを達成しておりタイヤの負荷を減らしつつ目標ヨーモーメントを達成している。次に図 4.5 にそれぞれの制御による目標に対する誤差と4輪のタイヤ負荷の和を示す。ここでタイヤ負荷とはタイヤ発生力の和を最大発生力の和で正規化したもので、限界旋回時のスピン抑制のようなタスクではステアリング統合制御の方が少ないタイヤ負荷で制御可能であることを示している。また制御誤差については、4輪制駆動力制御が前後方向に大きく、ステアリング統合制御では横方向により大きく発生している。ヨーモーメントに対してはステアリング統合制御の方が誤差を小さく抑えることが出来ている。

スラローム時の操縦安定性向上 低 $\mu$ 路面でのスラローム時のヨーレートと制御量を図 4.6 に示す。先ほどと同様に路面摩擦係数0.3の滑りやすい路面でハンドル角90[deg]、周波数0.7[Hz]のsin操舵(Driver's Steer)をした場合、制御なし(No. Ctrl.)ではヨーレートが発散してしまうが、統合制御ではステアリング制御有り無しにかかわらずいずれの制御でも車両の安定化が可能である。さらにステアリング統合制御(w/ Steer)の方がドライバのステアリング操作に対するヨーレートの遅れが少ない。またこのときの制御に用いた制動力を比較すると、ステアリング統合制御では4輪制動のみの制御(w/o Steer)に比べ少ない制動力で制御可能である。さらにこのときの制御によるアクティブ前輪操舵(AFS)の量も最大2[deg]程度であり十分小さい操作量で制御可能である。

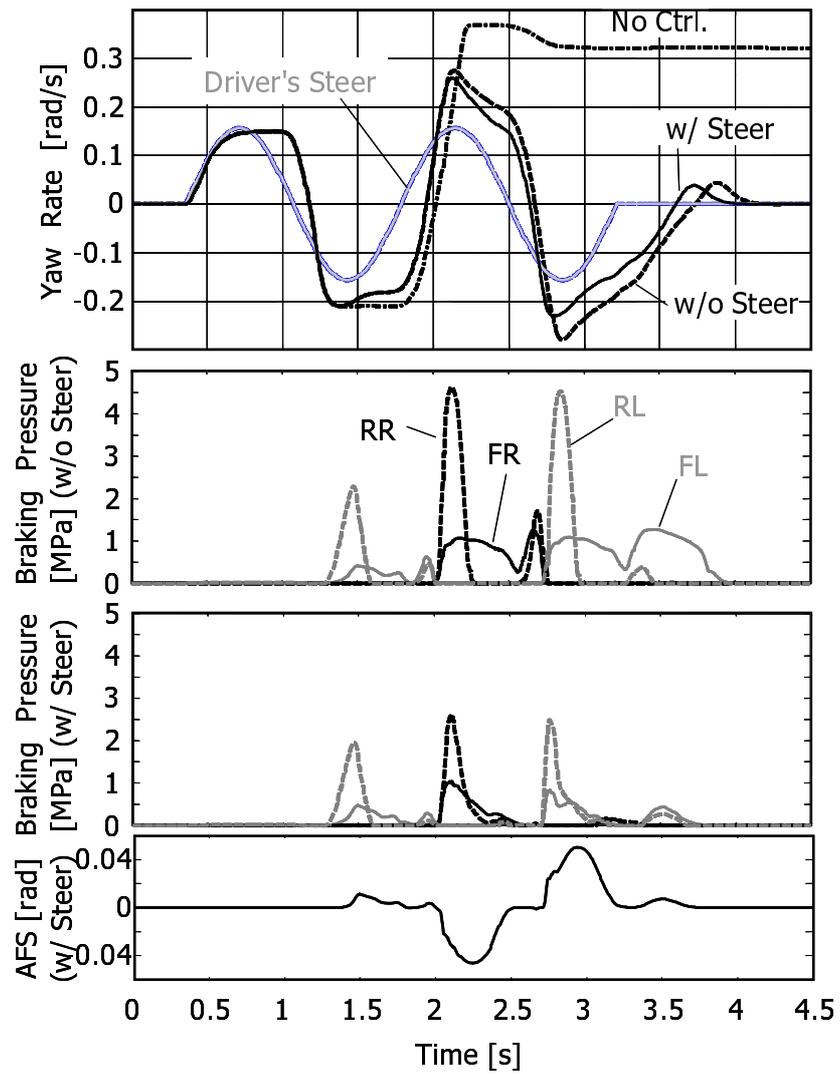


図- 4.6 Slalom maneuver

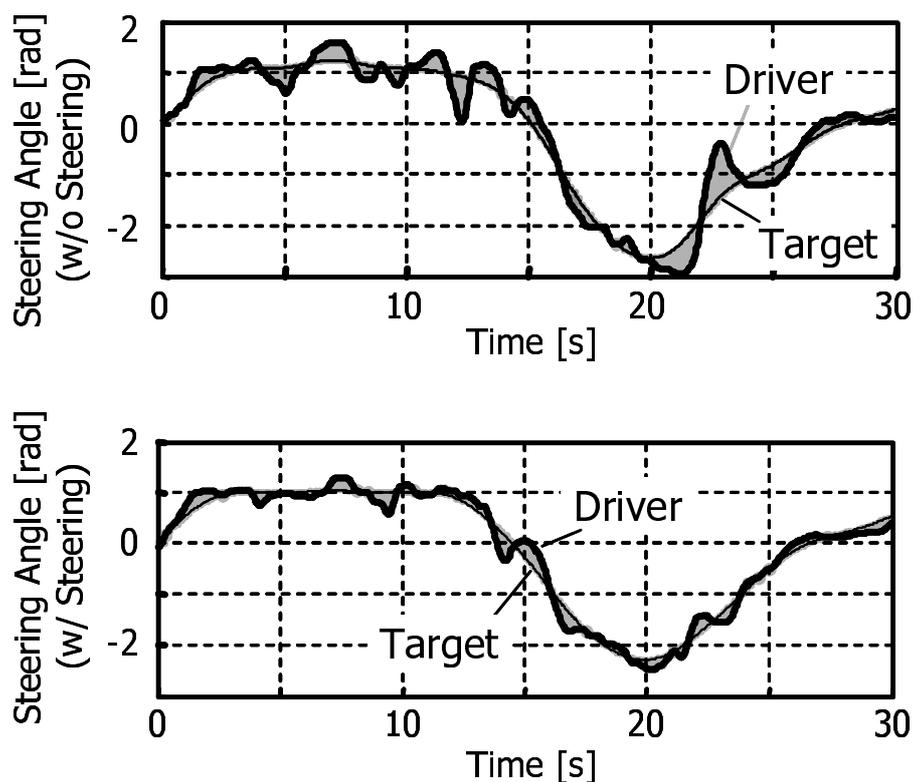


図- 4.7 Difference of driver's steering

### 4.3.3 実車実験結果

前輪ステアリングと4輪制駆動力の統合制御の効果を実車実験により検証する。実験に用いた車両は前輪のアクティブステアリングと4輪独立制動が可能な後輪駆動車である。走行条件は実低 $\mu$ 路面での旋回登坂で、ステアリング制御の有無に対する比較を行った。まず図4.7にそれぞれの制御を行ったときのドライバの操舵波形を示す。太線がドライバの操舵角、細線はドライバの舵角に0.3[Hz]のローパスフィルタをかけたもので、走行コース形状に対応した舵角を表していると考えられる。よって両者の差であるハッチングした領域がドライバの修正操舵とみなすことができる。実路走行時の種々の外乱に対して旋回安定性を保つためのヨーモーメントと登坂のための駆動力を両立しつつ限界状態をトレースしなければならない本タスクにおいては、両制御ともある程度ドライバのステアリングの修正が必要であるが、ステアリング制御あり(w/Steer)の場合にはドライバの修正量が少なくなっている。

次に図 4.8 にそのときの車体前後加速度を示す．矢印で示した領域はドライバーが加速要求をしている領域を示す．一般に実車両では駆動より制動の方が応答が速くかつ大

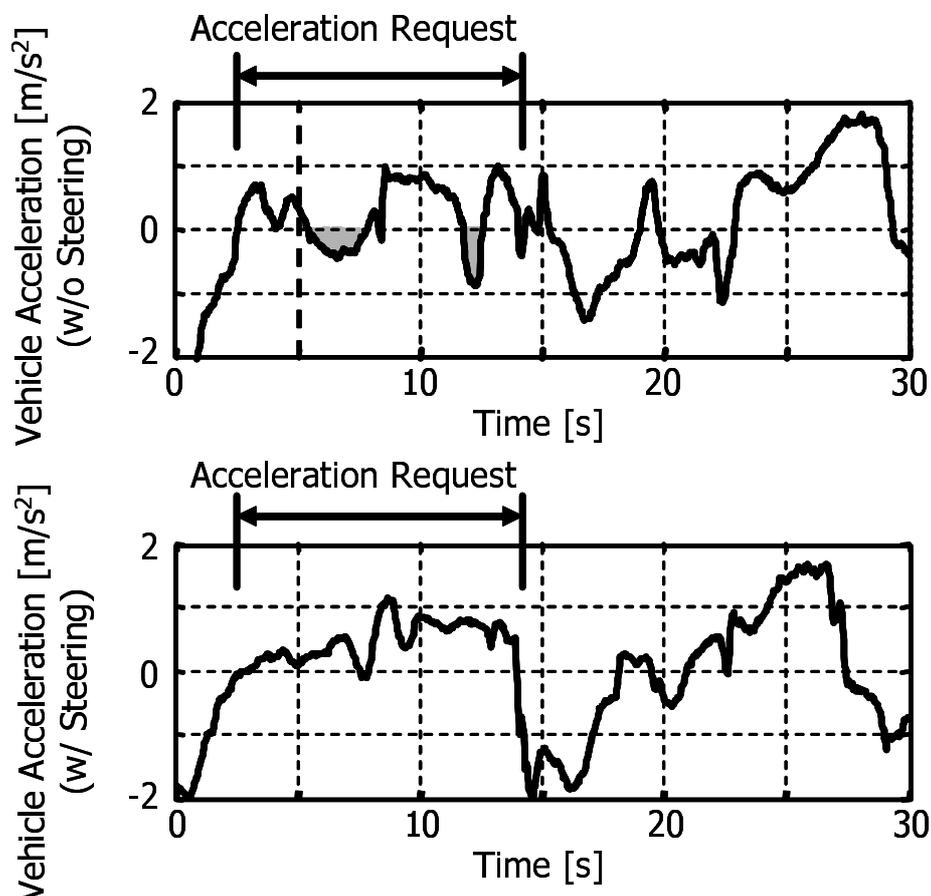


図- 4.8 Difference of vehicle acceleration

きな力が発生できる．ステアリング制御なし (w/o Steer) の場合には必要なヨーモーメントを制駆動力差によって発生するため，路面外乱などにより急激に大きなヨーモーメントが必要とされるような場合に制動力が多く使われることがある．図 4.8 中のハッチングした部分でも，ステアリング制御なしではドライバーが加速要求を出しているにもかかわらず車体前後加速度が負（減速）になっている．一方でステアリング制御あり (w/ Steer) の場合は，前輪アクティブステアリングを用いることによって制動力に頼らずともヨーモーメントを発生することが出来るためドライバーの加速要求に反した減速度は発生していない．

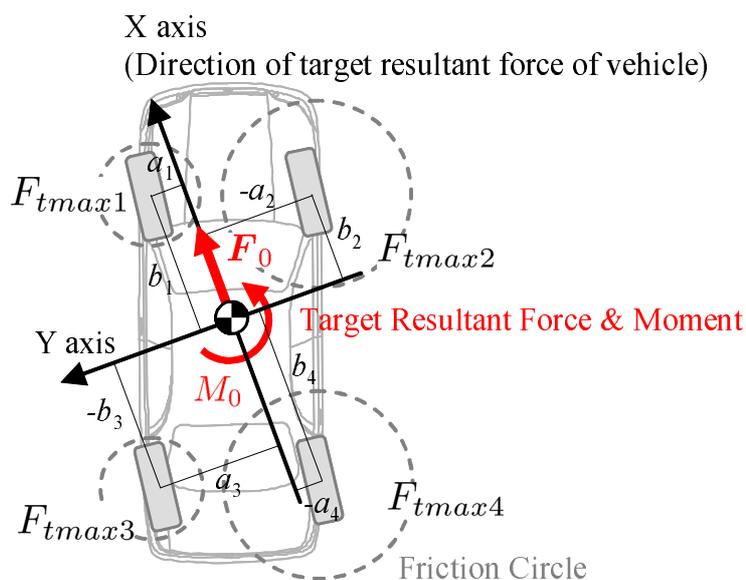


図- 4.9 Coordinate system of the vehicle corresponding to resultant force

#### 4.3.4 擬似逆行列を用いたタイヤ発生力最適化アルゴリズム

4輪へのフォース&モーメントの配分は，目標の車体フォース&モーメント ( $F_0, M_0$ ) を達成しつつ式 (4.21) に定義するタイヤの  $\mu$  利用率 ( $\gamma_{ti}$ ) が4輪で同じ値 ( $\gamma_t$ ) であつ  $\gamma_t$  が最小になるように行う．

$$\gamma_{ti} \equiv \frac{\sqrt{F_{txi}^2 + F_{tyi}^2}}{F_{tmax\ i}} \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (4.21)$$

ここでは車両の座標系を図 4.9 のように定義し，車体へ目標の力の方向を X 軸に取り，直行する方向を Y 軸とする．さらに各輪のタイヤ発生力が車体の X 軸となす角を  $q_i$  とする (図 4.10)．いま目標車体フォース&モーメント ( $F_0, M_0$ ) を実現することを拘束条件とすると次式が与えられる．目標車体力の方向を X 軸に取っているので，X 軸方

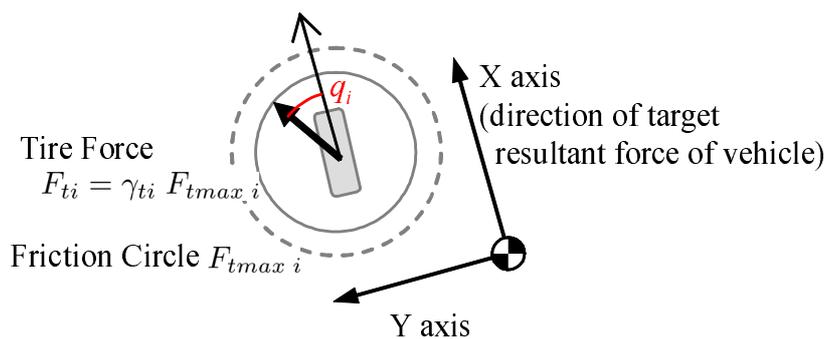


図- 4.10 Coordinate system of tire

向の力の大きさは  $F_0$  と一致し, Y 軸方向の力の大きさは 0 となる.

$$\gamma_t \sum_{i=1}^4 F_{tmax i} \cos q_i = F_0 \quad (4.22)$$

$$\gamma_t \sum_{i=1}^4 F_{tmax i} \sin q_i = 0 \quad (4.23)$$

$$\gamma_t \sum_{i=1}^4 F_{tmax i} (-a_i \cos q_i + b_i \sin q_i) = M_0 \quad (4.24)$$

式 (4.22)-(4.24) から  $\gamma_t$  を消去することによって  $q_i$  に対する以下の拘束条件が与えられる.

$$\sum_{i=1}^4 F_{tmax i} \sin q_i = 0 \quad (4.25)$$

$$\sum_{i=1}^4 \{b_i F_0 \sin q_i - (a_i F_0 + M_0) \cos q_i\} = 0 \quad (4.26)$$

$\gamma_t$  を最小化するための評価関数は以下のように定義する.

$$L = \frac{(l_p F_0)^2 + M_0^2}{\gamma_t} \quad (4.27)$$

ここで  $l_p$  は力とモーメントの次元を合わせるために導入した各輪と車両重心との典型的な距離である.  $F_0, M_0, l_p$  はいずれも定数であり  $\gamma_t$  の最小化は  $L$  の最大化問題に帰着する. さらに式 (4.22), (4.24) を式 (4.27) に代入することにより次式を得る.

$$L = \sum_{i=1}^4 F_{tmax i} \{ (l_p^2 F_0 - a_i M_0) \cos q_i + b_i M_0 \sin q_i \} \quad (4.28)$$

最適化演算にあたり拘束条件は1次, 評価関数は2次で近似する. 式(4.25),(4.26)を  $q_{i0}$  周りでテーラー展開すると,

$$\sum_{i=1}^4 F_{tmax\ i} \cos q_{i0} \cdot q_i = \sum_{i=1}^4 F_{tmax\ i} (q_{i0} \cos q_{i0} - \sin q_{i0}) \quad (4.29)$$

$$\begin{aligned} & \sum_{i=1}^4 \{b_i F_0 \cos q_{i0} + (a_i F_0 + M_0) \sin q_{i0}\} \\ &= \sum_{i=1}^4 \{b_i F_0 (q_{i0} \cos q_{i0} - \sin q_{i0}) \\ & \quad + (a_i F_0 + M_0) (q_{i0} \sin q_{i0} + \cos q_{i0})\} \end{aligned} \quad (4.30)$$

同様に式(4.28)を  $q_{i0}$  周りで2次のテーラー展開すると

$$L = \sum_{i=1}^4 F_{tmax\ i} \left\{ -\frac{1}{2} D_i (q_i - X_i)^2 + Y_i \right\} \quad (4.31)$$

ただし,

$$D_i = (l_p^2 F_0 - a_i M_0) \cos q_{i0} + b_i M_0 \sin q_{i0} \quad (4.32)$$

$$\begin{aligned} N_i &= (l_p^2 F_0 - a_i M_0) (q_{i0} \cos q_{i0} - \sin q_{i0}) \\ & \quad + b_i M_0 (q_{i0} \sin q_{i0} + \cos q_{i0}) \end{aligned} \quad (4.33)$$

$$X_i = \frac{N_i}{D_i} \quad (4.34)$$

$$\begin{aligned} Y_i &= (l_p^2 F_0 - a_i M_0) \\ & \quad \cdot \left\{ \left(1 - \frac{q_{i0}^2}{2}\right) \cos q_{i0} + q_{i0} \sin q_{i0} \right\} \\ & \quad + b_i M_0 \left\{ \left(1 - \frac{q_{i0}^2}{2}\right) \sin q_{i0} - q_{i0} \cos q_{i0} \right\} \\ & \quad + \frac{N_i^2}{2D_i} \end{aligned} \quad (4.35)$$

ここで  $D_i > 0$  と仮定すると,  $L$  の最大化問題は以下の  $L'$  を最小化する問題に書き換えられる.

$$L' = \sum_{i=1}^4 p_i^2 \quad (4.36)$$

ただし  $p_i$  は次式で与えられるものとする.

$$p_i = \sqrt{F_{tmax\ i} D_i} (q_i - X_i) \quad (4.37)$$

$L'$  の最小化は  $p = [p_1 \ p_2 \ p_3 \ p_4]^T$  のユークリッドノルム最小化問題に置き換えられ、その最適解は以下の擬似逆行列演算によって得られる。

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} E_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & E_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & E_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & E_4 \end{bmatrix} \\ &\cdot \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} & G_{13} & G_{14} \\ G_{21} & G_{22} & G_{23} & G_{24} \end{bmatrix}^+ \begin{bmatrix} H_1 \\ H_2 \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.38)$$

ここで、

$$\begin{aligned} E_i &= \frac{1}{\sqrt{F_{tmax\ i} D_i}} \\ G_{1i} &= \sqrt{\frac{F_{tmax\ i}}{D_i}} \cos q_{i0} \\ G_{2i} &= \sqrt{\frac{F_{tmax\ i}}{D_i}} \{q_{i0} \cos q_{i0} + (a_i F_0 + M_0) \sin q_{i0}\} \\ H_1 &= \sum_{i=1}^4 F_{tmax\ i} \{q_{i0} \cos q_{i0} - \sin q_{i0} - X_i \cos q_{i0}\} \\ H_2 &= \sum_{i=1}^4 F_{tmax\ i} \{b_i F_0 (q_{i0} \cos q_{i0} - \sin q_{i0} - X_i \cos q_{i0}) \\ &\quad + (a_i F_0 + M_0) \\ &\quad \cdot (q_{i0} \sin q_{i0} + \cos q_{i0} - X_i \sin q_{i0})\} \end{aligned}$$

また  $A^+$  は行列  $A$  の擬似逆行列を表す。以上の結果を用いて Sequential Quadratic Programming Method (SQP 法) に基づく繰り返し演算により最適解  $q_i$  を求める。

### 4.3.5 シミュレーション

ここで示した手法が従来提案されている手法<sup>53)</sup>と比較して4輪のタイヤの力を使い切るという意味での理論限界が達成されていることを示す．従来手法との違いは評価関数の選び方で，従来手法では次式のように $\mu$ 利用率の2乗和を評価関数としこれを最小化する．それに対し提案手法が最小化するの均等化した各輪の $\mu$ 利用率 $\gamma_t = \gamma_{ti}$ である．

$$L = \sum_{i=1}^4 \gamma_{ti}^2 = \sum_{i=1}^4 \frac{F_{txi}^2 + F_{tyi}^2}{F_{tmaxi}^2} \quad (4.39)$$

図4.11-図4.14は左右輪で路面摩擦係数( $\mu_{road}$ )が異なる路面での直進制動の結果である．またぎ制動と呼ばれるこのような制動状態では，各輪が最大制動力を発生すると左右輪の制動力差によって高 $\mu$ 側に向かってヨーモーメントが発生し車両の向きが変わってしまう．図4.11の例では，各輪の制動力を最大制動力に相当する円の大きさまで発生すると車両は反時計回りに偏向する．またヨーモーメントの発生を避けるために左輪の制動力を右輪と同じ値にすると，4輪の和としての車体減速力が十分得られない．このように車両の偏向を避けるためにヨーモーメントを発生させずに目標の車体減速力を実現するような各輪のタイヤ発生力を求めることは，特に目標車体発生力が大きいときには簡単ではない．

図4.11は目標車体発生力の大きさを7000Nとしたときの配分結果である．この場合にはどちらの手法を用いてもヨーモーメントは0，車体発生力は減速方向に7000Nという目標が達成される各輪のタイヤ発生力を求めることができた．

次に図4.12に目標車体発生力を10000Nとしたときの配分結果を示す．目標車体発生力が限界に近づくと，従来手法では目標車体発生力の方向に誤差が発生する．これは従来手法では式(4.39)の評価関数に基づいて最適化するため評価関数の値を増さずにより大きな力を発生できる荷重の大きな輪(この場合左輪)に対してより大きなタイヤ発生力が配分される傾向を持つためである．

その結果，図4.13に示したように荷重が大きい輪から先に $\mu$ 利用率が飽和し，ハッチングされた領域では目標発生力が達成できない．一方で提案したアルゴリズムによれば，より大きな目標発生力まで $\mu$ 利用率が飽和せずハッチングされた領域も小さく

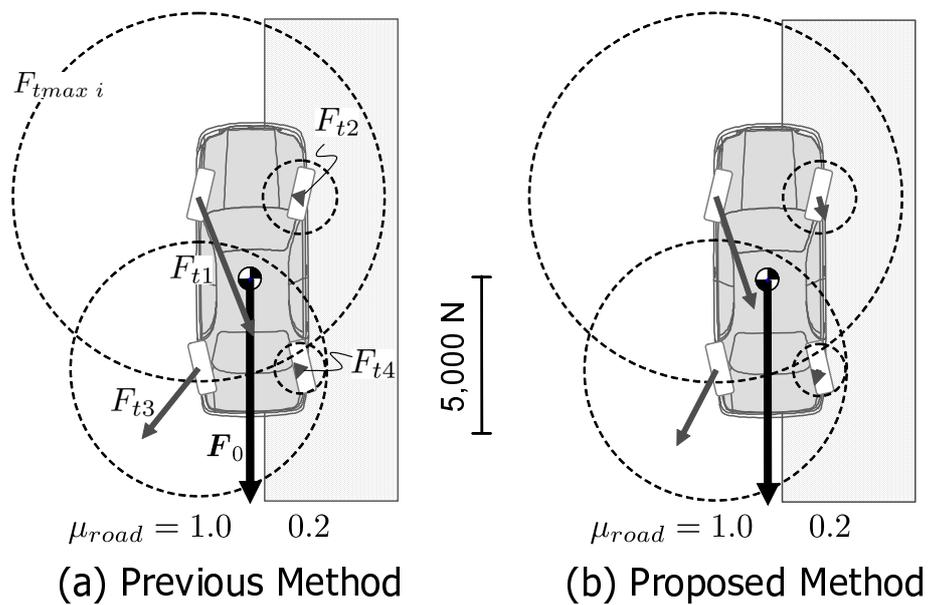


図- 4.11 Straight braking on split surface road ( $F_{vx}^* = 7000[\text{N}]$ )

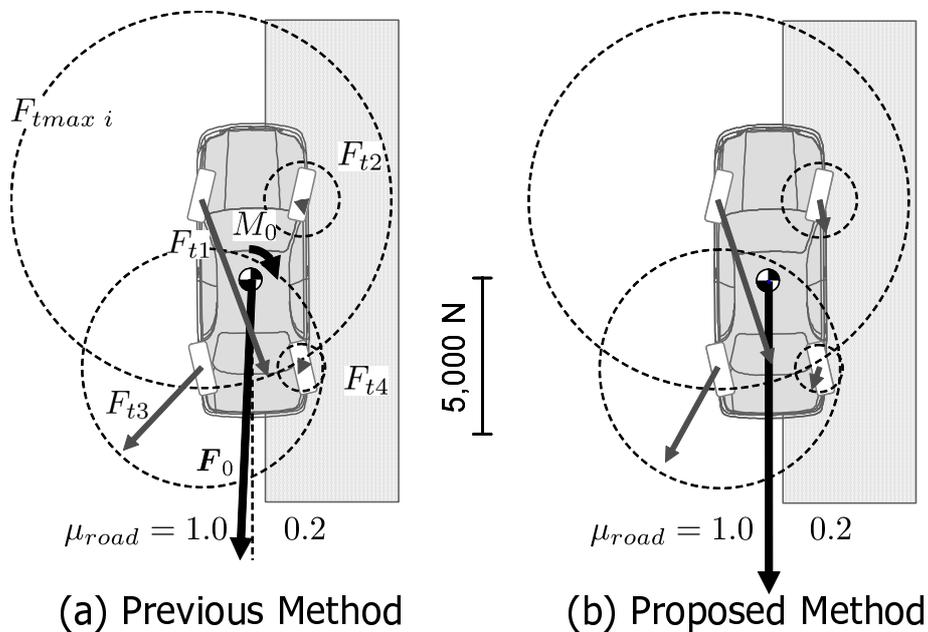


図- 4.12 Straight braking on split surface road ( $F_{vx}^* = 10000[\text{N}]$ )

なる．このときの目標発生力と両アルゴリズムが達成する各輪タイヤ発生力の合力を図 4.14 に示す．ハッチングされた領域は従来法が目標値を達成できなくなる領域であるが，提案手法ではハッチングされた領域でも目標値と一致しており，より広い範囲で目標発生力を達成できることを示している．

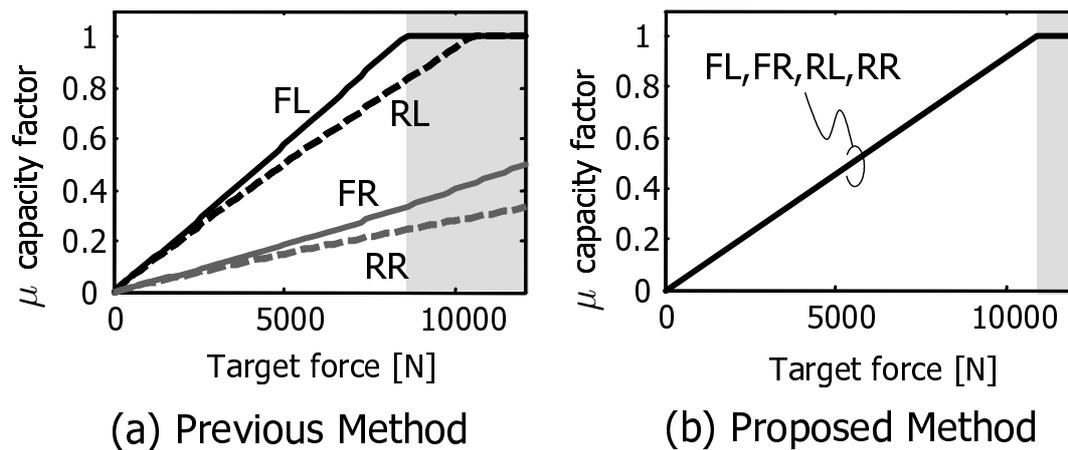


図- 4.13 Tire myu ratio on straight braking of split surface road

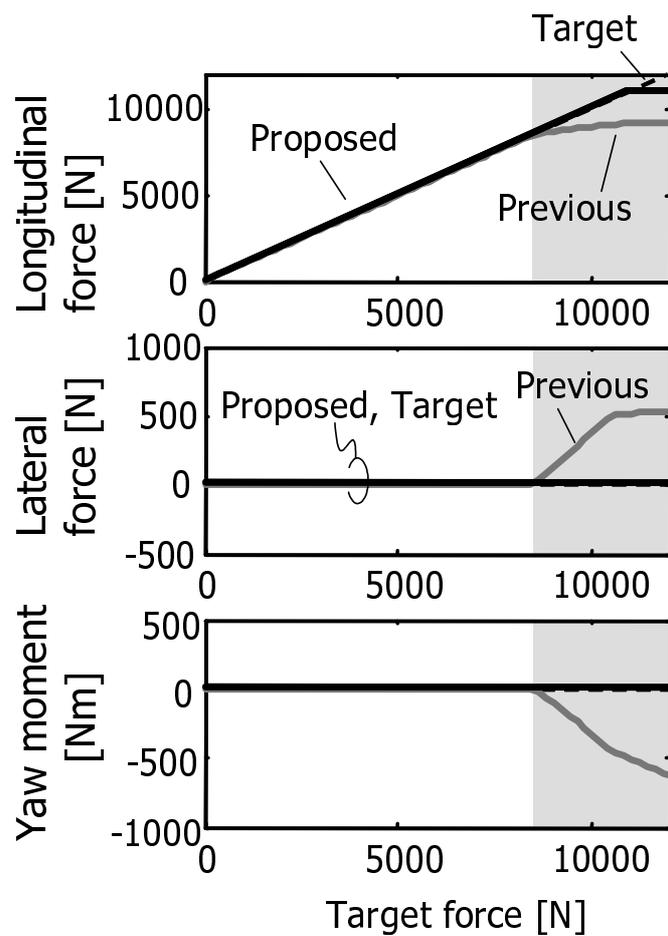


図- 4.14 Generated force and moment on straight braking of split surface road

## 4.4 まとめ

目標車体フォース&モーメントの各輪タイヤ発生力への配分制御について述べた。配分の手法やその実現の難しさは制御システムの構成によって大きく影響を受ける。配分手法という点から見れば、各輪のタイヤ発生力が完全に自由に制御可能なシステムの方が最適化に関する制約条件が少ないという意味で容易である。一方で実現性という点から見れば、配分自由度の増加に伴う最適化パラメータの増加は配分アルゴリズムの実時間演算を難しくする。また実際に各輪のタイヤ発生力を完全に独立制御可能なデバイスもいまだ研究レベルである。本章では配分の自由度として4.2節で各輪の制駆動（前後）力のみを用いた場合について述べ、4.3節で各輪の制駆動・ステアリング（前後・横力）を用いた場合への拡張について述べた。4.2節で示した手法は現在広く実用化され車両安全に貢献している。

配分の手法に関しては、ステアリング・制駆動を利用した4輪タイヤ発生力配分の中で、最急降下法に基づく方法と擬似逆行列の特性を生かした手法を示した。2つのアルゴリズムの違いは、単に最適化手法の違いだけではなくその評価関数や制約条件の選び方にある。配分制御の第1の目的は目標の車体フォース&モーメントと4輪のタイヤ発生力の合力とを一致させることであるが、4.3.1項で示したアルゴリズムはその差を評価関数の中に入れ最小化する。そのため両者が完全に一致するとは限らない。一方で4.3.4項で示したアルゴリズムでは、目標車体発生力とタイヤ発生力の合力を等式拘束条件として定式化するため両者は常に一致する。しかしながら逆の見方をすれば常に実現可能な目標車体フォース&モーメントを与えなければならず、これもまた難しい。後者のアルゴリズムでは、車体フォース&モーメントが実現不可能な値の場合にはタイヤ $\mu$ 利用率が1を超えるなど実現不可能な解しか得られない場合がある。そのため前者のアルゴリズムのように車体フォース&モーメントが厳密に実現可能であるかどうかにかかわらずできるだけ近い値を実現してくれるほうが使いやすい場合もある。2.4節において各階層間の情報のやり取りが重要であることを述べたが、ここで取り上げた配分誤差や $\mu$ 利用率のような値は上位の階層にフィードバックされ、必要があれば目標車体フォース&モーメントを修正するために用いられる。その修正の仕方によっていずれの配分アルゴリズムがより使いやすいかが分かれる。すなわち定性的な修正の方向のみを示す場合は前者、厳密にフォース&モーメントを管理したい場合は後

者のアルゴリズムが適するであろう。

また 4.3.4 項で示したアルゴリズムの中で擬似逆行列の利点をうまく適用できるのは 4 輪のタイヤ発生力が独立かつ任意の値に制御可能な場合に限られる。左右輪の舵角を等しくしたり駆動方式を考慮するなど制御可能なタイヤ発生力に制約がある場合、4.3.1 項で示したアルゴリズムのほうが修正が容易である。実際にシステムを構築するときには、これらのことを十分に考えた上でアルゴリズムを選定する必要がある。

# 第5章 プレビュー情報を用いた 物理的な制約条件下での 目標車両運動の導出

## 5.1 はじめに

前章までに目標の車両運動を実現するために有効な制御手法として階層型のアルゴリズム構造を提案し、種々のアクチュエータの協調制御により最適な4輪のタイヤ発生力を実現する手法を示した。また提案した車両運動制御により、限界走行時の安定性向上のみならず通常走行時からのシームレスな制御による操縦性の向上が実現されることをシミュレーションと実車で検証した。

一方で目標となる車両運動をどのように求めるかという命題については、依然として明解な解答が得られていない課題が多く残っている。前章までの検討ではドライバのステアリングやブレーキ/アクセルペダル操作を是とし、これを通常走行時の車両運動モデルに入力して得られた車両運動を目標の車両運動としていた。しかしながら近年、カメラやレーダなどの車載センサや認識技術の発展、ITSなどのインフラからの情報整備などによって車両前方の走路情報が得られるようになりつつあり、ドライバの操作情報以外にもこれらの情報をも用いて車両運動目標を決定し、車両運動性能を向上させることが望まれている。その典型的な例が障害物回避問題であり、ドライバの操作より物理的な制約条件が優先されるべき場合の一つといえる。これに対し向井らは移動する障害物に対して車体に発生する力と車体の横移動距離を最小にしつつ回避を行う手法を示している<sup>80)</sup>。さらに緊急状態での衝突回避性能を極限まで高めるためには、車両の限界性能を引き出して最短距離で回避を実現する車両軌跡を求めることが要求される。また衝突回避を行うためには障害物のどれくらい手前から回避を

開始すればよいかを知ることもまた適切な警報タイミングを与える上で重要である。

このような命題に対して、我々はプレビュー情報などにより回避すべき横移動距離が与えられたときに最短距離での回避を実現する制御手法を提案してきた<sup>159)</sup>。これまでの手法では、車体の最適軌跡を実現する力とモーメントを求める問題を目標車体フォース&モーメントの時系列をパラメータとした静的な最適化問題に帰着し、錘線形計画法<sup>160)</sup>などの高速な数値演算手法に基づき求めていた。本章ではこれをさらに進めてオンライン実装可能なコントローラを理論解から導く。まず車体を質点と見なし終端時間自由の最適制御問題として定式化する。つぎに最適性の条件により最適開ループ制御  $u(t)$  を導出し、フィードバック制御へ変換する。最後に最適フィードバック制御のコントローラが2次元マップで表現できることを示す。ここで導出したコントローラは、車体に与える最大加速度を指定することが可能で、路面状態や乗り心地などを考慮した制御にも応用が可能である。

こうして得られた最適な車体前後横力は、前章までに述べた手法に基づき各輪の駆動力・ブレーキ・ステアリングの統合制御をすることによって実現できる。その結果最短距離での緊急回避が可能となる。最後に本章で述べる最適目標車両運動生成と前章までの目標車両運動の実現を組み合わせた緊急回避制御の効果をシミュレーションによって検証する。

## 5.2 最短距離での障害物回避

### 5.2.1 二つの回避行動：停止とすり抜け

車両が最短距離で障害物を回避することを考える場合、図 5.1 に示すような二つの行動が考えられる。すなわち、(a) 障害物までに停止する場合と (b) 障害物を避けてすり抜ける場合である。ここでは、すり抜けるとは障害物までに障害物の大きさにあたる横距離  $Y_e$  だけ移動し、かつ終端状態で横速度を 0 にすることと定義する。

ここで停止によって障害物を避ける場合は、車両の質量を  $m_{all}$ 、初速を  $v_0$ 、車両が発生できる最大力を  $F_{vmax}$ 、とすると最短回避距離  $X_{es}$  は、次式のように簡単に求まる。

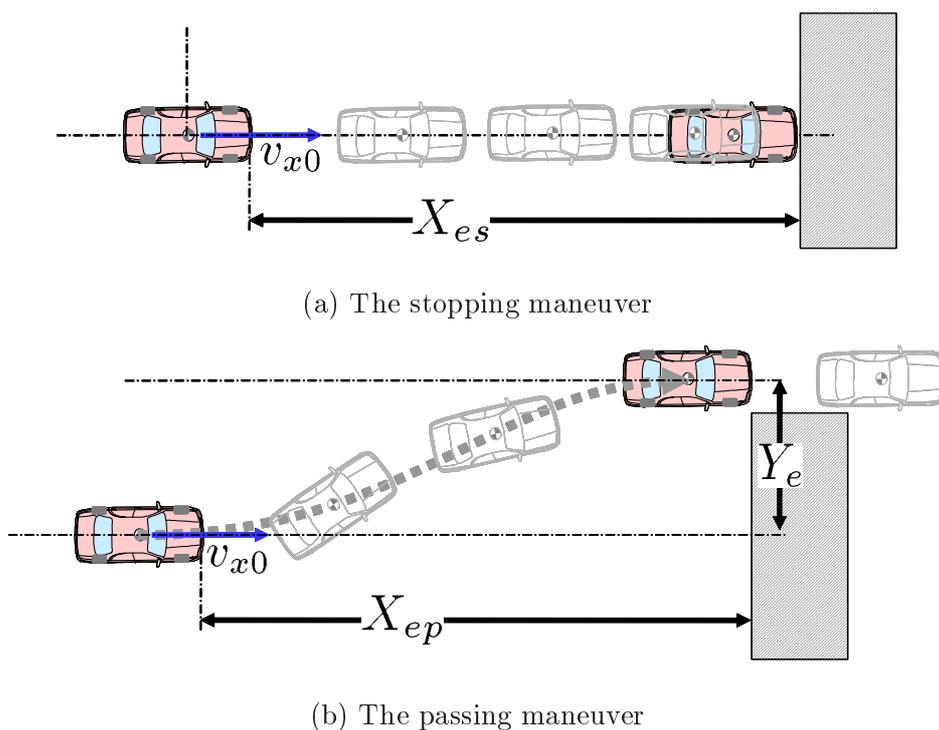


図- 5.1 Obstacle avoidance problem

$$X_{es} = \frac{m_{all} v_0^2}{2 F_{vmax}} \quad (5.1)$$

一方ですり抜けによる回避を考えると、制動と横移動の複合運動が必要となり簡単には求まらない。そこで本章では、すり抜けによる最短距離での回避を取り上げる。一般に車両の平面運動は図 5.1(b) に示すように並進・ヨー運動を伴う剛体運動に簡略化できるが、4 輪の制駆動・ステアリングを自由に制御できるとすればヨー運動なしに並進運動することも可能であり、このとき最大の回避性能が得られることは自明である。よって以下では車両を質点と仮定して最短距離での回避問題を解く。

### 5.2.2 すり抜けによる最短距離回避問題

ここでは緊急回避問題を以下のように考える。

- 車両は質量  $m_{all}$  を持つ質点とする。

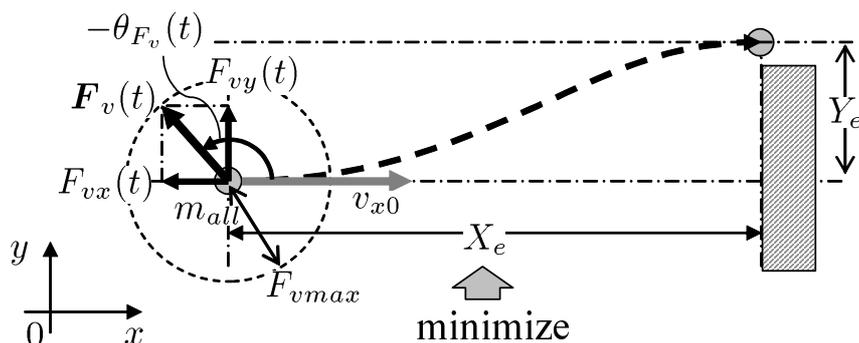


図- 5.2 Passing problem for point mass

- 図 5.2 に示すように，質点は  $x - y$  平面内で  $x$  方向， $y$  方向にそれぞれ初速  $v_{x0}, v_{y0}$  で運動しているとする．
- 質点を  $Y_e$  だけ横 ( $y$  軸) 方向に移動させて，終端での横速度を 0 にしたい．
- このときに質点が縦 ( $x$  軸) 方向に進む距離  $X_e$  を最小にしたい．
- 質点には  $x$  軸方向， $y$  軸方向にそれぞれ力  $F_{vx}(t), F_{vy}(t)$  を加えることができる (制御入力)．ただしその合力の大きさは  $F_{vmax}$  以下とする．

$p_{vx}, p_{vy}$  を車両の位置とし，この問題は以下のように定式化できる．

運動方程式

$$\begin{cases} m_{all} \ddot{p}_{vx} = F_{vx}(t) \\ m_{all} \ddot{p}_{vy} = F_{vy}(t) \end{cases} \quad (5.2)$$

初期条件

$$\begin{cases} \dot{p}_{vx}(0) = v_{x0} \\ \dot{p}_{vy}(0) = v_{y0} \\ p_{vy}(0) = 0 \end{cases} \quad (5.3)$$

終端条件

$$\begin{cases} \dot{p}_{vy}(t_e) = 0 \\ p_{vy}(t_e) = Y_e \end{cases} \quad (5.4)$$

拘束条件

$$F_{vx}(t)^2 + F_{vy}(t)^2 \leq F_{vmax}^2 \quad (5.5)$$

の下で,

$$X_e = p_{vx}(t_e) - p_{vx}(0) \quad (5.6)$$

を最小化する  $F_v(t)$  (式 (5.7)) を求めよ. ここで,  $t_e > 0$  は終端時刻で未定とする. また,  $\dot{p}_{vx} \geq 0$  とし, 後退はしないとする.

$$\mathbf{F}_v(t) = \begin{bmatrix} F_{vx}(t) \\ F_{vy}(t) \end{bmatrix} \quad (5.7)$$

## 5.3 最短回避問題に対する最適解の導出

### 5.3.1 最適性の条件

一般に制御対象が状態方程式

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t), \quad \mathbf{x}(t_0) = \mathbf{x}_0, \quad t \in [t_0, t_e] \\ \mathbf{x} &\in R^n, \quad \mathbf{u} \in R^r \end{aligned} \quad (5.8)$$

で与えられ, 不等式拘束条件

$$\mathbf{g}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t) \leq 0 \quad (5.9)$$

および終端条件

$$\boldsymbol{\theta}(\mathbf{x}(t_e), t_e) = 0 \quad (5.10)$$

が課せられているとする. ただし  $t_e$  は終端時間でフリーとする. このとき評価関数

$$L = S(\mathbf{x}(t_e), t_e) + \int_{t_0}^{t_e} f_0(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t) dt \quad (5.11)$$

を最小化する最適解  $\mathbf{x}^o(t), \mathbf{u}^o(t)$  に関して以下の結果が知られている<sup>161)</sup>.

ハミルトン関数を以下のように定義する.

$$H(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), \boldsymbol{\psi}(t), t) = f_0(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t) + \boldsymbol{\psi}(t)^T \mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t) \quad (5.12)$$

ただし  $\boldsymbol{\psi}(t) \in R^n$  はラグランジュ乗数関数ベクトルを表す. このとき最適性の条件からベクトル値関数  $\lambda(t) \geq 0$ ,  $\lambda(t) \in R^m$  および定数ベクトル  $\nu$  が存在し, 以下の条件が成立する.

$$\dot{\boldsymbol{\psi}}(t) = -\frac{\partial H(\mathbf{x}^o(t), \mathbf{u}^o(t), \boldsymbol{\psi}(t), t)^T}{\partial \mathbf{x}(t)} - \lambda^T \frac{\partial \mathbf{g}(\mathbf{x}^o(t), \mathbf{u}^o(t), \boldsymbol{\psi}(t), t)^T}{\partial \mathbf{x}(t)} \quad (5.13)$$

$$\frac{\partial H(\mathbf{x}^o(t), \mathbf{u}^o(t), \boldsymbol{\psi}(t), t)^T}{\partial \mathbf{u}(t)} + \boldsymbol{\lambda}^T \frac{\partial \mathbf{g}(\mathbf{x}^o(t), \mathbf{u}^o(t), \boldsymbol{\psi}(t), t)^T}{\partial \mathbf{u}(t)} = 0 \quad (5.14)$$

$$\lambda_i(t) g_i(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), y) = 0 \quad (i = 1, \dots, m) \quad (5.15)$$

また終端条件に対しては以下の式が成立する .

$$\boldsymbol{\psi}^T(t_e) = \frac{\partial S(\mathbf{x}(t), t)}{\partial \mathbf{x}(t)} + \boldsymbol{\nu}^T \frac{\partial \boldsymbol{\theta}(\mathbf{x}(t), t)}{\partial \mathbf{x}(t)} \quad (5.16)$$

$$H|_{t=t_e} = -\frac{\partial S(\mathbf{x}(t), t)}{\partial t} - \boldsymbol{\nu}^T \frac{\partial \boldsymbol{\theta}(\mathbf{x}(t), t)}{\partial t} \quad (5.17)$$

### 5.3.2 最適解の導出

前章で示した最短回避問題における状態方程式は , 式 (5.2), (5.3) より以下のように書ける .

$$\mathbf{x}(t) = [x_1(t) \quad x_2(t) \quad x_3(t)]^T = [\dot{p}_{vx}(t) \quad p_{vy}(t) \quad \dot{p}_{vy}(t)]^T \quad (5.18)$$

$$\mathbf{u}(t) = [u_1(t) \quad u_2(t)]^T = \left[ \frac{F_{vx}(t)}{m_{all}} \quad \frac{F_{vy}(t)}{m_{all}} \right]^T \quad (5.19)$$

$$\mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t) = [u_1(t) \quad x_3(t) \quad u_2(t)]^T \quad (5.20)$$

$$\mathbf{x}(0) = [v_{x0} \quad 0 \quad v_{y0}]^T \quad (5.21)$$

評価関数 (式 (5.11)) は

$$L = \int_0^{t_e} \dot{p}_{vx}(t) dt = \int_0^{t_e} x_1 dt \quad (5.22)$$

と表される . すなわち ,

$$S(\mathbf{x}(t), t) = 0 \quad (5.23)$$

$$f_0(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t) = x_1(t) \quad (5.24)$$

である . また制約条件 (式 (5.9)) は本問題ではスカラー関数であり , 式 (5.5), (5.19) より ,

$$g(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t) = u_1(t)^2 + u_2(t)^2 - \left( \frac{F_{vmax}}{m_{all}} \right)^2 \leq 0 \quad (5.25)$$

で与えられる . さらに終端条件 (式 (5.10)) は式 (5.4) より ,

$$\boldsymbol{\theta}(t) = [x_2(t) - Y_e \quad x_3(t)]^T \quad (5.26)$$

$$\boldsymbol{\theta}(t_e) = 0 \quad (5.27)$$

と定式化できる．

つぎに最適性の条件を満たす制御入力  $\mathbf{u}^o(t)$  を求める．まずハミルトン関数(式(5.12))は式(5.20), (5.24)より

$$H(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t) = x_1(t) + \psi_1(t)u_1(t) + \psi_2(t)x_3(t) + \psi_3(t)u_2(t) \quad (5.28)$$

となる．よって，

$$\frac{\partial H(\mathbf{x}, \mathbf{u}, t)}{\partial \mathbf{x}} = [1 \quad 0 \quad \psi_2(t)]^T \quad (5.29)$$

$$\frac{\partial H(\mathbf{x}, \mathbf{u}, t)}{\partial \mathbf{u}} = [\psi_1(t) \quad \psi_3(t)]^T \quad (5.30)$$

$$\frac{\partial g(\mathbf{x}, \mathbf{u}, t)}{\partial \mathbf{x}} = 0 \quad (5.31)$$

$$\frac{\partial g(\mathbf{x}, \mathbf{u}, t)}{\partial \mathbf{u}} = [2u_1(t) \quad 2u_2(t)]^T \quad (5.32)$$

であり，最適性の条件(式(5.13)-(5.15))より，

$$\begin{bmatrix} \frac{d}{dt}\psi_1(t) \\ \frac{d}{dt}\psi_2(t) \\ \frac{d}{dt}\psi_3(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ -\psi_2(t) \end{bmatrix} \quad (5.33)$$

$$\begin{bmatrix} \psi_1(t) + 2\lambda(t)u_1^o(t) \\ \psi_3(t) + 2\lambda(t)u_2^o(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.34)$$

$$\lambda(t) \left( u_1(t)^2 + u_2(t)^2 - \left( \frac{F_{vmax}}{m_{all}} \right)^2 \right) = 0 \quad (5.35)$$

となる．ここで  $\boldsymbol{\nu} = [\nu_1, \nu_2]^T$  とすると，終端条件(式(5.16), (5.17))は，

$$\frac{\partial \boldsymbol{\theta}(\mathbf{x}, t)}{\partial \mathbf{x}} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.36)$$

$$\frac{\partial \boldsymbol{\theta}(\mathbf{x}, t)}{\partial t} = 0 \quad (5.37)$$

より

$$\boldsymbol{\psi}(t_e) = [0 \quad \nu_1 \quad \nu_2]^T \quad (5.38)$$

$$\begin{aligned}
& H(\mathbf{x}^o(t_e), \mathbf{u}^o(t_e), t_e) \\
&= x_1(t_e) + \psi_1(t_e)u_1(t_e) + \psi_2(t_e)x_3(t_e) + \psi_3(t_e)u_2(t_e) \\
&= 0
\end{aligned} \tag{5.39}$$

となる．これらを解くことにより最適解  $\mathbf{u}^o(t)$  が得られる．

まず式 (5.34), (5.35) から  $\mathbf{u}^o(t)$  は

$$\mathbf{u}^o(t) = \begin{bmatrix} -\frac{F_{vmax}}{m_{all}} \frac{\psi_1(t)}{\sqrt{\psi_1^2(t) + \psi_3^2(t)}} \\ \frac{F_{vmax}}{m_{all}} \frac{\psi_3(t)}{\sqrt{\psi_1^2(t) + \psi_3^2(t)}} \end{bmatrix} \tag{5.40}$$

と表せる．つぎに式 (5.33), (5.38) より  $\psi(t)$  を得る．

$$\psi(t) = \begin{bmatrix} -t + t_e \\ \nu_1 \\ -\nu_1 t + \nu_1 t_e + \nu_2 \end{bmatrix} \tag{5.41}$$

さらに式 (5.27), (5.40), (5.41) より  $x$  方向の終端速度  $x_1(t_e) = v_{xe}$  は

$$x_1(t_e) = \frac{F_{vmax}}{m_{all}} |\nu_2| = v_{xe} \tag{5.42}$$

である．

以上の結果から式 (5.18), (5.19), (5.40), (5.41) を式 (5.8) に代入し，

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ \dot{x}_3(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{F_{vmax}}{m_{all}} \frac{-t + t_e}{\sqrt{(-t + t_e)^2 + (\nu_1(-t + t_e) + \nu_2)^2}} \\ x_3(t) \\ -\frac{F_{vmax}}{m_{all}} \frac{(\nu_1(-t + t_e) + \nu_2)}{\sqrt{(-t + t_e)^2 + (\nu_1(-t + t_e) + \nu_2)^2}} \end{bmatrix} \tag{5.43}$$

を得る．

これを式 (5.21) による初期値，式 (5.26), (5.27), (5.42) による終端条件に基づいて解くと，以下の3つの式を得る．

$$\frac{m_{all}}{F_{vmax}} v_{x0} - \frac{\nu_2^2}{\sqrt{\nu_2^2}} - \frac{\sqrt{(\nu_1 t_e + \nu_2)^2 + t_e^2} - \sqrt{\nu_2^2}}{1 + \nu_1^2} - \frac{\nu_1 \nu_2}{\sqrt{1 + \nu_1^2}^3} Q = 0 \tag{5.44}$$

$$\frac{m_{all}}{F_{vmax}} v_{y0} - \frac{\nu_1 \sqrt{(\nu_1 t_e + \nu_2)^2 + t_e^2} - \nu_1 \sqrt{\nu_2^2}}{1 + \nu_1^2} + \frac{\nu_2}{\sqrt{1 + \nu_1^2}^3} Q = 0 \tag{5.45}$$

$$\begin{aligned} \frac{m_{all}}{F_{vmax}} v_{y0} t_e + \frac{\nu_2 \sqrt{\nu_2^2 (2 - \nu_1^2)}}{2(1 + \nu_1^2)^2} \\ + \frac{((1 + \nu_1^2)(\nu_2 - \nu_1 t_e) - 3\nu_2) \sqrt{(\nu_1 t_e + \nu_2)^2 + t_e^2}}{2(1 + \nu_1^2)^2} \\ - \frac{3\nu_1 \nu_2^2}{2\sqrt{1 + \nu_1^2}^5} Q - \frac{m_{all}}{F_{vmax}} Y_e = 0 \end{aligned} \quad (5.46)$$

ただし,

$$Q = \ln \left( \frac{-(1 + \nu_1^2)t_e - \nu_1 \nu_2 + \sqrt{(\nu_1 t_e + \nu_2)^2 + t_e^2} \sqrt{1 + \nu_1^2}}{-\nu_1 \nu_2 + \sqrt{\nu_2^2} \sqrt{1 + \nu_1^2}} \right) \quad (5.47)$$

よって式 (5.44)- (5.47) から  $v_{x0}, v_{y0}, Y_e, F_{vmax}, m_{all}$  が既知ならば未知数  $t_e, \nu_1, \nu_2$  を決定することができる。これを式 (5.40), (5.41) に代入すれば次式の最適制御入力  $\mathbf{u}^o(t)$  を得ることができる。

$$\mathbf{u}^o(t) = -\frac{F_{vmax}}{m_{all}} \boldsymbol{\mu}^o(t) \quad (5.48)$$

ただし  $\boldsymbol{\mu}^o(t)$  は

$$\boldsymbol{\mu}^o(t) = \begin{bmatrix} \frac{-t + t_e}{\sqrt{(-t + t_e)^2 + (-\nu_1 t + \nu_1 t_e + \nu_2)^2}} \\ \frac{-\nu_1 t + \nu_1 t_e + \nu_2}{\sqrt{(-t + t_e)^2 + (-\nu_1 t + \nu_1 t_e + \nu_2)^2}} \end{bmatrix} \quad (5.49)$$

である。

## 5.4 フィードバックコントローラの導出

### 5.4.1 任意の車速, 加速度以内での回避の実現

ここまでの議論で  $v_{x0}, v_{y0}, Y_e, F_{vmax}, m_{all}$  という5つの値から最適入力を決めるパラメータ  $t_e, \nu_1, \nu_2$  を定めることができることを示したが, これらを求める式は非線形性が高く制御中オンラインで解を得ることは難しい。さらに入力が5次元のためオフライン計算でマップ化しても多くのメモリ量が必要になる。そこでより少ない次元でマップを構成することを考える。

さて, 式 (5.44)- (5.46) の形から  $t_e, \nu_1, \nu_2$  を定めるには,  $m_{all} v_{x0} / F_{vmax}, m_{all} v_{y0} / F_{vmax}, m_{all} Y_e / F_{vmax}$  の値が与えられればよいことは自明である。すなわち, これらを変数に選べば  $t_e, \nu_1, \nu_2$  は3次元のマップで表現できる。以下では最適入力の決定にはさらにこれより1次元低い2次元マップを用いることができることを示す。

今，任意の実数  $a$  によって

$$\frac{m'_{all}}{F'_{max}} v'_{x0} = a \frac{m_{all}}{F_{vmax}} v_{x0} \quad (5.50)$$

$$\frac{m'_{all}}{F'_{max}} v'_{y0} = a \frac{m_{all}}{F_{vmax}} v_{y0} \quad (5.51)$$

$$\frac{m'_{all}}{F'_{max}} Y'_e = a^2 \frac{m_{all}}{F_{vmax}} Y_e \quad (5.52)$$

で関係付けられる 2 組のパラメータ集合  $P = \{v_{x0}, v_{y0}, Y_e, F_{vmax}, m_{all}\}$  および  $P' = \{v'_{x0}, v'_{y0}, Y'_e, F'_{max}, m'_{all}\}$  を考える．また  $P$  が与えられたときの式 (5.44)- (5.46) の解を  $\{t_e, \nu_1, \nu_2\}$  とする．このとき

$$t'_e = a t_e \quad (5.53)$$

$$\nu'_1 = \nu_1 \quad (5.54)$$

$$\nu'_2 = a \nu_2 \quad (5.55)$$

と置くと， $\{t'_e, \nu'_1, \nu'_2\}$  が  $P'$  に対する式 (5.44)- (5.46) の解となることを確かめるのは容易である．

一方パラメータ集合が  $P$  であるときの最適制御の現在値  $\mathbf{u}^o(0)$  は，式 (5.49) より

$$\mathbf{u}^o(0) = -\frac{F_{vmax}}{m_{all}} \boldsymbol{\mu}^o(0) = -\frac{F_{vmax}}{m_{all}} \begin{bmatrix} \frac{t_e}{\sqrt{(t_e)^2 + (\nu_1 t_e + \nu_2)^2}} \\ \frac{\nu_1 t_e + \nu_2}{\sqrt{(t_e)^2 + (\nu_1 t_e + \nu_2)^2}} \end{bmatrix} \quad (5.56)$$

で与えられる．さて，式中の  $\boldsymbol{\mu}^o(0)$  はその形からわかるように式 (5.53)- (5.55) が成り立つとき  $\{t'_e, \nu'_1, \nu'_2\}$  に対しても同じ値をとる．よって上の議論を遡れば  $\boldsymbol{\mu}^o(0)$  は式 (5.50)- (5.52) が満たされれば  $P$  に対しても  $P'$  に対しても同じ値となる．これは， $\{m'_{all} v'_{x0}/F'_{vmax}, m'_{all} v'_{y0}/F'_{vmax}, m'_{all} Y'_e/F'_{vmax}\}$  の 3 変数のうち一つは常に 1 に基準化できることを示す．ここでは

$$\frac{m'_{all}}{F'_{max}} Y'_e = a^2 \frac{m_{all}}{F_{vmax}} Y_e = 1 \quad (5.57)$$

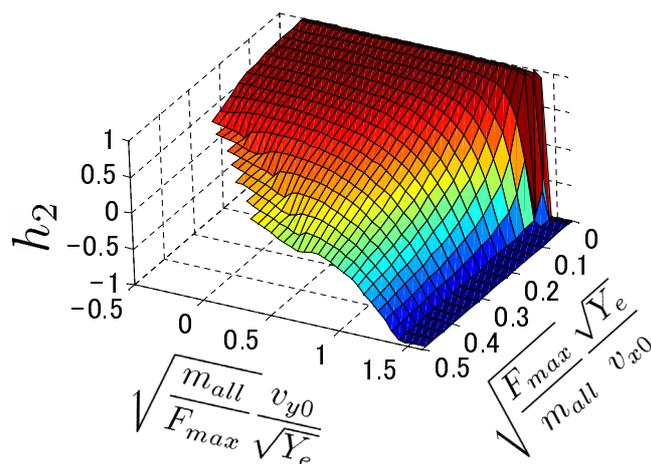


図- 5.3 The map of optimum controller

となるように  $a$  を選ぶ．このとき

$$\begin{aligned} \frac{m'_{all}}{F'_{max}} v'_{x0} &= a \frac{m_{all}}{F_{vmax}} v_{x0} \\ &= \sqrt{\frac{m_{all}}{F_{vmax} Y_e}} v_{x0} \quad \left( \equiv \frac{1}{v''_x} \right) \end{aligned} \quad (5.58)$$

$$\begin{aligned} \frac{m'_{all}}{F'_{max}} v'_{y0} &= a \frac{m_{all}}{F_{vmax}} v_{y0} \\ &= \sqrt{\frac{m_{all}}{F_{vmax} Y_e}} v_{y0} \quad \left( \equiv v''_y \right) \end{aligned} \quad (5.59)$$

となる．したがって  $\mu^o(0)$  は2変数  $v''_x, v''_y$  の関数とみなすことができるので，以下ではこれを

$$\mu^o(0) \equiv \mathbf{h}(v''_x, v''_y) = \begin{bmatrix} h_1 \left( \sqrt{\frac{F_{vmax}}{m_{all}}} \frac{\sqrt{Y_e}}{v_{x0}}, \sqrt{\frac{m}{F_{vmax}}} \frac{v_{y0}}{\sqrt{Y_e}} \right) \\ h_2 \left( \sqrt{\frac{F_{vmax}}{m_{all}}} \frac{\sqrt{Y_e}}{v_{x0}}, \sqrt{\frac{m_{all}}{F_{vmax}}} \frac{v_{y0}}{\sqrt{Y_e}} \right) \end{bmatrix} \quad (5.60)$$

と記述することにする．

$h_2$  に関しては図 5.3 に示すように予めマップを用意してその値を決定する． $h_1$  は式 (5.56) から式 (5.61) が成立するので， $h_2$  より簡単に計算できる．

$$h_1^2 + h_2^2 = 1 \quad (5.61)$$

また図 5.3 のマップは  $F_{vmax}/m_{all}$  を陽な形で含んでおり，路面状態や安全マージン確保などの要求に基づく最大加速度の制限など任意の車両加速度による最短回避にも対応可能である．さて以上では  $u^o(0)$  は開ループ制御  $u^o(t)$  (式 (5.48)) の時刻  $t = 0$  に

おける値と考えてきた．しかし  $t = 0$  は単に最適制御の設計時刻を表しているに過ぎない．よってこれを現在の時間と考えてよい．このとき式 (5.56), (5.60), (5.61) および図 5.3 から求められる  $u^o(0)$  は，'現在' の車両状態量と目標値  $v_{x0}, v_{y0}, Y_e$  (回避に必要な横移動量) を逐次初期値として用いることにより，フィードバックコントローラを構成していると見なすことができる．

### 5.4.2 コントローラの範囲

以下では最適解が存在するために  $v''_x, v''_y$  が満たすべき条件を示す．図 5.3 のマップの計算はこの範囲内の  $v''_x, v''_y$  についてのみ行えばよい．

今，式 (5.2)- (5.5) を満たし全ての力を  $y$  方向に作用させて回避したときの終端時間を  $t_y$  とする．また図 5.1(a) のように全ての力を  $x$  方向 (減速) に用いた時に停止までに必要な時間を  $t_x$  とする．

さて図 5.1(b) に示したようなすり抜けによる緊急回避を最短距離で行うときの終端時間  $t_e$  を考えると， $t_e$  が式 (5.2)-(5.5) を満たすためには力を全て  $y$  方向に用いた場合よりも長い時間を必要とする．次に  $t_e \geq t_x$  とすると，回避するために必要な距離  $X_e$  は直進制動で停止するために必要な距離  $X_{es}$  (式 (5.1)) より長くなり，すり抜けるよりも図 5.1(a) のように直進制動することが望ましい．すなわち  $t_e$  は少なくとも次式の条件を満たす必要がある．

$$t_y < t_e < t_x \quad (5.62)$$

今，式 (5.3) の初期条件に対して直進制動を考えると， $t_x$  は以下のように求められる．

$$t_x = \frac{m_{all}}{F_{vmax}} v_{x0} \quad (5.63)$$

次に  $t_y$  について考える．図 5.4 に示すように  $F_{vy}$  の切りかえ時刻を  $t_1$ ，そのときの横速度を  $v_{y1}$ ，終端の時刻を  $t_2$  とする．ここで  $v_{y0} > \sqrt{(F_{vmax}/m_{all})Y_e}$  の場合，図 5.4(b) のように横位置は  $Y_e$  に対して必ずオーバーシュートするため，他の回避行動を考える必要がある．ここでは  $v_{y0} \leq \sqrt{2(F_{vmax}/m_{all})Y_e}$  の場合を考える．図 5.4(a) より  $t_y (= t_2)$

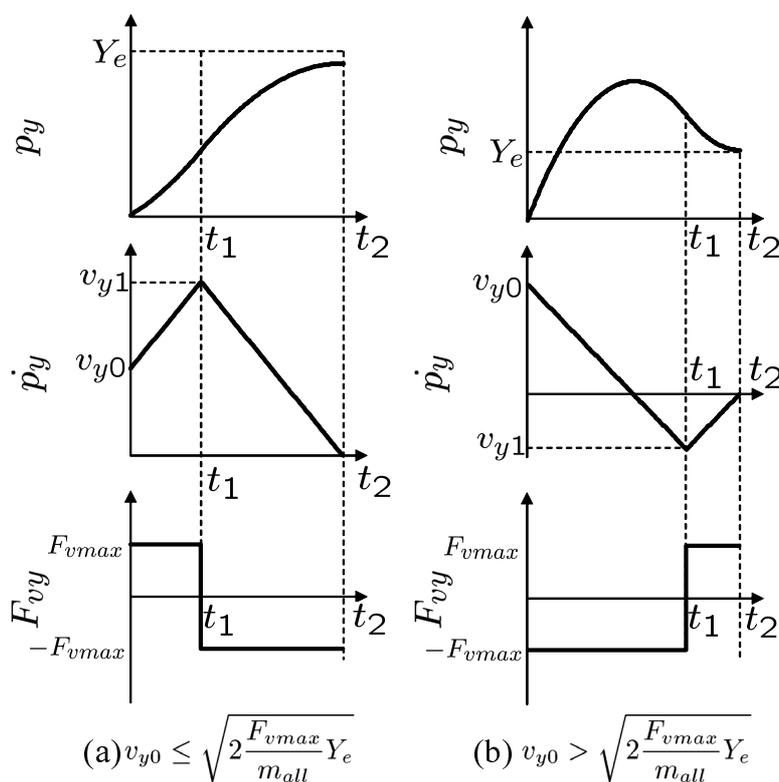


図- 5.4 Lateral moving

は以下の連立方程式を解くことによって得られる .

$$\left\{ \begin{array}{l} v_{y0}t_1 + \frac{1}{2} \frac{F_{vmax}}{m_{all}} t_1^2 + v_{y1}(t_2 - t_1) \\ \quad - \frac{1}{2} \frac{F_{vmax}}{m_{all}} (t_2 - t_1)^2 = Y_e \\ v_{y0} + \frac{F_{vmax}}{m_{all}} t_1 = v_{y0} \\ v_{y1} - \frac{F_{vmax}}{m_{all}} (t_2 - t_1) = 0 \end{array} \right. \quad (5.64)$$

$$t_y = \frac{m_{all}}{F_{vmax}} \left( -v_{y0} + 2 \sqrt{\frac{v_{y0}^2}{2} + \frac{F_{vmax}}{m_{all}} Y_e} \right) \quad (5.65)$$

ただし  $v_{y0} \leq \sqrt{2 \frac{F_{vmax}}{m_{all}} Y_e}$

$t_e$  が存在するためには  $t_y \leq t_x$  である必要があり, 式 (5.63), (5.65) より次式が得られる .

$$\frac{m_{all}}{F_{vmax}} \left( -v_{y0} + 2 \sqrt{\frac{v_{y0}^2}{2} + \frac{F_{vmax}}{m_{all}} Y_e} \right) \leq \frac{m_{all}}{F_{vmax}} v_{x0} \quad (5.66)$$

$m_{all} > 0, F_{vmax} > 0$  に注意してこれを整理すると,

$$2v_{y0}^2 + 4\frac{F_{vmax}}{m_{all}}Y_e \leq (v_{x0} + v_{y0})^2 \quad (5.67)$$

$$v_{x0}^2 + 2v_{x0}v_{y0} - v_{y0}^2 \geq 4\frac{F_{vmax}}{m_{all}}Y_e \quad (5.68)$$

式 (5.58), (5.59) を代入しさらに整理すると,

$$\frac{1}{v''_x{}^2} - 2\frac{v''_y}{v''_x} - (v''_y{}^2 + 4) \geq 0 \quad \text{ただし } v''_y \leq \sqrt{2} \quad (5.69)$$

また  $v_{x0} > 0, Y_e > 0$  より  $v''_x > 0$  である. さらに,  $-v''_y \gg 1$  の領域では,  $h_2$  の値は  $F_{vmax}$  に漸近することから, 図 5.3 に示したコントローラは図 5.5 のハッチング範囲で求めておけば十分である.

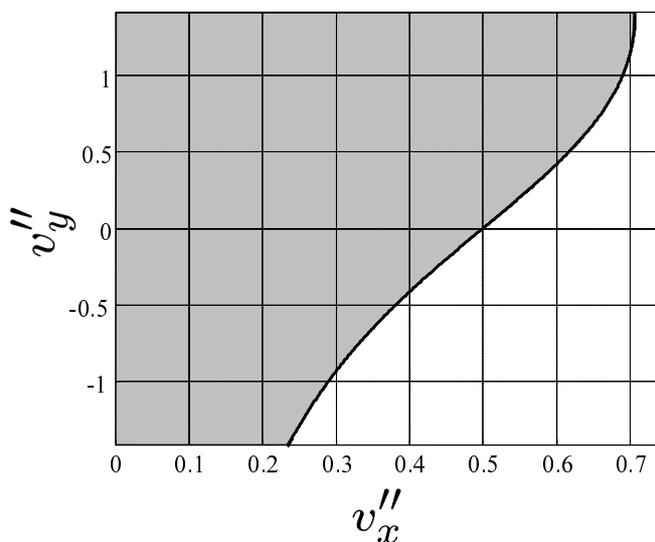


図- 5.5 Map region

### 5.4.3 最短距離での回避を実現する回避行動の決定

5.2.1 項で述べたように回避には「停止」と「すり抜け」という2種類の行動パターンがあり, 実際にはこのうちの回避距離が短い方の行動パターンが最短回避となる. 「停止」の場合の最短回避距離  $X_{es}$  は式 (5.1) で与えられる. 一方で「すり抜け」の場合の最短回避距離  $X_{ep}$  は, 式 (5.43) の  $\dot{x}_1(t)$  を 0 から  $t_e$  まで積分することで得られ次式となる.

$$\begin{aligned}
X_{ep} = v_{x0}t_e - \frac{F_{vmax}}{m_{all}} \frac{3\nu_1\nu_2\sqrt{\nu_2^2}}{2(1+\nu_1^2)^2} \\
- \frac{F_{vmax}}{m_{all}} \frac{((1+\nu_1^2)t_e - 3\nu_1\nu_2)\sqrt{(\nu_1t_e + \nu_2)^2 + t_e^2}}{2(1+\nu_1^2)^2} \\
+ \frac{F_{vmax}}{m_{all}} \frac{\nu_2^2(2\nu_1^2 - 1)}{2\sqrt{1+\nu_1^2}} Q \quad (5.70)
\end{aligned}$$

図 5.6 に  $v_{y0} = 0$  [m/s],  $Y_e = 1$  [m],  $F_{vmax}/m_{all} = 9.8$  [m/s<sup>2</sup>] のときの, 直進制動距離  $X_{es}$ , 単純に横移動のみによって回避したときの回避距離  $X_y$  と最短回避距離  $X_{ep}$  の関係を示す. 図 5.6 の条件では初速  $v_{x0} = 10$  [m/s] 辺りを境に車速が高いときにはすり抜けによる回避が最短回避となることを示している.

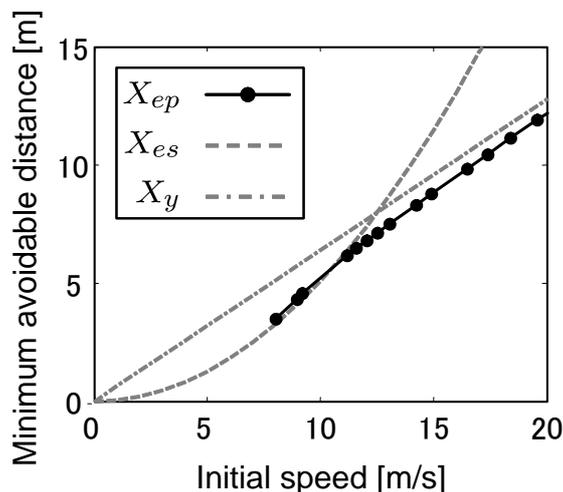


図- 5.6 The minimum avoidable distance of each manouver

## 5.5 シミュレーション

これまでに示した最短回避制御の結果をシミュレーションで検証する. 車両パラメータ  $m_{all}$  は一般的な乗用車の値とし,  $F_{vmax}$  は比較的滑りやすい路面を想定した値を用いる. シミュレーションに用いた条件は表 5.1 のとおりである.

図 5.7 に式 (5.48) によって与えられる最適開ループ制御による質点の運動の結果と, 式 (5.56), (5.60), (5.61) と図 5.3 から得られる最適フィードバック制御を用いて逐次

表- 5.1 Simulation condition

$m_{all}$	2000	[kg]
$F_{vmax}$	9800	[N]
$Y_e$	3	[m]
$v_{x0}$	27	[m/s]

表- 5.2 Optimum parameter values on the simulation

$\nu_1$	-6.2947
$\nu_2$	4.8778
$t_e$	1.6120 [s]

4輪タイヤ力への最適配分制御を行った場合の車両運動シミュレーションの結果を示す。このとき表 5.1 の条件で式 (5.44)- (5.47) から求めた最適開ループ制御を与えるパラメータは表 5.2 のようになる。

最適フィードバックコントローラに使用するマップ (図 5.3) は  $m_{all} = 1$  [kg],  $F_{vmax} = 9.8$  [N],  $Y_e = 1$  [m] の条件で求めたものであり, 表 5.1 のシミュレーションの条件とは回避距離  $Y_e$  も車両の最大加速度  $F_{vmax}/m_{all}$  も異なる。これは異なる路面条件においても導出したコントローラが有効であることを示している。またフィードバック制御のサンプリング周期は 10 [ms] とした。車両運動シミュレーションに用いた車両モデルはばね上 6 自由度を持ち, 最大タイヤ発生力の荷重に対する非線形性なども考慮している。そのため質点系の最適制御入力が常時車体発生力として実現できるとはかぎらない。このような条件下でもフィードバック制御のロバスト性により, 車両運動シミュレーションの結果ほぼ質点の運動と一致した軌跡 ( $p_{vx}, p_{vy}$ ) が得られた。1.4 [s] 付近に見られる制御入力の誤差の原因は, 回避終了付近で  $Y_e, v_y \rightarrow 0$  となるため数値演算誤差により入力パラメータである  $v_y \sqrt{m_{all}/(F_{vmax} Y_e)}$  が不安定になりやすいことに起因する。各輪への配分による車体発生力の誤差は 2% 未満であり, これによる回避距離の差は 40cm 程度であった。各輪への配分を行ったときの各輪の制御入力 ( $u_{xi}, u_{yi}$ ) を図 5.8 に示す。ここで FR, FL, RR, RL はそれぞれ右前, 左前, 右後, 左後輪を示す。

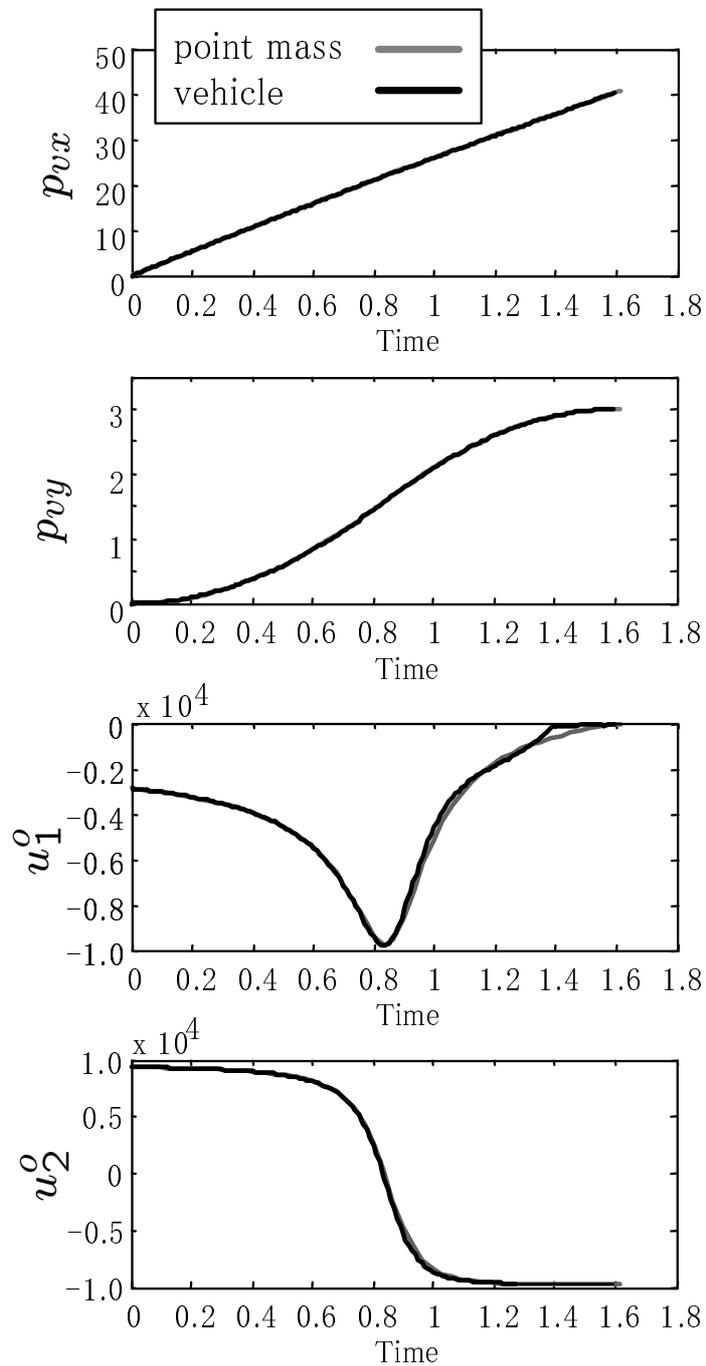


図- 5.7 Verification of the feedback controller

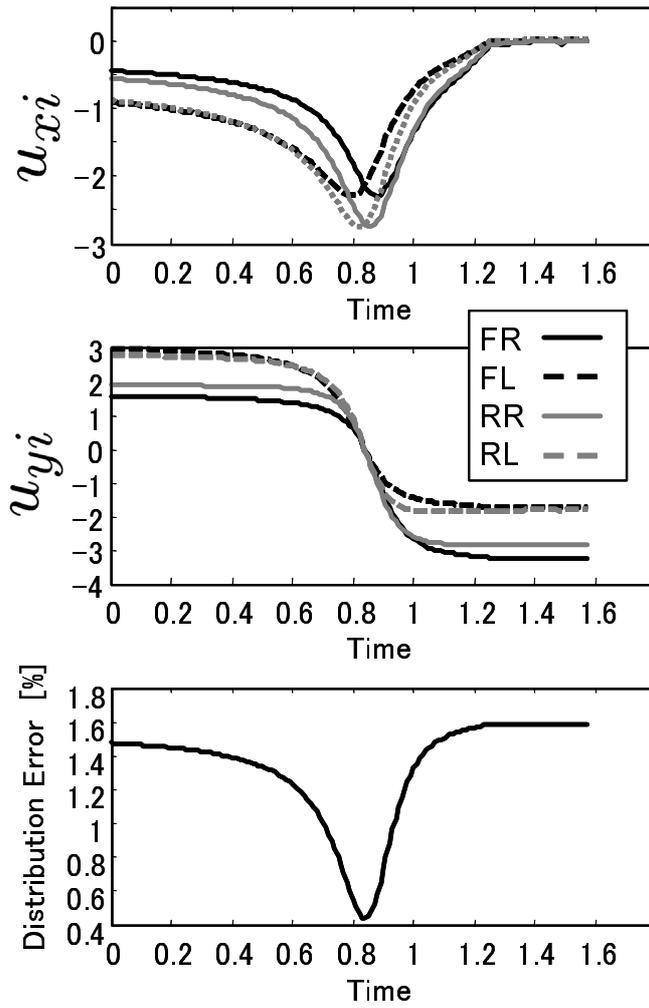


図- 5.8 Results of distribution

## 5.6 まとめ

目標とすべき車両運動を求める問題として物理的な走行条件に対する最適な運動が求められる障害物回避の場合を取り上げ、レビュー情報を用いた最適走行軌跡の導出方法について述べた。

最適性の条件から質点の障害物最短回避問題を解き、最適な車体の力を出力するフィードバックコントローラが簡単な2次元マップで記述可能であることを示した。本章で示したコントローラにより最適軌跡を実現する目標車体フォース&モーメントが逐次求められる。求められた目標車体フォース&モーメントを前章までに示したアルゴリズムに与えることにより、4輪の制駆動・ステアリング制御による最短障害物回避が可能になる。これらのアルゴリズムが有効に動作することはシミュレーション結果によって確認された。本章で示したフィードバックコントローラは任意の車体加速度内での最短回避を与えることが可能であり、種々の走行条件に対応可能である。さらに最大車体加速度をある程度余裕のある値に設定しておけば、障害物の発見が遅れたり回避中の外乱などにより最短回避距離以下に接近してしまった場合にも、最大車体加速度を上方修正して必要最小限の加速度での回避を実現するなどの応用が可能である。

ここではドライバ操作の情報を用いずレビューと車両運動の情報のみから車両軌跡を生成して自動回避する例を示したが、実際にはここに示したような自動回避可能なシステムが黒子となってドライバーをサポートし安全・快適な走行を実現することが望まれている。そのためには確実な自律運転技術を確立するとともにドライバの特性を熟知し、コンフリクトを避けてドライバを適正な方向に誘導することが必要である。次章ではドライバにとって望ましい車両運動とは何かを考えるとともに、制御システムとドライバ操作の協調関係について考える。

## 第6章 人間 - 自動車系を考慮した 目標車両運動目標の導出

### 6.1 はじめに

車両運動は人間 - 自動車閉ループ系で形成される。前章までの議論は物理的な走行条件のみに対して最適な車両運動目標を物理的に最も効率よく実現する方法について述べてきた。本章では閉ループ系の中の人間特性に注目し、乗員にとって望ましい目標車両運動について考える。6.2 節では通常走行領域におけるドライバの操舵に対する車両運動について検討する。通常走行領域ではタイヤ発生力の制限や衝突回避のような軌跡の制限が少なく比較的自由的な車両運動が可能であるため、目標車両運動の生成にあたり車両運動に対する乗員の評価が支配的になる。6.3 節では走行状況に応じて制御システムが車両特性を変更するような場合の人間 - 自動車系への影響について、緊急回避時のステアリング特性可変制御とそのドライバへの影響を取り上げる。

ステアリングのアクティブ制御に関する研究は 1980 年代から理論的な考察がはじめられ、1980 年代後半には後輪のアクティブ制御技術が実用化された。続いて 2000 年代初めには前輪のアクティブ制御技術が製品化され、現在ではそれらを組み合わせた前後輪操舵システムへと発展してきている<sup>86)</sup>。初期の段階では車体スリップ角を常時ゼロに制御したり、操舵入力に対するヨーレートの周波数特性をフラットにするなど、車両の運動特性をある値に制御するためのコントローラの導出が検討されてきた<sup>89)</sup>。一方で自動車は人間が運転するものであり、ドライバの特性を含む人間 - 自動車系を考慮した車両システムの設計が重要であることも指摘されている。これらに関しては古くは Weir らによる人間 - 自動車系が安定となるヨーレートの定常ゲインと時定数の範囲に関する研究<sup>99)</sup> が知られている。また近年では安部<sup>102)</sup> や古川<sup>104)</sup>、相馬<sup>105)</sup> らによって車速や舵角に応じてステアリングギア比を可変にするシステムの有効性が示されて

いる．われわれはこれまでに前輪の微分操舵が車両の操縦性に大きく寄与することを示し<sup>112)</sup>，実際のアクティブ前輪ステアリングシステムに反映させてきた．また動揺や視覚に対する人間の基本的な感受特性を調べるとともに，複合的な車両運動に対するドライバの評価関数に関しても詳細な研究を進めつつある<sup>113)</sup>．6.2節では特に通常走行領域での操安性に寄与する物理量に注目し，ドライバのステアリング操作に対する目標の車両運動を考える．さらにアクティブ前後輪ステアリングという車両の平面運動を自由に制御可能なシステムにおいて，ドライバの評価に係る物理量に基づくコントローラ構成法を提案する．第3,4章では4輪のタイヤの力を最も効率よく使用して目標車両運動を実現する方法について述べたが，通常走行領域でタイヤの利用率に必要な余裕がある場合にはタイヤの効率的な利用にこだわらず，ここで示すようなシンプルな制御手法に基づくタイヤ発生力配分を用いることもまた有用である．

アクティブ制御技術の効果の一つに特性可変制御が挙げられる．自動車のステアリングシステムに関して言えば，前輪のアクティブ制御システムが製品化されており，通常領域での可変ステアリングギア比や限界領域でのカウンター操舵などの機能が実現されている<sup>112),162)</sup>．また緊急領域におけるドライバのアシスト機能として，前後方向ではドライバの緊急ブレーキ操作を検出して制動力を追加するシステムが実用化されており広く展開されつつある<sup>65)</sup>．一方で横方向の制御においても，同様のコンセプトに基づきドライバの緊急回避ステアリングを検出してステアリングギア比をクイックにするアシストシステムが提案されている．しかしながら最大制動力での停止に導けばよい制動力のアシストと異なり，操舵では回避後もコース逸脱することなく所定の位置に留まることが要求されるため，ステアリング特性をむやみに変更すると人間 - 自動車系としての性能が必ずしも向上するとは限らない．ステアリング特性と人間 - 自動車系に関する従来の研究には，通常走行領域における操安性向上に関するもの<sup>102),104),105),163)</sup>や，横風などの外乱入力時の安定性に関するもの<sup>126),164)</sup>などがある．また限界走行付近での車両特性変化に対しては，車両の自転安定化に対する特性やドリフトアウト時の旋回特性を人間 - 自動車系として向上させる制御の提案<sup>165)</sup>はされているが，緊急回避時のステアリングギア比と操舵反力を可変させたときのドライバのふるまいについて調べた例はない．

6.3節では運転中に車両特性が変化したときのドライバの挙動と人間 - 自動車系とし

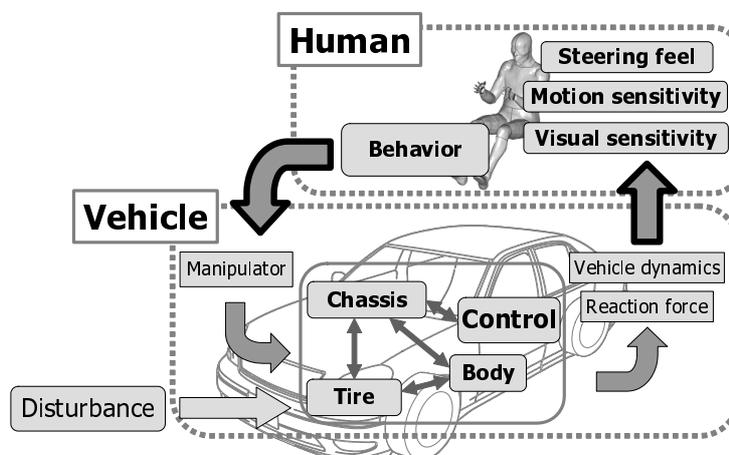


図- 6.1 Evaluation in human-vehicle loop system

ての特性を調べ，ドライバの適応能力や慣れに対するモデル化を目指して，緊急回避時にステアリングギア比と操舵反力の特性を変化させたときのドライバのステアリング操作の違いと回避性能をドライビングシミュレータを用いたモデル実験の結果を示す．

## 6.2 人間の感受特性に基づく旋回時の車両運動目標

### 6.2.1 操舵応答に対するドライバの感受性

車両の運動は人間 - 自動車系の閉ループの中でドライバのセンサ / 評価器（感覚 / 感性）によって評価される（図 6.1）．そのためドライバが運転しやすい車両特性を実現する車両運動制御システムを設計するためには，運転時にドライバが知覚 / 評価している運動物理量を明らかにし，これらを積極的に制御することが不可欠である．車両の平面運動においては，ヨー運動と横方向への並進運動をドライバの特性にあわせてバランスよく発生することが重要で，そのバランスが車両の運動性能に対するドライバの評価を大きく左右する．

車両運動のドライバへの入力は視覚と体感に大別され，ヨー運動は視覚，横運動は体感によって主に検出される．さらにドライバがこれらの運動刺激の大小を弁別する際には，視覚においてはヨーレート，体感においては横加速度の微分である横ジャークを主たる評価対象としていることがわかっている<sup>166)</sup>．



図- 6.2 Driving task

さらにヨーレート，横ジャークそれぞれに対するドライバの感受性については，いくつかの知見が得られている．まずドライバによるヨー運動の大きさの弁別は，舵角に対するヨーレートの定常ゲインだけでなく，立ち上がりの速さにも影響を受けるといわれている．そこで以下に示す検証実験を行った．

ドライビングシミュレータによって図 6.2 に示す直線路走行時の前方画像を与え，スラローム走行を行った．車両のヨー運動特性は次式のように 1 次遅れで与えた．

$$\gamma_v = \frac{K_\gamma}{1 + sT_{s\gamma}} \delta_{MA} \quad (6.1)$$

$\gamma_v$  はヨーレート， $K_\gamma$  は舵角からヨーレートの定常ゲイン， $T_{s\gamma}$  は時定数， $\delta_{MA}$  は舵角， $s$  はラプラス演算子である．車両のスリップ角は常時 0 とした．車速は一定に制御し，被験者にはステアリング操作のみでセンターラインの破線 1 本おきに左右にスラロームするように指示した（図 6.2 中の矢印）．基準の運動 (Reference) と，定常ゲイン・時定数を変更した運動とを 1 対比較し，ドライバがヨー運動の大きさを大きい (Fast) / 同じ (Same) / 小さい (Slow) のいずれに感じたかを回答させた．実験結果を図 6.3 に示す．基準と同じ時定数  $T_{s\gamma} = 0.1$  ではヨーゲインが 20% 増加しないとヨー運動が大きいとは感じないが， $T_{s\gamma} = 0.05$  では同じヨーゲインでもヨー運動が大きいと答えている．すなわち車両の初期応答が早くなるとそれぞれの判定をするヨーゲインの値が低いほうにシフトしている．このことからドライバはゲインと応答時間を明確に分離して評価するのは難しいことがわかる．

また横ジャークに関しても，車両の横運動の評価に対してその大きさと発生タイミングが重要な役割を持つことが示されている<sup>167)</sup>．

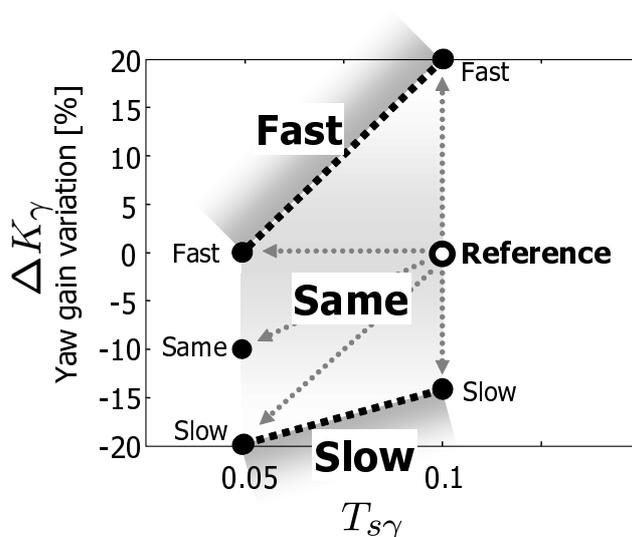


図- 6.3 Driver's sensitivity for dynamics

ここまでは個別の運動に対するドライバの感受性について述べてきた．次にヨー・横運動を含む旋回運動に対するドライバの評価基準について考える．

図 6.4 は視覚情報のみを与えたドライビングシミュレータと実車でそれぞれ舵角に対する車両のヨーレートの定常ゲイン  $K_\gamma$  を変化させたとき，ドライバが運転しやすいと答えたヨーゲインの値  $K_\gamma^*$  を示したもので，若干のばらつきを含むものの，それぞれ図 6.4 に示すような帯状に分布する．ここで，視覚情報のみが与えられるシミュレータにおける値が車速によらず一定値であるのに対し，体感を伴う実車における値は車速が高いところで異なった傾向を示す．以下でこの原因について考える．

図 6.5 は車両の各運動に対する視覚と体感の知覚閾値で，ヨー運動は視覚，横運動は体感の方が，より小さな閾値を持つことを示している<sup>166)</sup>．これらの閾値をそれぞれ  $\epsilon_\gamma, \epsilon_{dG_y}$  とし，1Hz 以下の一定周波数  $\omega$  でヨーレート・横ジャークがそれぞれ知覚閾値に達する旋回運動をしたときのヨーレートの振幅値と車速の関係を示すと，図 6.6 のようになる．ただし  $\omega = \pi$  とした．すなわち横ジャークの振幅が知覚閾値  $\epsilon_{dG_y}$  となるときのヨーレートの振幅  $\gamma_{\epsilon_{dG_y}}$  は次式のように車速に反比例する．

$$\gamma_{\epsilon_{dG_y}} = \frac{\epsilon_{dG_y}}{\omega v} \quad (6.2)$$

一方でヨーレートは車速によらず  $\epsilon_\gamma$  で知覚される．すなわち低車速域ではヨーレートの方がより小さな運動で知覚され，高速域では横ジャークの方がより小さな運動で知

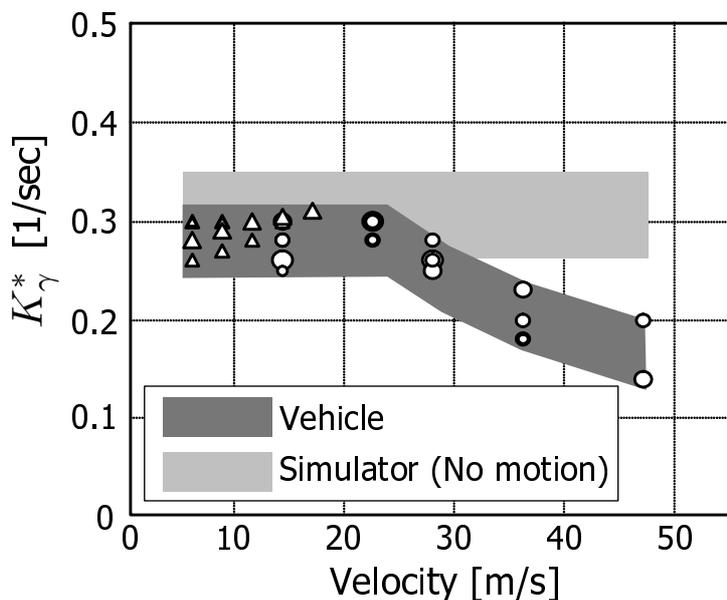


図- 6.4 Evaluation for yaw gain

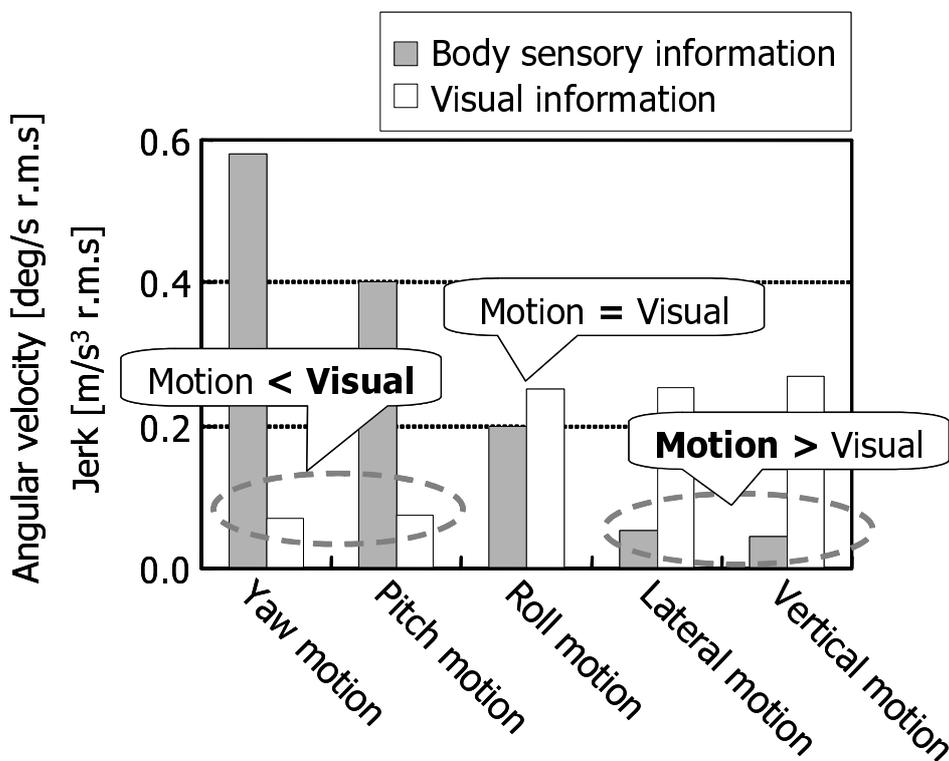


図- 6.5 Perception sensitivity for each motion

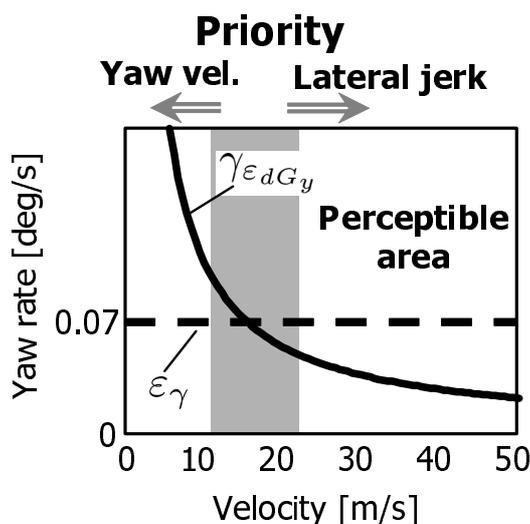


図- 6.6 Perception priority

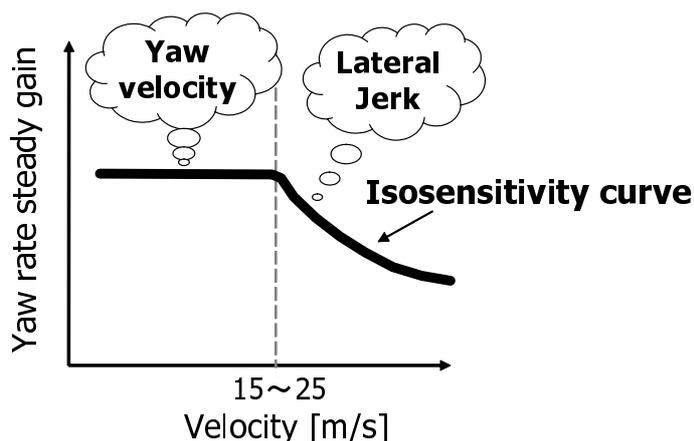


図- 6.7 Isosensitivity criteria

覚されるといえる．ヨーレートと横ジャークが入れ替わる車速は，それぞれの弁別閾値のばらつきにもよるが，15～25[m/s]程度（図中のハッチング領域）である．

ドライバによる運動の評価が物理量の知覚・弁別の上に成り立っていることを考えると，図 6.6 の結果からドライバは車両の旋回運動に対して低速域ではヨーレート，高速域では横ジャークを基準にした評価を行っていると考えられる．したがって全車速領域を通した等感度曲線 (Isosensitivity curve) は図 6.7 のようになる．これは図 6.4 における実車の値と同じ傾向を示し，図 6.4 はそれぞれの評価領域を通して車速が変化しても舵角に対してドライバが感じる旋回運動のゲインが一定と感じられることが望

まれる結果（等感度規範: Isosensitivity criteria）であることを示していると解釈できる．視覚情報のみが与えられるシミュレータではヨーレートのみを基準とした全車速一定の車両特性が望まれていることが，この仮定の一つの裏づけになっている．

### 6.2.2 ドライバ特性を考慮した前後輪ステアリング制御手法

前項で車両の旋回運動に対するドライバの評価にはヨーレートと横ジャークの特性が重要であることを示した．またヨー運動の大きさに対するドライバの評価はヨーレートの定常ゲインと応答特性の両方を使って制御可能であることを示した．これらに加えて過去の議論では旋回時の車両の向き（定常スリップ角）も重要な項目として取り上げられている．ここではドライバが注目しているこれらの物理量を直接制御するための前後輪ステアリングコントローラを設計することを考える．

制御対象である前後輪ステアリングを有する車両の線形2輪モデルを式(6.3)に示す． $\beta_v$  は車体スリップ角， $\gamma_v$  はヨーレート， $\delta_f, \delta_r$  はそれぞれ前後輪の舵角である．また， $I_z$  は車両のヨー慣性， $K_f, K_r$  は前後輪のコナリングステイフネス， $m_{all}$  は車両重量， $l$  はホイールベース， $l_f, l_r$  は車両重心から前後輪軸までの距離， $v$  は車速である．

$$\begin{cases} m_{all}v \left( \frac{d\beta_v}{dt} + \gamma_v \right) = -2K_f\alpha_{tf} - 2K_r\alpha_{tr} \\ I_z \frac{d\gamma_v}{dt} = -2K_f\alpha_{tf}l_f + 2K_r\alpha_{tr}l_r \end{cases} \quad (6.3)$$

ここで  $\alpha_{tf}, \alpha_{tr}$  はそれぞれ前後輪のタイヤスリップ角で次式のように記述できる．

$$\begin{cases} \alpha_{tf} = \beta_v + \frac{l_f}{v}\gamma_v - \delta_f \\ \alpha_{tr} = \beta_v - \frac{l_r}{v}\gamma_v - \delta_r \end{cases} \quad (6.4)$$

これをラプラス変換して整理することにより式(6.5)を得る．ここで  $s$  はラプラス演算子， $\Delta_s(s)$  は式(6.6)で表されるシステムの特性多項式， $N_1 \sim N_4$  はシステムの分子多項式で，式(6.7)-(6.10)のように書ける．

$$\begin{bmatrix} \beta_v \\ \gamma_v \end{bmatrix} = \frac{1}{\Delta_s(s)} \begin{bmatrix} N_1(s) & N_2(s) \\ N_3(s) & N_4(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{bmatrix} \quad (6.5)$$

$$\Delta_s(s) = s^2 + \frac{2(I_z(K_f + K_r) + m_{all}(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r))}{m_{all} v I_z} s + \frac{4l^2 K_f K_r - 2m_{all} v^2 (l_f K_f - l_r K_r)}{m_{all} v^2 I_z} \quad (6.6)$$

$$N_1 = \frac{2K_f(2l_r K_r - m_{all} v^2 l_f)}{m_{all} v^2 I_z} + \frac{2K_f}{m_{all} v} s \quad (6.7)$$

$$N_2 = \frac{2K_r(2l_f K_f + m_{all} v^2 l_r)}{m_{all} v^2 I_z} + \frac{2K_r}{m_{all} v} s \quad (6.8)$$

$$N_3 = \frac{4l K_f K_r}{m_{all} v I_z} + \frac{2l_f K_f}{I_z} s \quad (6.9)$$

$$N_4 = -\frac{4l K_f K_r}{m_{all} v I_z} - \frac{2l_r K_r}{I_z} s \quad (6.10)$$

今、ヨーレートの応答性を微分項  $\gamma_{v1}^*$  で調整することを考え、定常ゲイン  $\gamma_{v0}^*$  ( $= \gamma_{v0}^{*'} / \Delta_s(0)$ ) と合わせて次式の  $\gamma_v^*$  をヨーレートの制御目標とする。

$$\gamma_v^* = \frac{\gamma_{v0}^{*'} (1 + s \gamma_{v1}^*(s))}{\Delta_s(s)} \delta_{MA} \quad (6.11)$$

次に、車体の横ジャーク  $dG_y$  は次式で表される。

$$dG_y = v (s^2 \beta_v + s \gamma_v) \quad (6.12)$$

さらにその立ち上がりの特性は、 $dG_y$  の分子最高次の項による影響が大きい。そこでこれを制御目標値  $J_H^*$  とする。最後にスリップ角の定常ゲイン  $\beta_{v0}^*$  ( $= \beta_{v0}^{*'} / \Delta_s(0)$ ) を制御目標に加え、以上の4つのパラメータ  $\gamma_{v0}^*, \gamma_{v1}^*, J_H^*, \beta_{v0}^*$  を調整可能なコントローラを設計する。

ハンドル角を入力とし、前後輪の目標舵角を出力するコントローラをそれぞれ  $C_1(s), C_2(s)$  とする。ここで、 $C_1(s), C_2(s)$  は式 (6.13)(6.14) に示すように比例項 ( $C_{10}, C_{20}$ ) と、制御対象の分子多項式  $N_3(s), N_4(s)$  を分母に持つ微分項 ( $C_{11}(s), C_{21}(s)$ ) からなる。すなわち  $C_{10}, C_{20}, C_{110}, C_{210}$  は定数ゲインであり、この4つのゲインを決めることによってコントローラを設計する(図 6.8)。これらのゲインは最終的には車速などの情報に応じたマップになる。図中の微分フィルタは前後輪それぞれ、 $s/N_3(s), s/N_4(s)$  の値を持ち、システムの分子多項式を一時遅れの係数として持つ微分フィルタを構成する。

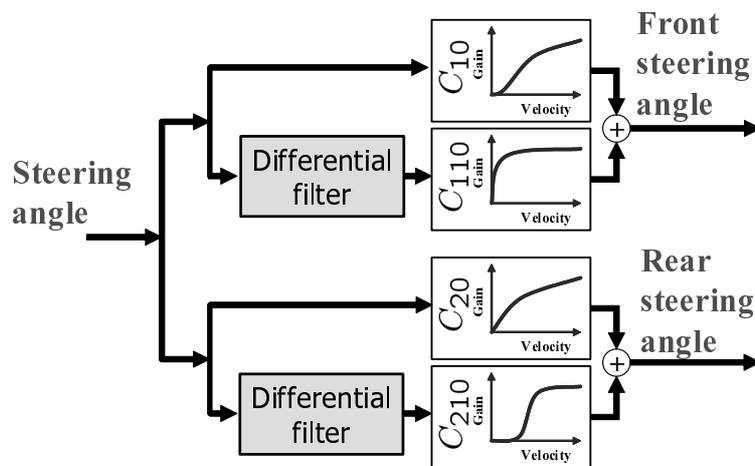


図- 6.8 Controller structure

$$\begin{aligned}
 \delta_f &= C_1(s) \delta_{MA} \\
 &= (C_{10} + C_{11}(s)) \delta_{MA} \\
 &= \left( C_{10} + \frac{s}{N_3(s)} C_{110} \right) \delta_{MA} \tag{6.13}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \delta_r &= C_2(s) \delta_{MA} \\
 &= (C_{20} + C_{21}(s)) \delta_{MA} \\
 &= \left( C_{20} + \frac{s}{N_4(s)} C_{210} \right) \delta_{MA} \tag{6.14}
 \end{aligned}$$

式 (6.5) に式 (6.13)(6.14) を代入すると, 式 (6.16) を得る. ここで  $N_i, N_i'$  : ( $i = 1 \sim 4$ ) を式 (6.15) のように書くと, 式 (6.5) は式 (6.17) のように分解できる.

$$N_i(s) = N_i(0) + sN_i' \tag{6.15}$$

$$\begin{bmatrix} \beta_v \\ \gamma_v \end{bmatrix} = \frac{1}{\Delta_s(s)} \begin{bmatrix} N_1(s) & N_2(s) \\ N_3(s) & N_4(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_{10} + \frac{s}{N_3} C_{110} \\ C_{20} + \frac{s}{N_4} C_{210} \end{bmatrix} \delta_{MA} \quad (6.16)$$

$$\begin{aligned} &= \frac{1}{\Delta_s(s)} \begin{bmatrix} N_1(0) & N_2(0) \\ N_3(0) & N_4(0) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_{10} \\ C_{20} \end{bmatrix} \delta_{MA} \\ &\quad + \frac{s}{\Delta_s(s)} \begin{bmatrix} N'_1 & N'_2 \\ N'_3 & N'_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_{10} \\ C_{20} \end{bmatrix} \delta_{MA} \\ &\quad + \frac{s}{\Delta_s(s)} \begin{bmatrix} \frac{N_1(s)}{N_3(s)} & \frac{N_2(s)}{N_4(s)} \\ 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_{110} \\ C_{210} \end{bmatrix} \delta_{MA} \end{aligned} \quad (6.17)$$

ここで式 (6.17) の第 1 項は車体スリップ角とヨーレートの定常ゲイン  $(\beta_{v0}^*, \gamma_{v0}^*)$  に相当する項であり、次式のように書ける。

$$\begin{bmatrix} \beta_{v0}^* \\ \gamma_{v0}^* \end{bmatrix} \delta_{MA} = \frac{1}{\Delta_s(0)} \begin{bmatrix} N_1(0) & N_2(0) \\ N_3(0) & N_4(0) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_{10} \\ C_{20} \end{bmatrix} \delta_{MA} \quad (6.18)$$

これを解くと、コントローラの比例ゲイン  $C_{10}, C_{20}$  が次式のように求められる。

$$C_{10} = \beta_{v0}^* + \frac{1}{2} \frac{2ll_f K_f + m_{all} v^2 l_r}{vl K_f} \gamma_{v0}^* \quad (6.19)$$

$$C_{20} = \beta_{v0}^* - \frac{1}{2} \frac{2ll_r K_r - m_{all} v^2 l_f}{vl K_r} \gamma_{v0}^* \quad (6.20)$$

次に、 $C_{10}, C_{20}$  と式 (6.11) の  $\gamma_{v0}^*, \gamma_{v1}^*$  を用いて式 (6.16) のヨーレートに関する成分を整理すると、式 (6.21) が得られる。

$$C_{110} + C_{210} = \gamma_{v0}^* \gamma_{v1}^* - (N'_3 C_{10} + N'_4 C_{20}) \quad (6.21)$$

最後に横ジャークの立ち上がり特性について考える。式 (6.16) から車体スリップ角の成分を取り出し、式 (6.17) 第 2 項の車体スリップ角を  $\beta_{p0} \equiv N'_1 C_{10} + N'_2 C_{20}$  として

整理すると, 式 (6.23) を得る .

$$\begin{aligned} \beta_v &= \frac{1}{\Delta_s(s)} \left( \beta_{v0}^* ' + s \beta_{p0} \right. \\ &\quad \left. + s \left( \frac{N_1(s)}{N_3(s)} C_{110} + \frac{N_2(s)}{N_4(s)} C_{210} \right) \right) \delta_{MA} \quad (6.22) \\ &= \frac{1}{\Delta_s(s) N_3(s) N_4(s)} \\ &\quad \{ N_3(s) N_4(s) \beta_{v0}^* ' + s (N_3(s) N_4(s) \beta_{p0} \\ &\quad + N_1(s) N_4(s) C_{110} + N_2(s) N_3(s) C_{210}) \} \quad (6.23) \end{aligned}$$

式 (6.23) に式 (6.7)–(6.10), (6.15) を代入して整理すると, 右辺分子の最高次の項  $J_H$  は式 (6.24) になる . これを横ジャーク立ち上がり特性の目標値  $J_H^*$  とする .

$$J_H^* = -\frac{4K_f K_r}{m_{all} v I_z} (l_r C_{110} - l_f C_{210}) - \frac{8K_f K_r l_f l_r}{m_{all} v I_z^2} (K_f C_{10} + K_r C_{20}) \quad (6.24)$$

ここで式 (6.9) から  $N_3(s) > 0$ , 式 (6.10) から  $N_4(s) < 0$  であることから, 式 (6.23) 右辺分母は負となる . よって  $J_H^*$  が小さいほど横ジャークの直達項は大きくなり, 立ち上がりは早くなるといえる . 既に  $C_{10}, C_{20}$  は式 (6.19)(6.20) で与えられており, 横ジャークの立ち上がりを早くするためには  $(l_r C_{110} - l_f C_{210})$  を大きくとればよい . 所望の横ジャークが得られるように  $(l_r C_{110} - l_f C_{210})$  を決めれば, 既に式 (6.21) から  $(C_{110} + C_{210})$  は一意に求まっているので,  $C_{110}, C_{210}$  が求まる .

以上のように, 式 (6.18), (6.21), (6.24) より車速に応じた  $\gamma_{v0}^*, \beta_{v0}^*, \gamma_{v1}^*, J_H^*$  に対して 図 6.8 に示した 4 つのコントローラの値が決まる .

### 6.2.3 実車検証

ドライバの官能評価に基づき, 提案ロジックにおいて車速に応じて  $\gamma_{v0}^*, \beta_{v0}^*, \gamma_{v1}^*, J_H^*$  を調整して実現した車両特性を以下に示す . 図 6.9 は舵角に対するヨーレートの定常ゲインと車速の関係を示したものである . 制御なし (2WS) の場合に比べ提案手法 (アクティブ前後輪ステアリング : 以下 A-4WS と記述) では低速域でより高く, 高速域で低い値になっている . ここでハッチングした帯は図 6.7 で示した等感度曲線 (ISO curve)

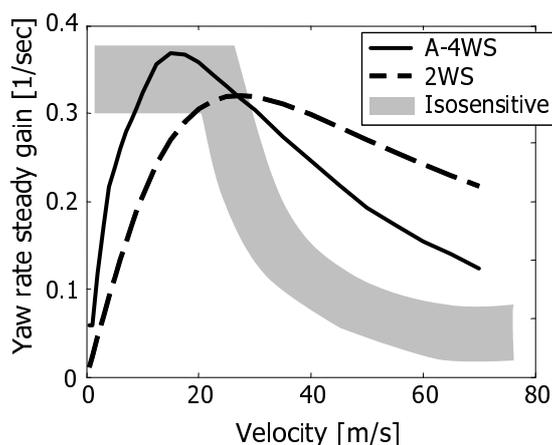
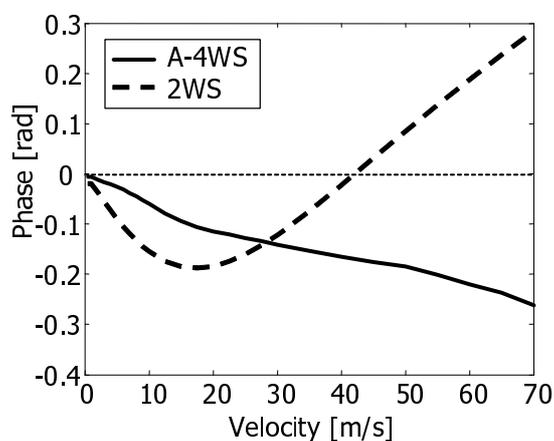


図- 6.9 Yaw characteristics

図- 6.10 The phase of yaw rate @  $f = 0.5\text{Hz}$ 

を示しているが、提案手法の値は等感度曲線に比べて車速に対する変化が少ない。一方で  $0.5\text{Hz}$  で操舵したときの舵角からヨーレートへの位相特性(図 6.10)を見ると、2WS の状態に比べ低速域では位相を進め、高速域では位相を遅らせている。すなわち位相特性を調節することによって、図 6.9 のように調整したヨーレートの定常ゲインに対してドライバの感じるヨー運動の大きさをより等感度曲線に近づける方向に修正している。

実車においては種々の制約によって定常ゲインを必ずしも等感度曲線上に設定できない場合がある。一例を挙げると定常旋回から舵角を固定した状態で減速した場合、ヨーレートの定常ゲインを等感度曲線上に設定していると減速とともにヨーレートが増加し内側に巻き込むことになり、ドライバにとって良好な制御性が得られない。定常ヨー

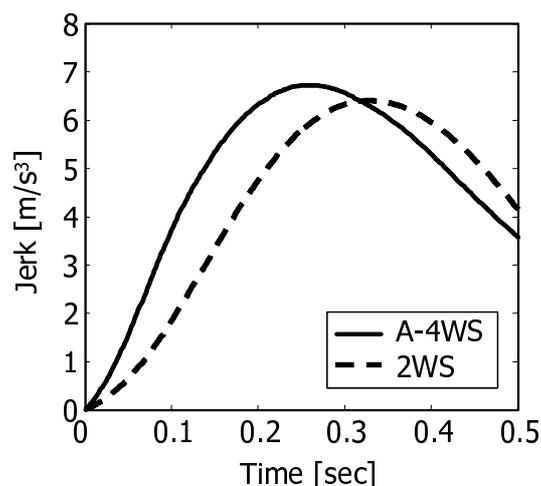


図- 6.11 Lateral jerk response

ゲイン ( $\gamma_{v0}^*$ ) と微分ゲイン ( $\gamma_{v1}^*$ ) の2つの調整手段を持つことにより、ヨーレートの定常ゲインは大きく変化させず、応答性を調整してドライバの感じるヨー運動の大きさを出来るだけ等感度曲線に近づけることが可能で、種々の制約条件下でもより広い範囲でヨー運動を等感度曲線へ近づけることが出来る。

次にステアリングロボットを用いて周波数0.5Hzのsin操舵で横加速度の振幅が0.25Gになるように操舵した場合の2WS車両とA-4WSにおける横ジャークの立ち上がり波形を図6.11に示す。図ではカットオフ周波数7Hzのフィルタをオフラインでデータの前後からかけることにより信号処理による位相遅れを避けた。古平らの報告<sup>167)</sup>によれば横ジャークのピークのタイミングが早く最大値が大きいほうが、横移動におけるグリップ感が高く感じられ、良い評価が得られることが示されており、図6.11からはA-4WSが高いグリップ感を実現していることがわかる。また、このときの前後輪の目標制御舵角を図6.12に、前後輪のスリップ角を図6.13に示す。位相差がわかりやすいようにスリップ角のデータは最大値で正規化した。ハンドル角に対して前後輪の制御舵角はともに位相が進んでおり、これに伴い前後輪のスリップ角も2WSに比べてA-4WSの方が立ち上がり早く、横ジャークの早い立ち上がりにも寄与していることがわかる。

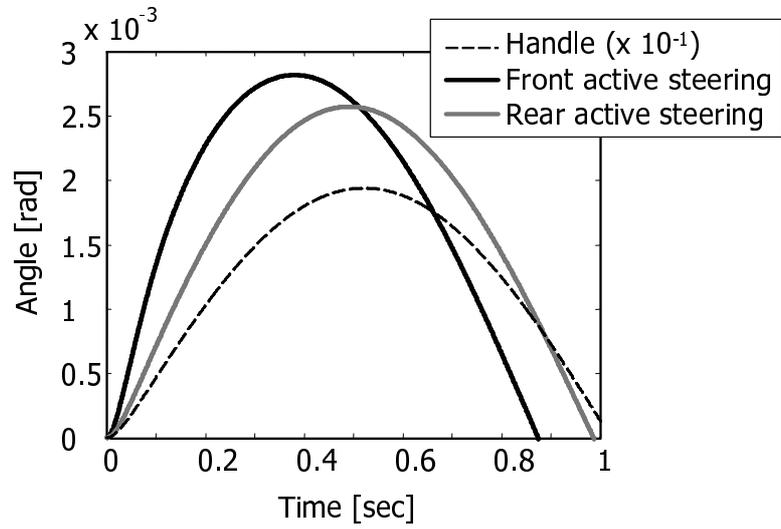


図- 6.12 Active steering angles

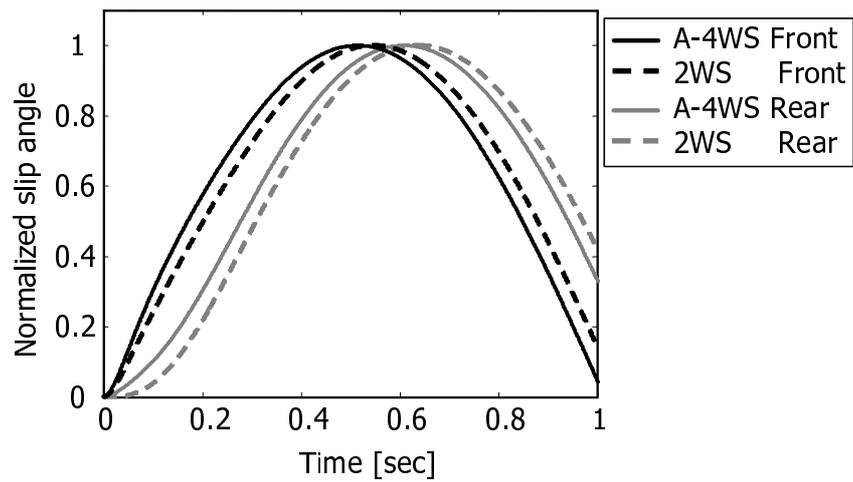


図- 6.13 Normalized tire slip angles

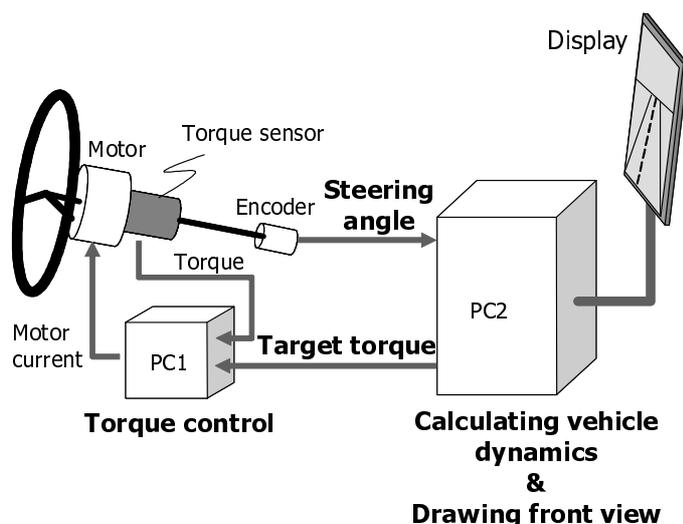


図- 6.14 Construction of driving simulator

### 6.3 緊急回避時の可変ステア特性に対する操作性

前節では通常走行時にドライバーにとって望ましい車両運動特性を実現するための設計手法を取り上げた。一方で障害物回避などの特殊な状況下では、通常走行状態と異なり走行条件に特化した車両運動特性が望まれる場合がある。例に挙げた緊急回避状態であれば、例え快適性が損なわれても回避性能を最大化することが要求されるであろう。しかしながら車両運動特性を通常状態から変更する場合には、ドライバーとの干渉を十分考慮して人間 - 自動車系として最大性能が得られるように配慮する必要がある。

本節では緊急回避時にステアリング系の特性を変化させることにより回避性能を向上させることを目的として、ステアリングギア比と操舵反力の特性を変化させたときのドライバーのステアリング操作の違いと回避性能を、ドライビングシミュレータを用いたモデル実験により検討する。

#### 6.3.1 ドライビングシミュレータの概要

実験に用いたドライビングシミュレータの構成を図 6.14 に示す。定置型でドライバーにはディスプレイによる前方視界の情報と操舵反力とを与える。装置は2台のパーソナルコンピュータ(PC1,PC2)からなる。PC1は操舵反力コントローラで、外部からのトルク指令に基づきモータ電流を制御し任意の操舵トルクを発生可能である<sup>168), 169)</sup>。PC2

は車両運動演算と前方視界の描画を行う。本実験では車両運動の演算に汎用車両運動シミュレーションソフトである CarSim を用いた。ドライバのステアリング操作に基づき PC2 が舵角に応じた車両運動を演算し、前方視界を描画すると共に車両運動に応じて発生する操舵反力を演算する。これを基準操舵トルクとして PC1 に出力する。PC1 では基準操舵トルクに摩擦成分を付与し、図 6.17 に示すようなヒステリシス特性を実現する。実験に用いた車両パラメータは一般的なスモールカーカテゴリーのものである。

### 6.3.2 実験条件

#### 走行タスク

図 6.15 に走行タスクを示す。高速域での緊急回避では車両の操作性よりもむしろ限界時の安定性が重要視される。またタイヤの運動に対してタイヤの力が飽和してくる走行限界領域では、ステア操作の違いが車両運動に反映されにくい。そこで本実験は中速域で行い、回避タスクも走行限界直前で回避可能なタスクを選んだ。対面 1 車線の直進路を走行中に 16.5[m] 前方に障害物 1 を出現させ、ドライバに対向車線への回避操作をさせる。さらに 18.5[m] 先の対向車線には障害物 1 と同時に障害物 2 を出現させ、元の車線への復帰操作を促す。障害物 1 の出現と同時に、後述するようにステアリング特性を変化させる。車速は 50[km/h] として一定速度で走行させ、ドライバにはステアリング操作のみで障害物を回避させた。

通常このような実験では過去の履歴がドライバの運転操作に影響を及ぼすことが懸念される。そこで本実験ではタスク開始前にデフォルトのギア比でスラロームさせてドライバの状態をリセットするとともに、ドライバが車両の特性変化を予測して自らの操作を適応させてしまうことを極力避けるために、各条件の実施順をランダムにした。

#### ステアリング特性

基本ステアリング特性は一般的な乗用車の値を用い、ステアリングギア比は 15 とし、操舵反力は車両運動シミュレーションによって演算される操舵反力を基準操舵トルクとした。図 6.17 の 'Default setting' に基本ステアリング特性でゆっくりとスラロームしたときの舵角と操舵トルクの関係を示す。この状態から障害物 1 の出現と同時にス

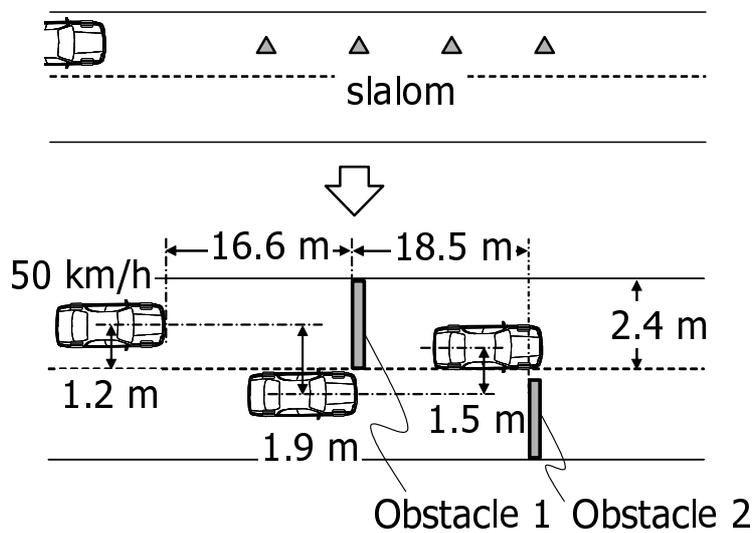


図- 6.15 Driving task

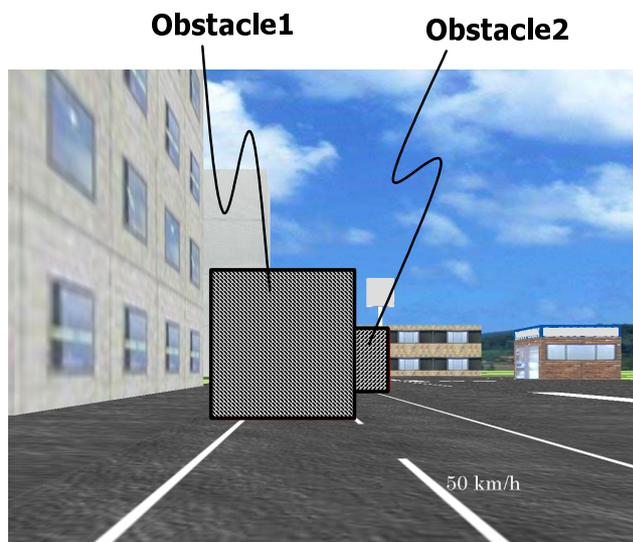


図- 6.16 Front view

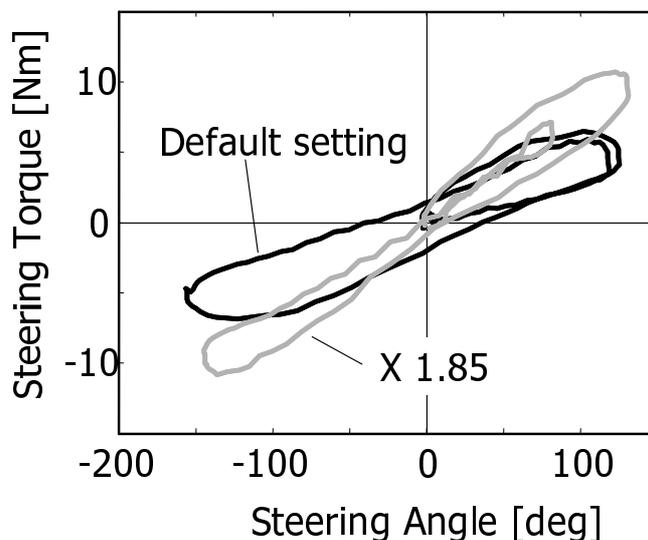


図- 6.17 Steering characteristic

テアリングギア比を 8,10,12,15 のいずれか、および基準操舵トルクを 'Default setting' の場合に対して 1,1.25,1.5,1.85 倍のいずれかに変化させる。ステアリングギア比変化の範囲は、緊急回避時にギア比をスローにしたほうが良いということは考えにくいので、クイックにする側のみ現実的な範囲としてギア比 8 までを調べた。操舵トルク変化の設定値は、「ギア比 15×トルク 1 倍」「ギア比 12×トルク 1.25 倍」といったようにギア比とトルクの積がほぼ一定になる値を選び、これらの組み合わせ計 16 種類の実験条件についてドライバの操作と回避性能を調べた。

#### 被験者

被験者は運転歴数年の 20 代の男性 8 名とした。運転歴を表 6.1 に示す。網掛けした 3 名は日常的に運転しないドライバ (グループ B)、残りの 5 名は日常的に運転を行っているドライバ (グループ A) である。

表- 6.1 Subject data

Name	Driving career	
a	several times per year	1 year
b	every day	3 years
c	several times per week	1.5 years
d	onece per month	1.5 years
e	every day	3 years
f	every day	5 years
g	several times per year	3 years
h	every day	3 years

### 6.3.3 緊急回避操舵の仮説

ドライバの運転行動はいくつかの運転戦略モードから成り、これらを認知・判断に基づいて切り替えている<sup>121),124),125),170)</sup>。図 6.18 は典型的なハンドル角と走行軌跡のパターンである。ここではドライバの緊急回避操舵は図 6.18 に示すように大きく2つの区間に分けられると考える。

[Area A] 一定の操舵パターンで操舵し、認知・判断に基づき操舵を切り替える。本実験のタスクでは回避初期に1/4周期のsin操舵とそれに続く保舵のパターンが現れる。その時の操舵速度はステアリングギア比や操舵トルクの変化によらず一定で、転舵のタイミング(操舵周波数)は車両運動の認知・判断によって決められる。

[Area B] 車両運動をフィードバックしながら操舵量を決定する。操舵パターンそのものが車両運動の状態により変化する。

### 6.3.4 実験結果

#### 回避成功率

各実験条件における回避成功率を図 6.19 に示す。各条件ごとにそれぞれ6試行×(グループA: 5名, グループB: 3名)の合計結果である。二つの障害物に共に接触せず通

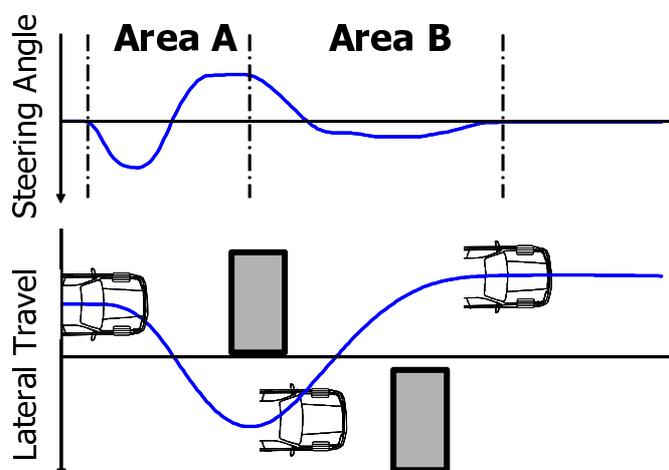


図- 6.18 Steering strategy

過できた場合を Pass, 障害物 1 に接触した場合を Not avoid, 障害物 1 には接触せず障害物 2 に接触した場合を Not return と区別した. 図からわかるように, 実験した走行タスクでは 'Default setting' (ギア比 15, トルク 1 倍) の場合には回避が難しい. 全体的な傾向としては, ステアリングギア比がクイック (小さな値) になるにしたがって一つ目の障害物が避けられない確率 (Not avoid) は減少している. 一方でギア比 8 では障害物 2 に接触する (Not return) 確率が増している. これはギア比がクイックになり過ぎると障害物 1 を回避する際に行き過ぎて元の車線に戻れなくなることを示している. 特徴的なのはこのときのグループ A とグループ B との違いである. 図 6.20 にギア比が 8 と 12 の時のステアリングトルクに対する通過 (Pass) 確率を示す. グループ A では, ギア比 12 のときには操舵トルクが小さい方が回避確率が高いのに対しギア比 8 のときにはトルクが大きい方が回避確率が高くなる. 一方でグループ B にはこのような傾向は見られなかった.

#### 主観評価

全 16 条件をギア比変化ごとに 4 つに分け, 4 条件を一連の試行として各試行ごとにアンケートにより主観評価を行った. 各試行中のトルク変化条件の順番は毎回変更した. 各条件に対して「回避のしやすさ (Avoidability)」と「操作性の良さ (Controllability)」

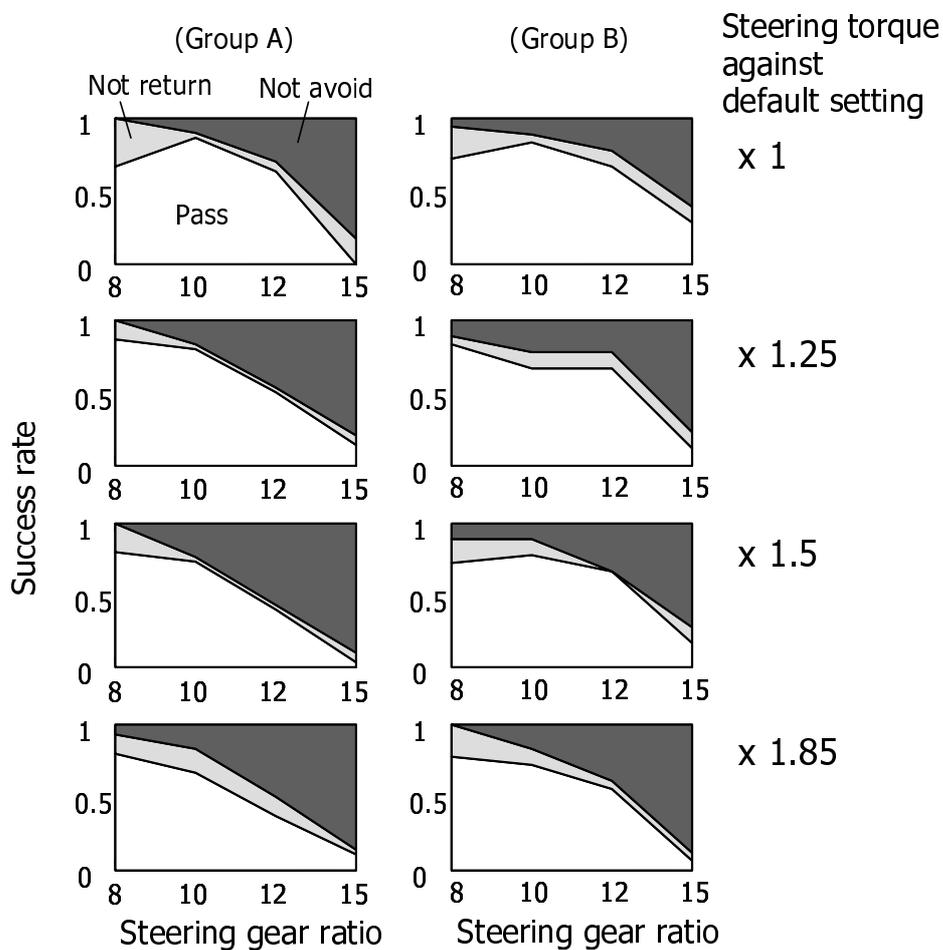


図- 6.19 Success rate

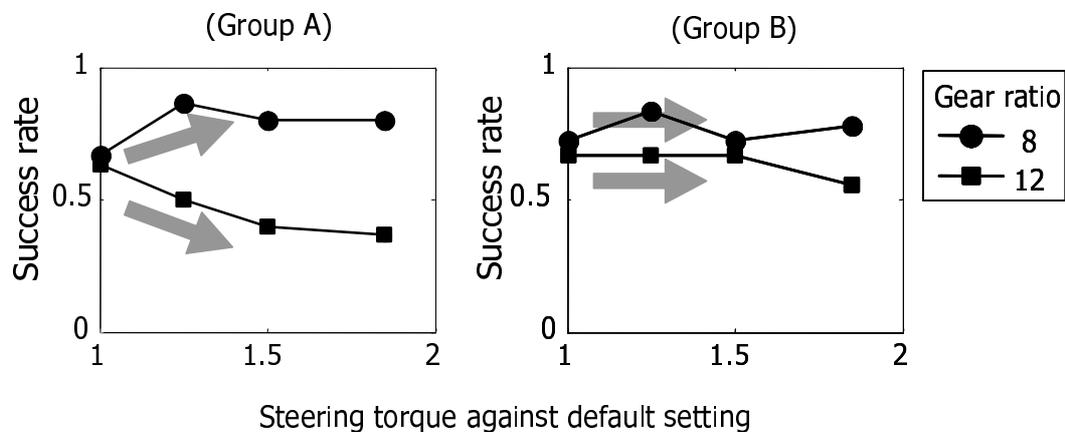


図- 6.20 Relation between gear ratio and torque for success rate

について5段階評価を行った。「回避のしやすさ」では単純に障害物1への衝突を避けやすいかどうか、「操作性の良さ」では一連のダブルレーンチェンジタスクに対して軌跡追従性も含めた運転のしやすさを評価してもらった。

個人差の影響を除くために、被験者ごとに16条件×6回の全96ケースを母集合として次式のように標準化を行った。 $x_{Si}$ は標準化後の主観評価点、 $x_i$ はアンケートで取得した主観評価点、 $\bar{x}$ は平均値、 $\sigma$ は標準偏差、 $n$ はデータ数で本実験では96である。

$$x_{Si} = \frac{x_i - \bar{x}}{\sigma} \quad (6.25)$$

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} \quad (6.26)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n - 1}} \quad (6.27)$$

以上のように各個人ごとに標準化をした上で、グループAとグループBに分けてそれぞれを平均した。

図6.21に「回避しやすさ」、図6.22に「操作性の良さ」に対するそれぞれのグループごとの主観評価結果を示す。標準化した主観評価点に2.5を加えた値を最終的な評点とした。「回避しやすさ」に関しては、グループA,B共にステアリングギア比の違いが支配的でありギア比がクイックな方が評点は高くなるが、本実験の条件では適値があり最もクイックなギア比8の時には評点が低下している。一方で「操作性の良さ」に関しては、「回避しやすさ」と同様にギア比が適値に対してクイック過ぎてもスロー過ぎても評点が下がるのに加えて、特徴的なのはギア比がクイックなときのグループA

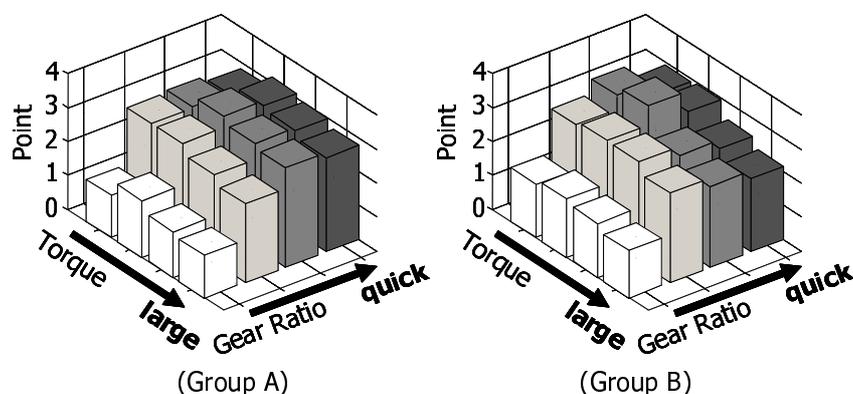


図- 6.21 Subjective evaluation for avoidability

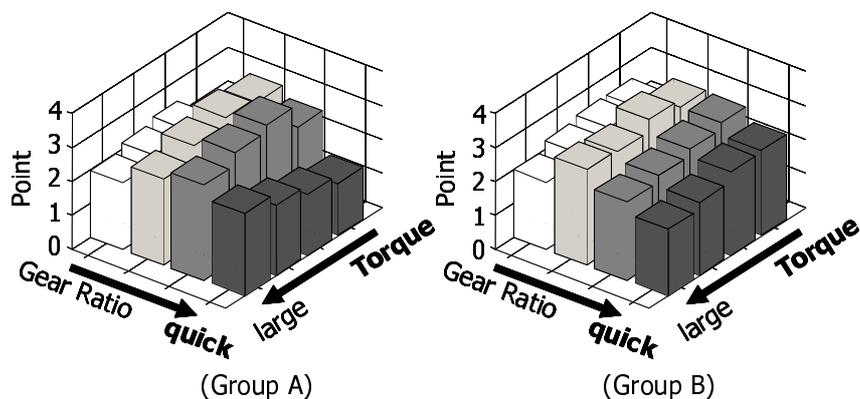


図- 6.22 Subjective evaluation for controllability

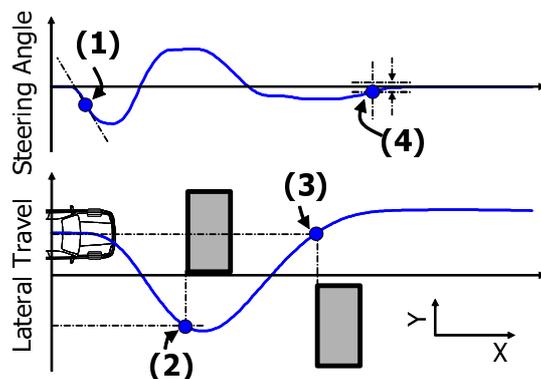


図- 6.23 Characteristic point

とグループBとの違いである．グループAではギア比がクイックな時にはトルクが大きくなるにしたがって評点が上がっているが，グループBではギア比にかかわらずトルクは小さいほうが良いという結果になった．

#### ドライバの操作の特徴点

障害物出現後のドライバのステアリング角と車両軌跡について，図 6.23 に示す特徴点に注目してステアリングギア比と操舵トルクの違いに対する変化を調べた．

##### (1) 操舵初期の最大舵角速度

回避開始から 1.5[s] 間の最大舵角速度を調べた．回避の成功不成功にかかわらず，全試行を対象として各試験条件ごとに平均値を求めた．図 6.24 に結果を示す．本実験で

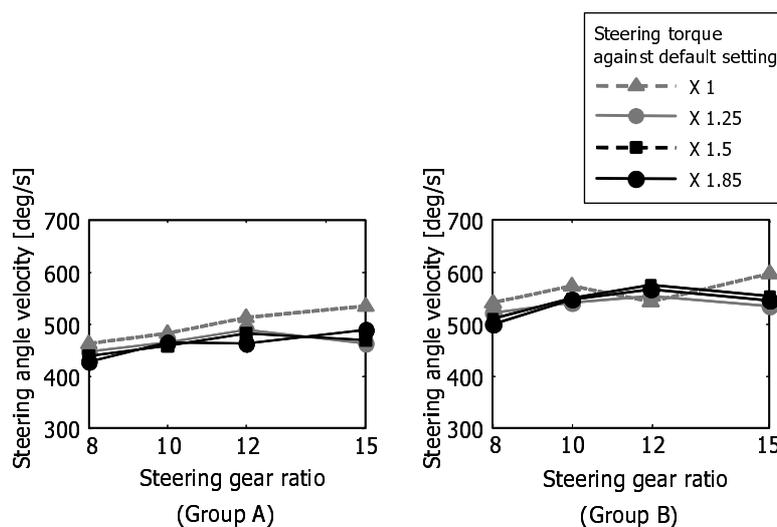


図- 6.24 Steering angle velocity

設定した範囲の条件では，ギア比，トルク共に変化させても舵角速度はほとんど変わらず，その変化幅は10%以内であった．グループBは舵角速度の平均がグループAに比べ100[deg/s]程度大きな値であった．

### (2) 障害物1通過時の行き過ぎ量

次に，車体先端が障害物1の位置( $X=16.6$ [m])を通過したときの車体重心の障害物1に対する行き過ぎ量を調べた．通過できなかったときにはドライバがタスクを中断してしまうことが多かったため，二つとも障害物を通過できた場合のみを取り上げた．また図6.19からわかるようにギア比15の場合は通過できた例が少ないため，ここでは比較から除外した．グループAの結果を図6.25に示す．

横軸にギア比をとって行き過ぎ量を見ると，ギア比がクイック(小さな値)になるのに応じて行き過ぎ量が増加している．それに対してトルクの違いに対する行き過ぎ量はトルクが大きくなるにしたがって若干減るものの，その変化は小さい．グループBにおいても基本的な傾向は同様であるものの，行き過ぎ量の平均は一様に0.1~0.2[m]大きくなった．

### (3) 障害物2通過時の行き過ぎ量

図6.26にグループAによる障害物2通過時の行き過ぎ量を示す．障害物2通過時の行き過ぎ量は，障害物1のときに比べてギア比の違いに対する変化が小さい．またトルク変化に対しても行き過ぎ量は大きくは変化しない．

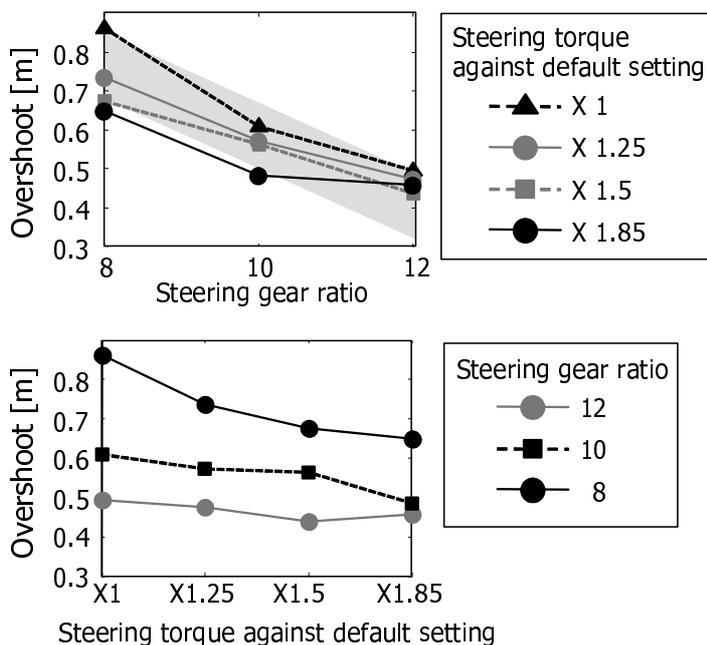


図- 6.25 Overshoot against obstacle 1

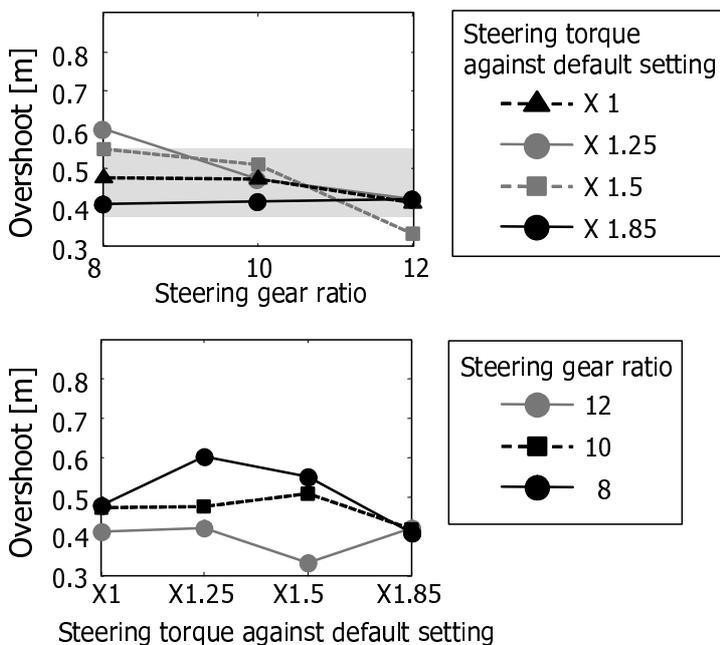


図- 6.26 Overshoot against obstacle 2

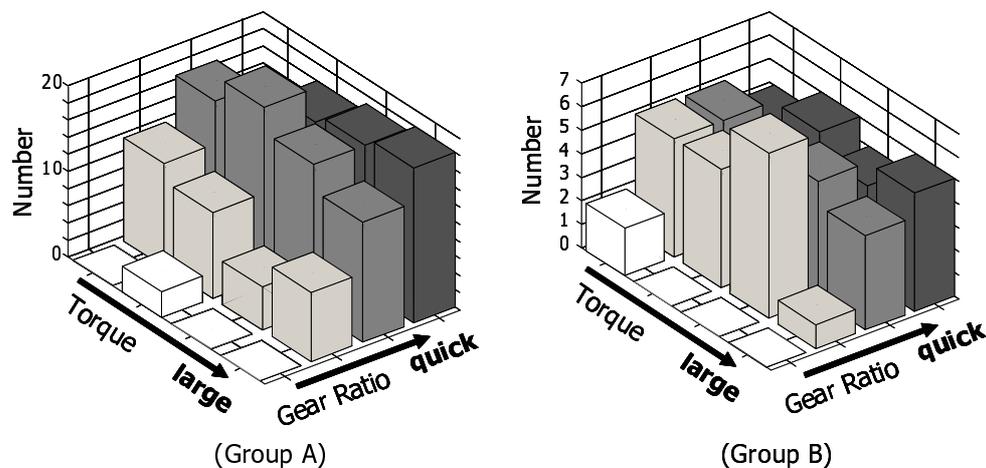


図- 6.27 Convergence time

#### (4) 運動の収束性

図 6.27 に障害物 2 を通過後 1[s] 以内に舵角が  $\pm 10$  [deg] 以下に収束した試行数を示す。グループ A においてはギア比がクイックになるにつれて最も収束回数が多いトルク条件が反力トルクが大きいほうにシフトしている。一方でグループ B ではギア比変化に対するトルク条件と収束回数との明確な相関は見られなかった。

### 6.3.5 考察

6.3.3 項では回避初期の Area A においてドライバは一定のパターンでプログラム操舵すると仮定した。図 6.24 に示したように、初期操舵において操舵速度が変わらないことがその一つの裏づけと考える。本実験のような緊急回避操舵においては、ドライバはギア比による車両挙動の違いにかかわらず同じ速度でプログラム操舵していると考えられる。それに伴い障害物 1 の回避に対する行き過ぎ量は、ほぼステアリングギア比に応じて変化している。一方でトルクの変化に対しては操舵パターンの大きな違いは見られない。ドライバの操舵入力と同じであれば、ギア比がクイックな方が車両の横移動量は大きくなる。これらはギア比がクイックになるに従い障害物 1 に接触する確率が減ること、ギア比がクイックであると回避性能が高く感じるという官能評価の結果とも一致する。これら回避性能にかかわる指標はいずれもステアリングギア比

に高い相関を有し、操舵トルクの変化との相関は低い。それに対し Area B に相当する障害物 2 に対する行き過ぎ量は、実験条件に対してあまり変化せずその違いは障害物 1 に対するものより小さくなっている。すなわちこの領域ではドライバはハンドル特性にかかわらず車両運動を同じにするように操作していることがわかる。これらの特徴はグループ A,B にかかわらず同様であり、グループ B の方が初期操舵速度が高く障害物 1 に対する行き過ぎ量が一樣に大きい点を除けば、基本的な運転戦略は同じと考えられる。

また障害物 2 通過後の舵角の収束性は、ギア比とトルクの大きさに対して特徴的な違いが現れる。特にグループ A の被験者においては、図 6.27 に示したようにギア比がスローなときはトルクが小さくギア比がクイックになるにしたがってトルクが大きくなった方が収束が良くなっている。これは官能評価の「ギア比がクイックなときは操舵トルクが大きいほうが運転しやすい」という結果とも一致する。さらに回避成功率においても、ギア比がクイックなときにはトルクが大きいほうが成功率が増加し、逆にギア比がクイックでないときにはトルクが大きくなるとかえって成功率が低下している。一方で日常あまり運転をしないグループ B においては、緊急回避時の「操作しやすさ」と操舵トルクの間には明確な相関関係が見られなかった。グループ A,B の間の差は、グループ A が操舵トルクをフィードバック情報として用いた制御手法を経験的に獲得しているのに対して、グループ B は操舵トルクをあまり使用していないことが起因すると考えられる。

## 6.4 まとめ

本章ではまず人間特性を考慮した車両運動目標生成の一例として、通常走行領域におけるドライバ操舵に対する車両運動について考察した。人間の運動感受特性に基づけば、車両の旋回運動に対してドライバはヨーレートと横ジャークに注目して運動を評価していると考えられる。これらを自由にコントロール可能なシステムとしては前後輪アクティブステアリングシステムが有効であり、ドライバの感受性にかかわる物理量に基づいた制御ロジックの一構成法を示した。今後の課題は、ここで示したような人間 - 自動車系を考慮した操安性解析のアプローチを限界領域まで含めた種々の走

行領域に拡張して適用することである。特にドライバの要求が必ずしも達成できない限界付近において、実現可能でかつ最もドライバの意図を反映した目標車両運動を求めることは、重要な課題である。

アクティブ制御技術を生かした特性可変制御の効果については、緊急回避時のアシスト制御を取り上げ、ステアリングギア比と操舵反力の特性を変化させたときのドライバの挙動について調べた。日常的に運転している被験者5名、日常あまり運転を行わない被験者3名についてその操作を調べた結果、緊急回避の初期操舵ではドライバはギア比にかかわらず同様の操舵を行い、ギア比がクイックになるほど回避性能が高いと感ずることがわかった。しかしながらギア比がクイック過ぎる場合、軌跡のオーバーシュートが大きくなるなど操作性の面で背反が発生する。これに対してはギア比がクイックになるに従い操舵反力を重くすることによって操作性を損なうことなく回避性能を向上させられる可能性があることが、ドライビングシミュレータを用いた官能評価と走行軌跡から確認された。ここでは車両の特性変化に対するドライバの定性的な操作行動特性について検討したが、適切なギア比と操舵反力の組み合わせについては定量評価も含めより詳細な検討を進める必要がある。特に操舵トルクを'Default setting'より小さくした場合については本実験ではカバーされておらず今後の課題である。本検討は限界直前の緊急回避タスクという限定的な条件下で行ったが、ドライバの基本的な操舵特性は程度の差こそあれ他の走行条件にも拡張して考えることが可能であると考え。実験から得られた結果は、運転に慣れたドライバは舵角と操舵トルクの情報をフィードバックループとして持ち、かつこれらがある種の相関を持って操作に反映されることを示しており、今後のドライバモデル構築に有用な知見を与えている。今後は通常領域や高速域での操舵特性に関しても検討を進める必要がある。また本実験では比較的運転歴の浅い若年ドライバを対象にしたが、熟練ドライバや高齢者における検討も必要であろう。さらに本研究ではできる限りドライバの「予測」や「慣れ」の要素を排除するように心がけたが、今後はこのような車両特性変化に対して「予測・慣れ」がどのように作用するのかについても検討を進める必要がある。

## 第7章 結 言

本研究は車両の操縦性や安定性を究極まで向上し理想の運動を実現するための制動・駆動系および操舵系の統合制御を主題とし、種々の制御理論や最適化手法に基づいて目標の車両運動を実現する制御手法とその有効性を示すとともに、車両運動目標を生成する研究に取り組み、ドライバの操縦に対するアシストや自動運転に向けた車両運動の統合制御に必要な技術を体系化することを目的としている。制御において制御目標の生成とその実現は表裏一体であり、そのどちらが欠けても理想的なシステムを構築することはできない。車両運動制御においては、制御目標の実現に対して時々刻々と変動する走行環境の中で限られたタイヤの力を有効に利用して車両の運動性能を引き出すことが要求される。そこでの課題は、4輪のタイヤ発生力を用いて車両の前後・横力とヨーモーメントを制御するというある意味で冗長な系に対して、環境変化に対するロバスト性を確保しつつ制御性能を追求するための制御手法を構築することである。また制御目標の生成に対しては、限界走行時に議論されるような緊急回避や最短時間コーナリングなど物理量による制限や評価が優先される場合と、運動に対するドライバの評価が重要視される場合がある。前者の場合は種々の制約条件の下である程度の時間区間あるいは走行区間において車両の運動を最適化して車両の限界性能を引き出すことが求められる。後者の場合はドライバの車両運動に対する検知/判断特性を明らかにし、この特性を考慮した運動目標の生成が求められる。本研究を通して車両の平面運動に対する車両運動目標の決定とその実現方法については設計論としてほぼ体系化できたと考える。ここで体系化した技術の一部は既に Vehicle Dynamics Integrated Management System(VDIM) として実用化され、自動車の走行安全や高い操縦性の実現に貢献している。本章では本研究で得られた結果を総括するとともに、今後の車両運動制御に残された課題について述べる。

## 7.1 総括

階層型車両運動制御アルゴリズム 第2章では所望の車両運動を実現するための基本アルゴリズムとして階層型の車両運動制御アルゴリズム (H-VDIM) を提案した。H-VDIMでは、制動時/発進時/スピン時などこれまでシチュエーションごとの機能として開発が進められることが多かった車両運動のアプリケーション群を統合して、車体/車輪/ブレーキ/ステアリングといった運動対象ごとに階層化し、走行条件にかかわらず目的の車両運動に対して車両各部をどのように運動させるべきかに従って統一した考え方のもとに制御する。階層化したアルゴリズムによって個々のサブシステムに対して見通しの良い設計が可能になり、理論的な制御系設計の適用が容易になった。また新たな機能の追加に際しても、既存の機能との重複やトレードオフに対しての管理が容易になった。

一方で階層化したシステム全体を包含した安定性の保証については、理論的な検証はまだなされていない。しかしながら各階層の動作周波数にはそれぞれ10倍程度の違いがあり、下層に行くほど高くなっている。このことから各階層の連成は大きな問題にならないと考える。実際にシミュレーションや実車検証を通して問題とはなっておらず、実験的には安定性が確かめられている。大規模システムにおいては常に理論的な安定性の保証をすることは難しく、実験的に安定性が確認されていることから提案したアルゴリズム構成は車両運動制御において有効な手法であると考えられる。

タイヤ発生力の実現 第3章では第2章で提案したアルゴリズムの一階層である目標タイヤ発生力を実現するための車輪制御手法について述べた。タイヤは路面と相対運動することによって力を発生する。ここではまず車輪の運動に対するタイヤ発生力を記述するモデルを示した。タイヤの運動と発生力との関係はその非線形性や時変特性ゆえに簡単に論じることはできず、そのモデル化は現在でも継続的に進められている。最新のタイヤモデルは不整地の振動入力に対するタイヤ発生力の特性や温度変化に対する特性を考慮したモデルや、FEMによる詳細モデルを用いた運動解析など、複雑化の一途をたどっている。

一方で制御での使用を考えると、見通しの良い設計やオンボードコンピュータによる実時間演算が可能なシンプルなモデルの利用が有効である。本研究では3.3節に最も

シンプルなタイヤモデルであるブラッシュモデルを示し、3.4節で所望のタイヤ発生力を得るための目標の車輪運動をモデルベースで導出した。これらのタイヤモデルは詳細モデルに比べればある程度のモデル化誤差を含む。しかしながらそもそもタイヤの代表的な特性である最大タイヤ発生力については路面の状況によってその値が10倍近くも変化する。またドライビングステイフネスやコーナリングステイフネスもタイヤの磨耗状態などによっては2倍近く変動する。これらの変動成分はある程度は推定可能ではあるが基本的には外乱成分として考える必要があり、シンプルなモデルを使うことによるモデル化誤差よりもはるかに大きな値である。車輪制御ではこれらの不確実性を考慮したロバスト設計をする必要があり、現状のタイヤ特性推定精度ではシンプルモデルの適用でも十分な制御効果が得られている。今後これらのタイヤ特性の測定/推定精度が向上すればより詳細なモデルを用いた制御系設計が要求されるようになるであろう。

ここで算出された車輪運動の目標はスリップ率やスリップ角の形で導かれ、これらはいずれもタイヤの接地面と路面との相対運動である。3.5節では車輪スリップ率制御の一手法として適応スライディングモード制御を応用したブレーキ制御手法を示した。摩擦ブレーキによる車輪制御では、車輪回転を止める方向には大きな力を発生できるが車輪を回転させる方向には現在のブレーキ力と最大タイヤ発生力との差分の力しか発生できない。特に滑りやすい路面では路面の回転を増す方向の力のみ制限が厳しくなり、非線形性が強く制御が難しい。特にスライディングモード制御ではコントローラがハイゲインでバンバン制御になるため、このような入力制限の不均一に対して影響を受けやすい。その結果、固定ゲインコントローラでは路面状態変化に対して十分なロバスト性が得られなかった。そこでロバスト性の低下を修正するために適応ゲインスライディングモードコントローラを適用し、タイヤスリップ率と前後タイヤ発生力特性に相当するパラメータを学習することによって路面条件の異なるいくつかの実験でロバスト性の向上が確認できた。しかしながらスライディング面への状態拘束のために高応答の制御入力を必要とするスライディングモード制御において、油圧ブレーキの応答は必ずしも十分ではなく振動成分が残っている。これらに関しては、今後センサやアクチュエータの遅れを直接的に考慮した制御系設計によりシステムの振動的な応答をさらに改善する必要があるであろう。またインホイールモータなどのより高応

答な制駆動制御が可能なシステムが導入されれば，ここで述べたアルゴリズムがより有効に機能すると考えられる．

一方でいまだ難しい課題として残っているのは，車体速度の推定である．車輪運動の目標は路面と車輪との相対運動であることは既に述べた．ここで車体と車輪との位置関係は舵角や車輪速という形で精度よく計測可能であるが，車体と路面との相対的な運動が正確に測定あるいは推定できないために，目標となる車輪運動が求まらない場合がある．タイヤ発生力の制御では数 m/s が場合によってはその 1/10 程度の精度での速度制御が必要である．これまでも種々の推定手法を用いた車速推定が提案されているが，様々な走行条件下でロバストな手法は開発されていない．近年，これまで車両運動センサとしては利用されていなかった車載カメラによる画像認識や GPS を用いたアプローチなども提案されており，今後の研究成果が待たれる．

目標フォース&モーメントのタイヤ発生力への配分 第4章では第2章で提案したアルゴリズムの中心的な階層である所望の車体の前後・横力，ヨーモーメントの4輪のタイヤ発生力への配分制御手法について述べた．車体の目標フォース&モーメントを各輪のタイヤの力に配分する手法については，各輪のタイヤ発生力の最大値がタイヤと路面との間の摩擦力によって制限されることや，アクティブ操舵装置の有無や駆動方式によってタイヤ発生力の制御自由度が制限を受けることなどから，一意に望ましい解を求めることはこれまで難しかったが，第4章に示した最適化制御手法によってほとんどの問題は解決された．特に4.2節に示した制駆動力を用いた車体フォース&モーメントの実現手法は，ブレーキアクチュエータのみを用いる簡便さから広く実用化され，車両安全に貢献している．

ステアリング制御と制駆動力制御の協調による実現に関しては，4.3.4節の手法が理論解を導いている．車輪の運動制御に全く制限がなく，4輪のタイヤ発生力が路面状態によって決まる最大発生力内で完全に自由に制御できた場合には，この手法により車両の限界性能を理論的に示すことができる．

一方で最大舵角や応答速度，あるいは駆動方式や左右輪の舵角均等化など，車輪運動の制御に制約がある場合については課題を残している．配分制御の入力となる目標車体フォース&モーメントの与え方にもある程度の工夫が必要である．本研究では2種

類のステアリング・制駆動を利用した4輪タイヤ発生力配分手法について示したが、2つのアルゴリズムの違いは単に最適化手法の違いだけではなく、その評価関数や制約条件の選び方にある。配分制御の第1の目的は目標の車体フォース&モーメントと4輪のタイヤ発生力の合力とを一致させることであるが、4.3.1項で示したアルゴリズムはその差を評価関数の中に含み最小化する。そのため両者が完全に一致するとは限らない。一方で4.3.4項で示したアルゴリズムでは、目標車体発生力とタイヤ発生力の合力を等式拘束条件として定式化するため、両者は常に一致する。しかしながら逆の見方をすれば、後者のアルゴリズムでは常に実現可能な目標車体フォース&モーメントを与えなければならないが、これもまた難しい。そのため後者のアルゴリズムでは、車体フォース&モーメントが実現不可能な値の場合タイヤの $\mu$ 利用率が1を超えるなど実現不可能な解しか得られない場合がある。この場合は目標値車体フォース&モーメントを変更して再計算する必要がある。このように場合によっては前者のアルゴリズムのように車体フォース&モーメントが厳密に実現可能であるかどうかにかかわらずできるだけ近い値を実現してくれるほうが使いやすい場合もある。2.4節において各階層間の情報のやり取りが重要であることを述べたが、タイヤ発生力の配分制御ではここで取り上げた配分誤差や $\mu$ 利用率のような値を上位の階層にフィードバックし、必要があれば目標車体フォース&モーメントを修正することが重要であり、その修正の仕方によっていずれの配分アルゴリズムがより使いやすいかが分かれる。すなわち定性的な修正の方向のみを示す場合は前者、厳密にフォース&モーメントを管理したい場合は後者のアルゴリズムの方が適する。また4.3.4項で示したアルゴリズムの中で擬似逆行列の利点をうまく適用できるのは4輪のタイヤ発生力が独立かつ任意の値に制御可能な場合に限られる。左右輪の舵角を等しくしたり、駆動方式を考慮するなど、制御可能なタイヤ発生力に制約がある場合、4.3.1項で示したアルゴリズムのほうが修正が容易である。実際にシステムを構築する際にはこれらのことを十分に考えた上でアルゴリズムを選定する必要がある。

物理的制約条件に基づく目標車両運動の導出 第5章では物理的な運動の評価に基づく目標車両運動の生成として、プレビュー情報を用いた障害物回避の最適軌跡制御を取り上げた。目標の車両運動が与えられたときにそれを実現する手法は第2-4章で体系

化されてきた．それに対してこれまでの目標車両運動はドライバのステアリングやブレーキ/アクセルペダル操作から所望の車両モデルを通して目標車両運動を求め，それを実現するものであった．一方で近年，ドライバ以外からの情報としてカメラやレーダなどの車載センサや認識技術の発展，ITSなどのインフラからの情報整備によって，車両前方の走路情報などが得られるようになりつつある．

第5章ではこれらプレビュー情報から障害物の大きさすなわち回避に必要な横移動距離がわかったときに最短距離で回避を実現する車両軌跡の導出について述べた．最適性の条件から質点の障害物最短回避問題を解き，最適な車体の力を出力するフィードバックコントローラを簡単な2次元マップで記述できることを理論的に示した．示したコントローラは任意の車体加速度内での回避を指定でき，種々の走行条件に対応可能である．さらに発生力を各輪に配分することにより，4輪の制駆動・ステアリング制御に帰着できることを示した．最大車両加速度をある程度余裕のある値に設定しておけば，障害物の発見が遅れたり回避中の外乱などにより最短回避距離以下に接近してしまった場合には，最大車両加速度を上方修正して必要最小限の加速度での回避を実現するなどの応用が可能である．

本論では単純な障害物回避問題に限って最適軌跡の算出法を示したが，今後は走行中の様々な制約条件を考慮しつつ，燃費や乗り心地などの評価関数も含めたより一般的な走行条件に対しての最適な軌跡生成技術へと拡張していくことが望まれる．このような技術は自動運転の実現を目的とするだけでなく，自動運転可能な技術を有した黒子としてドライバの運転をサポートし，ドライバとの協調により人間-自動車系の性能向上を実現することを目指すものである．

人間-自動車系を考慮した目標車両運動の導出 第6章では人間-自動車系としてドライバの特性を考慮した目標車両運動特性の決定法について述べた．従来の研究ではドライバの操作から所望の車両モデルを通して目標車両運動を求めていたが，そこでの所望のモデルは線形2輪モデルであったり，舵角からヨーレートへの周波数特性をフラットにするなど，単に車両の機械特性に着目したものが多かった．しかしながら車両を運転しその運動を評価するのは人間であって，車両運動の目標を決めその運動のよし悪しを評価するに当たって人間の特性を無視することはできない．6.2節ではド

ライバの感受特性に基づき車両の運動目標を決める手法について触れ、車両の旋回運動に対してはドライバはヨーレートと横ジャークに注目して運動を評価していることを示した。これらを自由にコントロール可能なシステムとしては前後輪アクティブステアリングシステムが有効であり、ドライバの感受性にかかわる物理量に基づいた制御ロジックの一構成法を示した。

ここではドライバが望むと思われる車両運動が実現できるときの目標車両運動についてその一例を示したが、残された課題としては限界領域まで含めた種々の走行領域において本来ドライバが望む車両運動が実現できないときに、どのようにして実現可能な車両運動目標に射影するかが挙げられる。これらについても人間-自動車系を考慮した検討が必要である。

制御による車両特性変化と人間-自動車系への影響 6.3節では、種々の走行条件に合わせて走行中に車両特性を変化させるような場合の人間-自動車系に対する影響を調べた。ここではその一例として緊急回避時のアシスト制御を取り上げ、ステアリングギア比と操舵反力の特性を変化させたときのドライバの挙動について述べた。緊急回避の初期操舵においてドライバはギア比にかかわらず同様の操舵を行い、その結果ギア比がクイックになるほど回避性能が高いと感じることがわかった。しかしながらギア比がクイック過ぎる場合、軌跡のオーバーシュートが大きくなるなど操作性の面で背反が発生する。これに対してはギア比がクイックになるに従い操舵反力を重くすることによって、操作性を損なうことなく回避性能を向上させられる可能性があることが官能評価と実車の走行軌跡から確認された。

ここに示したのはほんの一例であるが、人間の操作に対して制御が介入して車両の運動目標を変更するような場合には、それに対する人間の挙動をよく調べて人間-自動車系としての性能に注目しなければならない。そこには個人差や慣れの考慮という人間特性では避けて通れない課題が残されている。

## 7.2 今後の課題

車両運動制御の目標は自動車をドライバの意図どおりに動かすことである。その第1ステップとしてドライバの操作を絶対的な指令としてそれに忠実に従う研究が行われ、

自動車の平面運動についてはタイヤ発生力を最適に利用して目標を達成する手法がほぼ完成した。目標の平面運動を実現するために残る課題は路面摩擦係数や車体速度の推定技術の精度やロバスト性向上であり、これらの性能向上はタイヤ発生力制御の性能を飛躍的に向上させる可能性を持つ。

第2ステップの目標は操作に限らずドライバの本来の意図を汲んで自動車を動かすことである。6.3節で述べたアシスト制御はプレビュー情報をもとにドライバの”緊急回避意図”を汲んで車両特性を変更する例である。このようなドライバの操作に介入する制御システムにおいても、ドライバの本来の意図を推定し制御システムはそれに対するドライバ操作の誤りを訂正するように働くべきである。しかしながらドライバの操作に現れない意図を推定することは難しく、今後に課題を残している。またドライバの意図と操作に不整合がある場合、例え機械の介入が意図に沿ったものであってもドライバ操作との干渉問題に注意を払う必要があり、これらの研究を進めるためには心理学や生理学の知見との融合による研究の発展に期待する。

高性能な環境認識装置としてのドライバの代わりを機械がしなければならないという課題は大きいですが、それを除けば自動運転の方がドライバ協調型の車両運動制御よりも問題は単純である。しかしながら自動車はあくまでもドライバ主権で運動目標を決定されるべきと考える。クルーズコントロールやレーンキープコントロールのようにドライバから機械に任せるという意思表示がある場合は自動車が自ら運動目標を決定することもあるが、その場合でも制御システムに任せるか解除するか決定権はドライバが持つ。近年になって明らかな運転不能（泥酔，居眠り，パニック，意識喪失など）に対しては、ドライバから主権を剥奪する機能も考案されている。このようなシステムにおいては自車の主権は制御システムに移されるが、制御システムは交通環境の中で周辺の車や歩行者などの行動意図をも汲み取って自車の制御を行う必要があり、さらに複雑な問題への取り組みが期待されている。

## 謝 辞

本論文を執筆するにあたり、たいへん多くの方にご協力をいただきました。ここに深く感謝いたします。

まず、本論文をまとめるにあたり、終始暖かい激励とご指導ご鞭撻をいただいた香川大学工学部知能機械システム工学科教授土居俊一博士（元 豊田中央研究所 感性人間行動部長）に心より感謝申し上げます。本論文は 豊田中央研究所において 1990 年から 2006 年の 17 年間にわたって行われた研究を 2007.04-08.03 の香川大学博士課程において補完してまとめたもので、土居教授には同研究所在職中から現在に至るまで研究の計画・推進にあたり懇切なるご指導をいただきました。また、たいへんお忙しい中貴重なお時間を割き論文の内容に関して有益な助言を頂いた香川大学工学部 知能機械システム工学科准教授 和田隆宏博士、石原秀則博士に厚く御礼申し上げます。

また研究の遂行にあたり常にご指導ご協力いただいた 豊田中央研究所 車両運動研究室長 小野英一博士、理論的観点からご助言を頂いた独立行政法人理化学研究所 基幹研究所 理研 - 東海ゴム人間共存ロボット連携センター長 細江繁幸博士（元 名古屋大学 工学部教授）に厚く御礼申し上げます。さらに研究遂行にご尽力いただいたトヨタ自動車 制御システム統括部 第 1 制御システム開発室主幹 鯉淵健氏、車両運動・制御の全般にわたりさまざまな観点からご助言をいただいた 豊田中央研究所 走行安全研究センター主任研究員 高橋俊道氏、トヨタ自動車 シャシー開発部シニアスタッフエンジニア 山本真規氏、同部 車両制御システム開発室長 曾我雅之氏、同室シニアスタッフエンジニア 土屋義明氏、同社 技術企画統括センター 先端・先行技術戦略室長 井上秀雄氏、ならびに同社 制御システム統括部 第 1 制御システム開発室長 稲垣匠二氏に厚く御礼申し上げます。

また本研究を遂行するための環境を整えてくださった 豊田中央研究所 取締役 菊池昇博士（現ミシガン大学 教授）、西川訓利博士、浅野勝宏博士、三木一生氏、ならびに同所 特別顧問 石川宣勝氏（元 同研究所長）、トヨタ自動車 常務役員 河上清峯氏に厚く御礼申し上げます。さらに様々な面から研究に協力いただいた 豊田中央研究所 車両運動研究室の方々、トヨタ自動車 車両運動・制御関連の方々、香川大学 工学部 知能機械システム工学科 土居研究室の学生の方々、元名古屋大学 機械理工学専攻 細江研究室の学生の方々、アイシン精機、ジェイテクト、アドヴィックス、トヨタテクニカルディベロップメント の関係者の方々に厚く御礼申し上げます。

また私を制御工学の分野に導き制御工学の面白さを教えていただいた元 大阪府立大学 工学部教授 柴田浩博士に厚く御礼申し上げます。

最後に私の健康をいつも気遣い見守ってくれた母と亡き父に深く感謝の意を表します。

2009 年 3 月

服部 義和

## 参考文献

- 1) 山本：“運動性能温故知新”，トヨタ・テクニカル・レビュー，**55**, 1, pp. 6–13 (2006).
- 2) 樋口：“自動車技術史の辞典”，朝倉書店 (1996).
- 3) 影山：“自動車「進化」の軌跡”，山海堂 (1999).
- 4) H. Leiber and A. Czinczel: “Four years of experience with 4-wheel antiskid brake systems (ABS)”, SAE Paper, 830481 (1983).
- 5) 酒井：“タイヤ工学 –入門から応用まで”，グランプリ出版, 改訂版版 (2001).
- 6) S. Drakunov, U. Ozguner, P. Dix and B. Ashrafi: “ABS control using optimum search via sliding modes”, Control Systems Technology, IEEE Transactions on, **3**, 1, pp. 79–85 (1995).
- 7) M.Kaminaga: “Vehicle control using intelligent sliding surface”, AVEC'96, pp. 745–762 (1996).
- 8) 川邊, 中澤, 野津, 渡邊：“アンチロックブレーキのスライディングモード制御に関する研究”，日産ディーゼル技法, 第58号, pp. 63–68 (1996).
- 9) T. Kawabe, M. Nakazawa, I. Notsu and Y. Watanabe: “A sliding mode controller for wheel slip ratio control system”, Vehicle System Dynamics, **27**, 5, pp. 393–408 (1997).
- 10) 神永：“非線形なタイヤ横力を考慮した車両の適応スライディングモード制御”，日本機械学会論文集. C 編, **64**, 622, pp. 2013–2018 (1998).
- 11) W. Maisch, W. Jonner, A. Sigl and S. of Automotive Engineers: “ASR–traction control, a logical extension of ABS”, SAE paper (1987).

- 12) H. Demel: “ABS and ASR for passenger cars ? goals and limits”, SAE, 890834, pp. 1–7 (1989).
- 13) A. Sigl and H. Demel: “ASR-traction control, state of the art and some prospects”, SAE Technical Paper, **900204**, pp. 71–78 (1990).
- 14) B. Boning, R. Folke and K. Franzke: “Traction control(ASR) using fuel-injection suppression: A cost effective method of engine-torque control”, SP- Society of Automotive Engineers, 914, pp. 35–42 (1992).
- 15) S. Inagaki, I. Kushiro and M. Yamamoto: “Analysis on vehicle stability in critical cornering using phase-plane method”, AVEC’94 (1994).
- 16) 小野, 土居, 細江: “ $H_\infty$  制御による車両のスピン防止法 - 第2報 : Direct yaw moment 制御系への適用”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 954, pp. 145–148 (1995).
- 17) 山本, 鯉淵, 深田, 稲垣: “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”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 953, 自動車技術会, pp. 77–80 (1995).
- 18) K. Koibuchi: “Vehicle stability control in limit cornering by active brake”, The Society of Automotive Engineers, 960487 (1996).
- 19) A. Zanten: “Control aspects of the Bosch-VDC”, Proc. of International Symposium on Advanced Vehicle Control 1996, pp. 573–608 (1996).
- 20) S. Matsumoto, H. Yamaguchi and H. Inoue: “Improvement of vehicle dynamics through braking force distribution control”, SAE Technical Paper, **920645**, pp. 83–91 (1992).
- 21) H. Tseng, B. Ashrafi, D. Madau, T. Allen Brown, D. Recker, F. Co and M. Dearborn: “The development of vehicle stability control at Ford”, Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on, **4**, 3, pp. 223–234 (1999).

- 22) 稲垣：“トヨタ VSC による予防安全性能向上 (特集: 安全性を向上させる技術)”, 日本機械学会誌, **106**, 1012, pp. 154–155 (2003).
- 23) 澤瀬, 佐野：“駆動力と制動力を利用したアクティブヨーコントロール”, JSAE Review, **20**, pp. 289–295 (1999).
- 24) S. Sakai, H. Sado and Y. Hori: “Motion control in an electric vehicle with four independently driven in-wheel motors”, Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on, **4**, 1, pp. 9–16 (1999).
- 25) 堀, 坂井, 片岡：“電気自動車の新しいモーションコントロール”, システム, **45**, 5, pp. 231–239 (2001).
- 26) S. Sakai, H. Sado and Y. Hori: “Dynamic driving/braking force distribution in electric vehicles with independently driven four wheels”, Electrical Engineering in Japan, **138**, 1, pp. 79–89 (2002).
- 27) M. Iguchi: “A new design concept of vehicle dynamics based on active control”, JSME international journal. Series C, Mechanical systems, machine elements and manufacturing, **31**, 1, pp. 1–7 (1988).
- 28) Y. Furukawa, N. Yuhara, S. Sano, H. Takeda and Y. Matsushita: “A review of four-wheel steering studies from the viewpoint of vehicle dynamics and control”, Vehicle System Dynamics, **18**, 1, pp. 151–186 (1989).
- 29) 山本：“シャシのアクティブ制御による操安性の向上”, 自動車技術, **45**, 3, pp. 43–51 (1991).
- 30) H. Leffler: “Electronic brake management EMB-prospects of an integration of brake system and drive stability control”, SAE Technical Paper, **960954**, pp. 1–13 (1996).
- 31) M. Selby, W. Manning, M. Brown and D. Crolla: “A coordination approach for DYC and active front steering.”, Vehicle Dynamics and Simulation 2001 (2001).

- 32) A. Trachtler: “Integrated vehicle dynamics control using active brake, steering and suspension systems”, *International Journal of Vehicle Design*, **36**, 1, pp. 1–12 (2004).
- 33) 鈴村, 深谷, 浅田: “車両運動統合制御 (VDIM) の現状と展望”, *トヨタ・テクニカル・レビュー*, **55**, 1, pp. 48–53 (2006).
- 34) M. Nagai: “Active four-wheel-steering system by model following control”, 11th IAVSD symposium on dynamics of vehicles, pp. 428–439 (1989).
- 35) 永井, 山中, 斎藤, 平野: “後輪操舵と制駆動力配分の統合制御の研究”, *自動車技術会学術講演会前刷集*, **972**, pp. 201–204 (1997).
- 36) 永井, 小竹, 高峰: “DYC と前輪操舵制御系の協調制御に関する研究”, *自動車技術会学術講演会前刷集*, No. 5-01, pp. 9–12 (2001).
- 37) M. Abe, N. Ohkubo and Y. Kano: “Comparison of 4WS and direct yaw moment control (DYC) for improvement of vehicle handling performance”, *AVEC'94*, No. 9438196, pp. 159–164 (1994).
- 38) 大久保, 狩野, 安部: “直接ヨーモーメント制御による車両運動性能向上の基礎的研究”, *自動車技術会学術講演会前刷集*, No. 944, pp. 117–120 (1994).
- 39) M. Abe: “Vehicle dynamics and control for improving handling and active safety: from four-wheel steering to direct yaw moment control”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, **213**, 2, pp. 87–101 (1999).
- 40) 古川, 安部: “タイヤ横力モニタリングによる車両運動制御”, *自動車技術会論文集*, **30**, 1, pp. 103–107 (1999).
- 41) M. Abe, Y. Kano, K. Suzuki, Y. Shibahata and Y. Furukawa: “Side-slip control to stabilize vehicle lateral motion by direct yaw moment”, *JSAE Review*, **22**, 4, pp. 413–419 (2001).

- 42) 小野, 林, 土居, 高浪: “ $H_\infty$  制御による操舵・懸架系の統合制御”, 自動車技術, **46**, 3, pp. 27–31 (1992).
- 43) 平野, 小野: “非線形ロバスト制御による操舵/駆動系統合制御システム”, 自動車技術会論文集, **25**, 4, pp. 103–107 (1994).
- 44) 土居, 小野, 細江: “ $H_\infty$  制御による車両のスピン防止法 - 第1報: 前輪アクティブ操舵制御系への適用”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 954, pp. 141–144 (1995).
- 45) 小野, 土居, 細江: “車両運動の安定性解析と制御への応用”, 自動車技術会論文集, **27**, 3, pp. 152–157 (1996).
- 46) E. Ono: “Bifurcation in vehicle dynamics and robust front wheel steering control”, IEEE, Trans., **CST-6-3**, pp. 412–420 (1998).
- 47) 小野: “ゲインスケジュールド  $H_\infty$  制御による車両運動のロバスト安定化”, 計測自動制御学会論文集, **35**, 3, pp. 393–400 (1999).
- 48) W. Durham: “Constrained control allocation”, Journal of Guidance, Control, and Dynamics, **16**, 4, pp. 717–725 (1993).
- 49) R. Adams, J. Buffington and S. Banda: “Design of nonlinear control laws for high-angle-of-attack flight”, Journal of guidance, control, and dynamics, **17**, 4, pp. 737–746 (1994).
- 50) M. Bodson, A. I. of Aeronautics and Astronautics: “Evaluation of optimization methods for control allocation”, Journal of Guidance, Control, and Dynamics, **25**, 4, pp. 703–711 (2002).
- 51) Y. Hattori: “Optimum vehicle dynamics control based on tire driving and braking forces”, R&D Review of Toyota CRDL, **38**, 4, pp. 23–29 (2003).
- 52) 服部, 鯉淵, 横山: “4輪の駆動・制動力非線形最適制御による車両運動性能の向上”, 自動車技術会論文集, **34**, 3, pp. 83–87 (2003).

- 53) O. Mokhiamar and M. Abe: “Effects of an optimum cooperative chassis control from the view points of tire workload”, JSAE Annual Congress, **33**, 03, pp. 15–20 (2003).
- 54) O. Mokhiamar and M. Abe: “Simultaneous optimal distribution of lateral and longitudinal tire forces for the model following control”, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, **126**, p. 753 (2005).
- 55) E. Ono, Y. Hattori, Y. Muragishi and K. Koibuchi: “Vehicle dynamics control based on tire grip margin”, AVEC’04, pp. 531–536 (2004).
- 56) E. Ono, Y. Hattori, Y. Muragishi and K. Koibuchi: “Vehicle dynamics integrated control for four-wheel-distributed steering and four-wheel-distributed traction/braking systems”, Vehicle System Dynamics, **44**, 2, pp. 139–151 (2006).
- 57) 小野, 服部, 門崎: “4 輪の 3 分力最適配分による車両運動統合制御の限界性能向上”, 自動車技術会論文集, **39**, 2, pp. 33–38 (2008).
- 58) M. Williams: “PROMETHEUS - the European research programme for optimising the roadtransport system in Europe”, pp. 1–9 (1988).
- 59) A. Kemeny: “PROMETHEUS - design technics”, Transportation Electronics, 1990. Vehicle Electronics in the 90’s: Proceedings of the International Congress on, pp. 201–207 (1990).
- 60) S. Shladover, C. Desoer, J. Hedrick, M. Tomizuka, J. Walrand, W. Zhang, D. McMahon, H. Peng, S. Sheikholeslam and N. McKeown: “Automated vehicle control developments in the PATH program”, Vehicular Technology, IEEE Transactions on, **40**, 1, pp. 114–130 (1991).
- 61) 藤岡: “カリフォルニアの PATH 計画”, 自動車技術, **47**, 12, pp. 74–76 (1993).
- 62) 加世山, 間下: “先進安全自動車 (ASV) における運転支援システム (特集: 地上交通システムをより知的に)”, 人工知能学会誌, **22**, 4, pp. 517–522 (2007).

- 63) S. Tsugawa, M. Aoki, A. Hosaka and K. Seki: "Recent Japanese projects of AVCS-related systems", Intelligent Vehicles' 94 Symposium, Proceedings of the, pp. 125-130 (1994).
- 64) 橘, 田口: "実用に供されたIMTS", 自動車技術, 60, 10, pp. 29-33 (2006).
- 65) 吉田, 木崎, 山本, 白井, 坪内, 小島: "ブレーキアシストシステムの開発", トヨタ・テクニカル・レビュー, 47, 1, pp. 78-83 (1997).
- 66) 牧野, 田中, 遠藤, 川端: "インテリジェントパーキングアシストの開発", 自動車技術, 60, 10, pp. 47-52 (2006).
- 67) 藤岡: "4WSD車の最短時間コーナリングに関する理論的研究(第1報 質点モデル)", 自動車技術会学術講演会前刷集 (1988).
- 68) 藤岡: "4WSD車の最短時間コーナリングに関する理論的研究(第2報 平面3自由度モデル)", 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 881, pp. 173-176 (1988).
- 69) 藤岡, 木村: "最短時間コーナリング法に関する理論的研究", JSAE 学術講演会前刷集 (Ed. by 902-1), No. 902-1, pp. 341-344 (1990).
- 70) 藤岡, 木村: "最短時間コーナリング法に関する理論的研究 -第1報 4WD・4WS-", 自動車技術会論文集, 23, 2, pp. 7-80 (1992).
- 71) 藤岡, 木村: "最短時間コーナリング法に関する理論的研究-第2報 操舵・駆動方式が異なる車両におけるコーナリング運動の比較-", 自動車技術会論文集, 24, 3, pp. 94-99 (1993).
- 72) 藤岡, 木村: "最短時間コーナリング法に関する理論的研究 -第3報 荷重移動の影響-", 自動車技術会論文集, 24, 2, pp. 88-93 (1993).
- 73) 藤岡, 江守: "最短時間コーナリング法に関する理論的研究 -第4報 状態量不等式拘束を用いた道路条件の導入-", 自動車技術会論文集, 24, 3, pp. 106-111 (1993).

- 74) 加藤, 藤岡: “最短時間コーナリング法に関する理論的研究 - 第5報:状態量不等式拘束を用いた3次元道路条件の導入 -”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 942, pp. 5-8 (1994).
- 75) A. Wu and A. Miele: “Sequential conjugate gradient-restoration algorithm for optimal control problems general boundary conditions, part1”, OPTIMAL CONTROL APPLICATIONS & METHODS, **1**, pp. 69-88 (1980).
- 76) A. Wu and A. Miele: “Sequential conjugate gradient-restoration algorithm for optimal control problems general boundary conditions, part2”, OPTIMAL CONTROL APPLICATIONS & METHODS, **1**, pp. 119-130 (1980).
- 77) Z.Shiller and S.Sundar: “Emergency maneuvers for AHS vehicles”, SAE Paper, 951893, pp. 1-11 (1995).
- 78) 平尾, 堀内: “緊急障害物回避における車両の最適経路”, 交通・物流部門大会講演論文集, **2003**, 12, pp. 111-114 (2003).
- 79) 堀内, 平尾, 岡田, 納富: “車両の緊急障害物回避における最適操舵・制動制御”, 日本機械学会論文集. C 編, **72**, 722, pp. 3250-3255 (2006).
- 80) 向井, 川邊, 西羅, 高木, 出口: “モデル予測による自動車の障害物回避へのアプローチ”, 第49回自動制御連合講演会, SA4-1, 2, pp. 1-4 (2006).
- 81) 川邊: “知的運転支援系の実現に向けた自動車の最適経路生成”, 電子情報通信学会技術研究報告. ITS, **104**, 506, pp. 31-36 (2004).
- 82) A. E. Bryson: “Applied Optimal Control: Optimization, Estimation, and Control”, Hemisphere Pub (1981).
- 83) Y. Hirano and K. Fukatani: “Development of robust active rear steering control for automobile”, JSME international journal. Series C, Mechanical systems, machine elements and manufacturing, **40**, 2, pp. 231-238 (1997).

- 84) M. Suzumura, T. Kojo, Y. Tsuchiya, K. Asano, Y. Hattori and K. Fukui: “Development of the active front steering control system”, AVEC '04, pp. 53–58 (2004).
- 85) T. Kojo, M. Suzumura, Y. Tsuchiya and Y. Hattori: “Development of active front steering control system”, SAE Paper, 2005-01-0404, pp. 1–7 (2005).
- 86) 小野, 服部, 門崎: “4輪アクティブ操舵による安全性・快適性向上”, 自動車技術会学術講演会前刷集, **11-7**, 20075078, pp. 1–6 (2007).
- 87) R. Ervin, P. Fancher and L. Segel: “Refinement and application of open-loop limit-maneuver response methods”, SAE Technical Paper, **730491**, pp. 1–17 (1973).
- 88) 藤代, 伊藤, 金井, 越智: “モデル追従制御と四輪操舵車”, 自動車技術, **42**, pp. 304–310 (1988).
- 89) 菅沢他: “前後輪の操舵制御による操縦安定性向上”, 自動車技術会論文集, **38**, pp. 62–70 (1988).
- 90) 山本, 原田, 松尾: “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, **46**, pp. 56–61 (1990).
- 91) S. Horiuchi, N. Yuhara and A. Takei: “Two degree of freedom/ $H_\infty$  controller synthesis for active four wheel steering vehicles”, Vehicle System Dynamics, **25**, Supplement 1, pp. 275–292 (1996).
- 92) 藤田, 武田, 深谷他: “ $H_\infty - \mu$  シンセシスを適用したアクティブ後輪操舵システムの開発”, 自動車技術, **51**, 11, pp. 25–31 (1997).
- 93) 安部: “前後輪アクティブ操舵車両のフリーコントロール安定性解析”, 学術講演会前刷集 (1989).
- 94) 安部: “旋回横加速度と前後加速度を考慮した前後輪アクティブ操舵車両の運動性能の解析”, 自動車技術会論文集, **43**, pp. 103–107 (1990).

- 95) W. Bergman: “Measurement and subjective evaluation of vehicle handling”, SAE Technical Paper, **730492**, pp. 1–24 (1973).
- 96) 土居: “ヒューマンダイナミックスを考慮した車両評価”, 豊田中央研究所 R&D レビュー, **30**, 3, pp. 1–15 (1995).
- 97) 土居: “ドライバの運転特性評価の現状と将来”, 自動車技術, **58**, 12, pp. 4–9 (2004).
- 98) 土居: “ドライバ行動分析と予防安全技術の将来”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 38-06, pp. 1–6 (2006).
- 99) D. H. Weir, et al.: “Correlation and evaluation of driver/vehicle directional handling data”, SAE Paper, 780010 (1978).
- 100) D. H. Weir and D. T. McRuer: “Review and correlation of driver/vehicle data”, The 6th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles, Vol. 1976, pp. 650–655 (1976).
- 101) 原田: “人間 - 自動車系の操舵安定限界と操舵性安定性評価”, 日本機械学会論文集 C, **42**, 546, pp. 102–107 (1992).
- 102) 安部, 芝端, 清水, 佐野: “VGS (variable gear-ratio steering system) 車両のステアリングゲインと車両運動性能の解析”, 自動車技術会学術講演会前刷り集, No. 90-99, pp. 5–8 (1999).
- 103) M. Abe, Y. Shibahata and Y. Shimizu: “Analysis on steering gain and vehicle handling performance with variable gear-ratio steering system (VGS)”, FISITA World Automotive Congress, **F2000G349**, pp. 1–6 (2000).
- 104) T. Wada, Y. Furukawa, O. Tsurumiya, M. Kawano, K. Yoshizawa and K. Yamamoto: “An evaluation of steering system with quick gear ratio”, AVEC2006, 060111 (2006).
- 105) 相馬, 鈴木, 下山, 佐久間: “ステアリングギア比とドライバ心理との関連に関する一実験”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 117-06, pp. 19–22 (2006).

- 106) 吉田, P. Leelavansusk, 永井, 毛利: “操舵トルク支援制御系と人間との操舵協調性(第2報) - 曲線走行を含む検討”, 自動車技術会学術講演会前刷集 (2002).
- 107) 永井, 下光, 吉田, 毛利: “操舵トルク支援制御系と人間との操舵協調性-運転シミュレータによる横風応答の検討-”, 自動車技術会論文集, 34, 1, pp. 157-162 (2003).
- 108) 古川, 武井, 小林, 河合: “前後輪のアクティブ操舵が人間 - 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 (1990).
- 109) M. J. Griffin: “Handbook of Human Vibration”, Academic Press, 1st edition (1996).
- 110) 安田, 土居, 久代: “複合振動における人の振動感受特性解析”, 自動車技術会論文集, 31, 4, pp. 49-54 (2000).
- 111) Y. Muragishi, E. Ono, T. Kodaira, H. Sakai, Y. Yamamoto and K. Fukui: “Improvement of vehicle dynamics based on human sensitivity (first report) - development of human sensitivity evaluation system”, SAE World Congress, No. 2007-01-0448, SAE International (2007).
- 112) T. Kojo, M. Suzumura, K. Fukui, T. Sugawara, M. Matsuda and J. Kawamuro: “Development of front steering control system”, Proc. of 6th Int. Symp. Advanced Vehicle Control (AVEC'02), Hiroshima, pp. 33-38 (2002).
- 113) 古平他: “視覚・動揺感受性に基づく操舵過渡応答性の向上(第3報)”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 103-06, pp. 1-4 (2006).
- 114) M. Yamakado and M. Abe: “A new approach to understanding driver maneuver characteristics based upon jerk information-an investigation of driver maneuver, braking to cornering state”, Proceedings. JSAE Annual Congress, pp. 23-28 (2006).
- 115) M. Yamakado and M. Abe: “A new approach to understanding vehicle dynamic characteristics based upon jerk information-estimation of tire stiffness under lon-

- itudinal or lateral vehicle motion in stationary state”, Proceedings. JSAE Annual Congress, pp. 19–24 (2006).
- 116) 山門, 安部: “加加速度情報を用いたドライバ制御特性の新しい解釈方法-減速から旋回にいたるまでの自然な運転操作の分析-”, 自動車技術会論文集, **38**, pp. 29–34 (2007).
- 117) 山門, 安部: “加加速度情報を用いたドライバの制御動作と車両運動の解釈と評価”, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No. 11-07, pp. 13–18 (2007).
- 118) 山門, 安部: “加加速度情報を用いた車両横運動と連係して加減速するドライバモデルの提案 -車両運動力学的合理性を有する運転動作から抽出したドライバモデル”, Review of Automotive Engineering, **29**, pp. 533–541(2008).
- 119) 山門, 安部: “加加速度情報を用いたドライバの制御動作と車両運動の解釈と評価 - 車両の前後, 横複合制御動作と実現される車両運動に関する研究 -”, 自動車技術会論文集, **39**, 3, pp. 47–52 (2008).
- 120) 山門, 安部: “加加速度情報を用いた車両横運動と連係して加減速するドライバモデルの提案 - 車両運動力学的合理性を有する運転動作から抽出したドライバモデル -”, 自動車技術会論文集, **39**, pp. 53–58 (2008).
- 121) Y. Hattori, K. Asano, N. Iwama and T. Shigematsu: “Analysis of driver’s decelerating strategy in a car-following situation”, Vehicle System Dynamics, **24**, 4, pp. 299–311 (1995).
- 122) 成, 藤岡: “Fuzzy 予見制御を用いたドライバモデルに関する研究 - 障害物回避のドライバモデル -”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 965, pp. 181–184 (1996).
- 123) 鈴木, 林, 山田, 金, 早川, 土田, 清水, 城戸: “ハイブリッドシステムモデルに基づく運転スキルのモデル化”, 計測自動制御学会 第4回制御部門大会, pp. 581–584 (2004).
- 124) 天野, 羽田, 土居: “通常走行から緊急時に至るドライバの運転動作モデル”, 豊田中央研究所 R&D レビュー, **33**, 1, pp. 23–30 (1998).

- 125) 天野, 土居, 川口: “操舵特性可変制御による予防安全性の向上”, 自動車技術会論文集, **30**, 3, pp. 87–92 (1999).
- 126) 野村, 吉田, 永井: “ステアリングギア比と操舵トルクの変化に対するドライバ操舵挙動の解析”, 機械学会第15回交通物流部門大会講演論文集, No. 6-52, pp. 199–202 (2006).
- 127) 名切, 天野, 福井, 土居: “ドライバの運転行動解析に基づく運転支援法の検討”, 自動車技術会論文集, **34**, 4, pp. 213–218 (2003).
- 128) 佐久間, 下山, 佐藤, 阿部: “人間の感覚特性に基づく舵角可変操舵装置の特性評価”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 105-06, pp. 5–8 (2006).
- 129) H. Leffler and W. Foag: “Prospects and aspects of an integrated chassis management icm”, SAE paper, 2000-01-0105, pp. 1–9 (2000).
- 130) W. Manning, D. Crolla, M. Brown and M. Selby: “Coordination of chassis control systems for vehicle motion control”, Proceedings of AVEC 2000: 5th International Symposium on Advanced Vehicle Control (2000).
- 131) 小野: “懸架系からの干渉を抑制する操舵系ロバスト制御”, 自動車技術会学術講演会前刷集, **892**, pp. 201–204 (1989).
- 132) O. Härkegård and S. Glad: “Resolving actuator redundancy -optimal control vs. control allocation”, Automatica, **41**, 1, pp. 137–144 (2005).
- 133) R. Hadekel: “The mechanical characteristics of pneumatic tyres”, S & T Memo British Ministry of Supply, **TPA 3/TIB**, pp. 10–52 (1952).
- 134) E. Bakker, L. Nyborg and H. Pacejka: “Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies”, Society of Automotive Engineers international congress and expo, **23**, p. 15p (1987).
- 135) H. Pacejka and E. Bakker: “The magic formula tyre model parameters”, Proc. 1st Tyre Colloquium (Delft, October 1991), pp. 1–18 (1991).

- 136) H. Pacejka and E. Bakker: “The magic formula tyre model”, *Vehicle System Dynamics*, **21**, S1, pp. 1–18 (1992).
- 137) H. Pacejka: “Tyre and Vehicle Dynamics”, Butterworth-Heinemann (2006).
- 138) 牧田, 鳥居: “実路でのタイヤコーナリング特性について ”Magic Formula” タイヤモデルを用いた特性測定”, 自動車技術会 1992 年春季大会学術講演会前刷集, **921123**, pp. 61–64 (1992).
- 139) 牧田, 鳥居: “実路におけるタイヤの力学特性について - 第 2 報: 制駆動条件下でのコーナリング特性 -”, 自動車技術会 1992 秋期大会前刷集, 第 924155 巻, pp. 161–164 (1992).
- 140) 星野, 佐藤, 高橋, 水野: “マジックフォーミュラタイヤモデルのための同定システムの開発”, 自動車技術会 1995 年春季大会学術講演会前刷集, 952, pp. 113–116 (1995).
- 141) 羽田, 高橋, 水野, 星野, 楠: “実走行データを用いたタイヤ横力モデル化手法の開発”, 自動車技術会 1999 秋季学術講演会前刷集, 101-99, pp. 5–8 (1999).
- 142) 水野, 酒井, 大山, 磯村: “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”, 交通・物流部門大会講演論文集, **2003**, 12, pp. 115–118 (2003).
- 143) E. Fiala: “Seitenkräfte am rollenden luftreifen”, *VDI Zeitschrift*, **96**, (1952).
- 144) A. Van Zanten, W. Ruf and A. Lutz: “Measurement and simulation of transient tire forces” (1989).
- 145) A. van Zanten and R. Erhardt: “Measurement and simulation of transients in longitudinal and lateral tire forces”, *SAE Technical Paper*, **900210**, pp. 132–151 (1990).
- 146) P. Zegelaar: “The Dynamic Response of Tyres to Brake Torque Variations and Road Unevennesses”, Delft University of Technology (1998).

- 147) J. Maurice: “Short wavelenght and dynamic tyre behaviour under lateral and combined slip conditions”, Delft University Press (2000).
- 148) A. J. C. Schmeitz, I. J. M. Besselink and S. T. H. Jansen: “TNO MF-SWIFT”, *Vehicle System Dynamics*, **45**, pp. 121–137 (2007).
- 149) P. Van der Jagt, H. Pacejka and A. Savkoor: “Influence of tyre and suspension dynamics on the braking performance of an anti-lock system on uneven roads”, *Proceedings of 2nd International EAEC conference on New Developments in Powertrain and Chassis Engineering*, IMechE C, Vol. 382, pp. 14–16 (1989).
- 150) J. J. E. Slotine: “Adaptive sliding controller synthesys for nonlinear systems”, *Int. J. Cntr.*, **43**, 6 (1986).
- 151) D. S. Yoo: “A variable structure control with simple adaptation laws for upper bounds on the norm of the uncertainties”, *IEEE Trans. Automat. Control.*, **37**, 6 (1992).
- 152) 野波, 田: “スライディングモード制御”, コロナ社 (1994).
- 153) R. Okabayashi and K. Furuta: “Design of sliding mode control systems with constrained inputs”, Vol. 3 (1996).
- 154) 安部: “自動車の運動と制御 -車両運動力学の理論形成と応用-”, 第2章, 東京電機大学出版局 (2008).
- 155) S. Inagaki: “Analysis on vehicle stability in critical cornering using phase-plane method”, *Proc. of 2nd International Symposium on Advanced Vehicle Control 1994*, 50, pp. 287–292 (1994).
- 156) Y. Chin, W. Lin, D. Sidlosky, D. Rule and M. Sparschu: “Sliding-mode ABS wheel-slip control”, *Control Conference, American*, Vol. 29 (1982).
- 157) 山口, 浅野, 天野: “車体横すべり角推定法の開発”, *豊田中央研究所 R&D レビュー*, **36**, 1, pp. 31–38 (2001).

- 158) H. Seraji: “Improved configuration control for redundant robots”, *Journal of Robotic Systems*, **7**, 7, pp. 897–928 (1990).
- 159) E. O. Y. Hattori and S. Hosoe: “Optimum vehicle trajectory control for obstacle avoidance problem”, *IEEE/ASME TRANSACTIONS ON MECHATRONICS*, **11**, 5, p. 507 (2006).
- 160) 田村, 村松: “最適化法”, *工学系数学講座*, 共立出版 (2002).
- 161) 志水: “最適制御の理論と計算法”, *コロナ社* (1994).
- 162) 清水, 宇佐美, 藤波: “回避支援システムの開発”, *自動車技術会学術講演会前刷集*, No. 148-07, pp. 25–30 (2007).
- 163) 服部, 小野, 福井, 村岸, 小城, リムピバンテン, 佐藤: “人間の感受性を考慮した4輪アクティブステア制御”, *自動車技術会論文集*, **39**, 2, pp. 39–44 (2008).
- 164) 永井, 下光, 吉田, 毛利: “操舵トルク支援制御系と人間との操舵協調性-運転シミュレータによる横風応答の検討-”, *自動車技術会論文集*, **34**, 1, pp. 157–162 (2003).
- 165) K. Fukui, et al.: “Experimental study on the performance of driver-vehicle system for the change of steering characteristics”, *AVEC'04*, pp. 41–46 (2004).
- 166) T. Kodaira, Y. Yamamoto, H. Sakai, Y. Muragishi, K. Fukui and E. Ono: “Improvement of vehicle dynamics based on human sensitivity (second report)-a study of cornering feel”, *SAE Paper*, 2007-01-0447, pp. 1–8 (2007).
- 167) 古平他: “人間の感受性に基づく車両過渡応答”, *自動車技術会学術講演会前刷集*, No. 148-07, pp. 13–18 (2007).
- 168) 名切, 土居, 松島, 浅野: “シミュレータにおける操舵反力模擬法”, *自動車技術会論文集*, **25**, 2, pp. 136–140 (1994).
- 169) 浅井, 畔柳, 服部, 小野, 久代: “操舵反力模擬装置の開発”, *日本機械学会第16回交通・物流部門大会講演論文集*, pp. 195–198 (2007).

- 170) 鈴木他：“ハイブリッドシステムモデルに基づく運転スキルのモデル化”，計測自動制御学会第4回制御部門大会, pp. 581-584 (2004).

## 主論文

題目	4輪制駆動，ステア統合による車両運動最適制御
著者名	服部義和，鯉淵健
学術雑誌名 (巻，号，ページ)	計測自動制御学会 産業応用論文集 第4巻，第11号，pp75-80
発行年月	2005.10
題目	車両運動統合制御における理論限界の明確化と達成
著者名	小野英一，服部義和，相澤博昭，加藤博章，田川真一，丹羽悟
学術雑誌名 (巻，号，ページ)	機械学会論文集 73巻，729号，C編，pp.1425-1432
発行年月	2007.05
題目	4輪制駆動・ステア統合制御による最短回避制御
著者名	服部義和，小野英一，細江繁幸
学術雑誌名 (巻，号，ページ)	計測自動制御学会論文集 Vol. 43, No.11, pp.1047-1054
発行年月	2007.11
題目	人間の感受性を考慮した4輪アクティブステア制御
著者名	服部義和，小野英一，福井勝彦，村岸裕治，小城隆博， Theerawat Limpibunternng，佐藤伸介
学術雑誌名 (巻，号，ページ)	自動車技術会論文集 Vol. 39, No. 2, pp.39-44
発行年月	2008.03
題目	制御系ゲイン変化に対する人間の適応能力に関する研究 - ステアリング系の特性変化が緊急回避性能に及ぼす影響 -
著者名	服部義和，土居俊一
学術雑誌名 (巻，号，ページ)	自動車技術会論文集 Vol. 39, No. 5, pp145-150
発行年月	2008.09

## その他の論文

1. Yoshikazu Hattori, Katsuhiko Asano, Norio Iwama, Takashi Shigematsu: Analysis of driver's decelerating strategy in a car-following situation, *Vehicle System Dynamics*, vol.24 no.4-5, pp299-311, 1995
2. 服部義和, 鯉淵健, 横山竜昭: 4輪の駆動・制動力非線形最適制御による車両運動性能の向上, *自動車技術会論文集*, vol. 34, no. 3, pp83-87, 2003
3. Takahiro Kojo, Masato Suzumura, Yoshiaki Tsuchiya, Yoshikazu Hattori: Development of Active Front Steering Control System, *SAE Paper*, no.2005-01-0404, pp1-7, 2005
4. Yoshikazu Hattori, Eiichi Ono, Shigeyuki Hosoe: Optimum Vehicle Trajectory Control for Obstacle Avoidance Problem, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol.11, no.5, pp507-512, 2006
5. 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, pp139-151, 2006