

博士論文

電動パワーステアリングを用いた  
操舵運転負荷軽減による安全向上の  
研究

遠藤 修司

# 目次

論文要旨	- 7 -
第1章 緒言	- 9 -
1.1 研究背景	- 9 -
1.1.1 操舵運転安全向上に対する操舵運転負荷軽減の重要性	- 9 -
1.1.2 操舵運転負荷軽減の論点と課題	- 10 -
1.1.3 EPSを用いて操舵運転負荷軽減を行うことの重要性と課題	- 11 -
1.2 研究目的	- 15 -
1.3 本研究の論点	- 15 -
1.4 論文構成	- 16 -
1.5 文献	- 17 -
第2章 操舵運転負荷低減による操舵運転安全向上の課題	- 18 -
2.1 本章の目的と構成	- 18 -
2.2 本研究で述べる操舵運転の安全とは	- 19 -
2.3 操舵運転負荷軽減の従来の取り組みと操舵運転の安全向上における位置づけ	- 22 -
2.4 操舵運転負荷軽減を論じるフレームワーク	- 24 -
2.5 操舵運転負荷軽減で考慮すべき制約条件	- 26 -
2.6 操舵運転安全に対する操舵運転負荷の評価方法（操舵特性）	- 27 -
2.7 操舵場面で求められる操舵運転負荷軽減目標	- 30 -
2.7.1 目標軌道に追従する操舵制御での目標操舵特性	- 30 -
2.7.2 ヨーレートの変化率を制御する場合に求められる目標操舵特性	- 31 -
2.7.3 操舵特性と摩擦特性の関係	- 32 -
2.8 操舵運転安全を評価する運転環境モデル	- 35 -
2.8.1 シミュレーションモデル	- 35 -
2.8.2 操舵トルク特性シミュレーションの妥当性	- 36 -
2.8.3 平面二輪自動車モデルの基礎	- 38 -
2.8.4 平面二輪自動車モデルで考える操舵特性検討で用いる伝達特性	- 42 -
2.8.5 動特性を考慮したタイヤモデル	- 45 -
2.8.6 EPSモデル	- 49 -
2.9 まとめ	- 52 -
2.10 文献	- 52 -
第3章 操舵トルク情報の意味で明らかにする操舵運転負荷軽減の条件	- 54 -
3.1 本章の目的と構成	- 54 -
3.2 制御系設計から見た運転者の操舵運転課題	- 56 -
3.3 操舵トルク情報が車輻挙動把握に貢献していると考えられる理由	- 56 -
3.3.1 操舵トルク情報を用いた運転者の操舵運転モデルの先行研究と問題	- 56 -
3.3.2 操舵トルク情報活用を示唆する実証研究例	- 58 -
3.3.3 視覚情報による車輻軌道予測の問題点	- 59 -
3.3.4 手腕の機械的特性から考察する操舵トルク情報による操舵制御の意味	- 62 -
3.3.5 手腕の運動制御とのアナロジーで考える操舵トルク情報による操舵制御の意味	- 65 -
3.3.6 操舵性能で評価の高い車輻の操舵特性から考える操舵トルク情報による操舵制御の意味	- 67 -
3.4 手腕の運動制御とのアナロジーで考える運転者の操舵運転モデル	- 68 -
3.4.1 手腕の運動制御の先行研究	- 69 -
3.4.2 スミス予測器を含む手腕の運動制御モデルから考える操舵運転制御機能と機能分担	- 71 -
3.4.3 操舵運転認知モデル	- 71 -

3.4.4	操舵運転判断モデル.....	- 72 -
3.4.5	操舵運転行動モデル.....	- 74 -
3.4.6	本研究目的に対する運転者特性モデル.....	- 76 -
3.5	手腕の運動制御とアナロジーで考える操舵運転モデルの妥当性.....	- 77 -
3.5.1	操舵トルク情報を用いた操舵運転制御の妥当性を検証するベンチマークテスト条件.....	- 77 -
3.5.2	操舵トルク情報を用いた操舵運転制御を議論する運転環境シミュレーションモデル.....	- 78 -
3.5.3	シミュレーションによる提案する操舵運転モデルの妥当性検証.....	- 79 -
3.5.4	実車実験による本操舵運転モデルの妥当性検証.....	- 82 -
3.6	手腕の運動制御とのアナロジーから導かれる望ましい運転環境特性の検討課題.....	- 86 -
3.6.1	手腕の運動制御とのアナロジーから導かれる望ましい車輻特性の検討課題.....	- 87 -
3.6.2	手腕の運動制御とのアナロジーから導かれる望ましいセルフライニング特性の検討課題.....	- 87 -
3.6.3	手腕の運動制御とのアナロジーから導かれる望ましいステアリング特性の検討課題.....	- 88 -
3.6.4	手腕の運動制御とのアナロジーから導かれる望ましい外乱感度特性.....	- 89 -
3.7	まとめ.....	- 89 -
3.8	文献.....	- 89 -
第4章	操舵運転負荷に対する車輻系の影響と EPS を用いた補償.....	- 92 -
4.1	本章の目的と構成.....	- 92 -
4.2	通常操舵運転を対象にした操舵特性場面と評価方法.....	- 93 -
4.3	車輻特性の操舵トルク特性に対する影響.....	- 94 -
4.3.1	リサーチ波形と車速及びヨーレートの関係.....	- 94 -
4.3.2	線形解析による操舵トルク特性への影響要因の解析.....	- 96 -
4.3.3	操舵トルク特性が 1 次伝達関数で近似できる条件.....	- 98 -
4.4	EPS 機能を用いた車輻特性の操舵特性に対する影響補償.....	- 99 -
4.4.1	EPS 機能を用いた補正課題.....	- 99 -
4.4.2	ヨーレート減衰率の改善.....	- 99 -
4.4.3	ヨーレート伝達特性零点の影響補償.....	- 100 -
4.5	SAT 推定と SAT 推定値を用いた SAT 補正制御.....	- 101 -
4.5.1	路面情報の周波数領域での外乱力感度設計.....	- 101 -
4.5.2	2 自由度制御系を用いた外乱力感度設計.....	- 102 -
4.5.3	操舵トルク特性伝達特性時定数の補償.....	- 104 -
4.6	実車輻走行試験による操舵運転負荷軽減効果の確認.....	- 105 -
4.7	まとめ.....	- 106 -
4.8	文献.....	- 107 -
第5章	操舵運転負荷に対するステアリング系の影響と EPS を用いた補償.....	- 108 -
5.1	本章の目的と構成.....	- 108 -
5.2	操舵運転場面と操舵特性.....	- 109 -
5.3	シミュレーションモデル.....	- 110 -
5.4	オンセンター領域.....	- 112 -
5.4.1	トーションバーに減衰を与えスティックスリップの影響を低減する EPS 制御方法.....	- 113 -
5.4.2	提案する制御の効果.....	- 114 -
5.5	オフセンター領域.....	- 115 -
5.5.1	ヒステリシス幅に対するパワーアシスト特性の影響.....	- 115 -
5.5.2	望ましいヒステリシス特性に対するステアリング系摩擦特性の構成.....	- 115 -
5.5.3	ステアリング系に構造減衰特性を与える EPS 制御設計.....	- 117 -
5.5.4	セルフライニングトルクに対する摩擦の影響補償制御設計.....	- 118 -
5.6	オフセンター領域の外側の領域.....	- 120 -

5.6.1	タイヤグリップ状態把握に貢献する操舵特性と EPS 機能を用いた補償方法 .....	- 120 -
5.6.2	実験結果.....	- 122 -
5.6.3	操舵運転負荷軽減に貢献するステアリング機構特性を補償する EPS 制御器構成 .....	- 123 -
5.7	まとめ.....	- 123 -
5.8	文献.....	- 123 -
第 6 章	操舵運転負荷に対する外乱の影響と EPS を用いた補償.....	- 125 -
6.1	本章の目的と構成.....	- 125 -
6.2	運転者の操舵制御能力で考える外乱力と課題.....	- 126 -
6.3	シミュレーションモデル.....	- 127 -
6.4	目標軌道に追従する操舵制御での外乱抑圧.....	- 130 -
6.4.1	2 自由度制御系を用いた外乱力感度設計.....	- 130 -
6.4.2	サスペンション前後方向の固有振動を励起する外乱力.....	- 131 -
6.4.3	道路カントの影響を対象にした外乱力感度設計.....	- 135 -
6.4.4	タイヤグリップロス状態でのセルフアライニングトルク伝達制御設計 .....	- 137 -
6.5	ヨーレート変化を対象にした操舵運転での外乱抑圧について .....	- 141 -
6.5.1	運転者がヨーレートの変化率を制御しやすい操舵特性条件 .....	- 141 -
6.5.2	フリーコントロール時のヨーレート過渡応答に及ぼすステアリング系過渡応答特性の影響 .....	- 142 -
6.5.3	ステアリング系過渡応答の安定性を向上する EPS 制御機能.....	- 146 -
6.6	まとめ.....	- 147 -
6.7	文献.....	- 147 -
第 7 章	操舵運転負荷低減のための EPS 設計技術.....	- 149 -
7.1	本章の目的と構成.....	- 149 -
7.2	ステアリング機構特性補償制御設計.....	- 150 -
7.2.1	パワーアシストを行う領域の安定化制御器設計.....	- 150 -
7.2.2	ステアリング機構特性補償制御器構成.....	- 161 -
7.2.3	操舵運転負荷軽減のための EPS 制御系全体構成.....	- 161 -
7.3	EPS モータ設計技術.....	- 162 -
7.3.1	EPS 用モータの要求特性.....	- 162 -
7.3.2	モータ形式の選択.....	- 164 -
7.3.3	中型車向けブラシレスモータシステム設計の狙い.....	- 165 -
7.3.4	モータ製造誤差に対しロバストなモータ基本設計.....	- 168 -
7.3.5	誘起電圧に高調波歪を有するモータのトルクリプル補償制御 .....	- 172 -
7.3.6	誘起電圧に高調波歪を有するモータの駆動設計.....	- 173 -
7.3.7	誘起電圧に高調波歪を有するモータ用電流制御設計.....	- 177 -
7.4	操舵運転負荷軽減のためのセンサ技術.....	- 181 -
7.4.1	操舵運転負荷軽減に必要なセンサ構成.....	- 181 -
7.4.2	絶対舵角検出の考え方.....	- 181 -
7.4.3	絶対舵角推定.....	- 182 -
7.4.4	相対舵角センサ.....	- 183 -
7.4.5	ハンドル舵角中立点校正.....	- 184 -
7.5	まとめ.....	- 185 -
7.6	文献.....	- 185 -
第 8 章	提案する EPS 機能の操舵運転安全に対する効果.....	- 187 -
8.1	本章の目的と構成.....	- 187 -
8.2	本研究で用いる操舵運転負荷の評価方法.....	- 188 -
8.3	目標軌道に追従する操舵運転での操舵運転安全に対する効果 .....	- 188 -

8.3.1	オフセンター領域（レーン変更）	- 188 -
8.3.2	オフセンターの外側の領域(S字カーブ)	- 191 -
8.3.3	タイヤグリップが失われた領域（低摩擦路でのレーン変更）	- 193 -
8.3.4	オンセンター領域(主観評価)	- 195 -
8.4	ヨーレートの変化率に対する操舵制御での操舵運転安全に対する効果	- 195 -
8.5	提案する EPS 機能による EV 車の操舵運転安全向上	- 196 -
8.5.1	EV 車のバッテリー配置が与える高速走行時のヨーレート安定性の影響	- 197 -
8.5.2	EV 車のバッテリー配置が与える高速走行時のヨーレート安定性の影響の検証	- 198 -
8.5.3	EPS 機能を用いた EV 車のバッテリー配置の高速走行時のヨーレート安定性への影響の補償	- 200 -
8.6	まとめ	- 201 -
8.7	文献	- 201 -
第9章	結 言	- 202 -
9.1	本研究の成果	- 202 -
9.2	本研究テーマに関する今後の課題	- 203 -
付録 A	EPS の機能安全技術	- 204 -
A.1	本付録の目的と構成	- 204 -
A.2	EPS に求められる機能安全について	- 204 -
A.2.1	EPS 安全技術進化の経緯	- 205 -
A.2.2	機能安全とは	- 207 -
A.3	EPS での機能安全検討例と評価例	- 208 -
A.3.1	安全目標	- 211 -
A.3.2	安全手段	- 212 -
A.4	機能安全を考慮した EPS 機能のロバスト設計	- 213 -
A.4.1	性能保証，機能保証及び機能失陥との関係について	- 214 -
A.4.2	性能保証，動作保証と診断機能の関係について	- 215 -
A.4.3	故障検出誤差を考慮した機能診断構造設計	- 216 -
A.4.4	ソフトウェアによる機能診断設計	- 218 -
A.4.5	共通故障要因に対する故障検出方法と構成	- 219 -
A.4.6	ロバスト設計と診断機能の親和性を活用した制御系設計	- 222 -
A.5	まとめ	- 222 -
A.6	文献	- 223 -
付録 B	小型車向けブラシつきモータシステム設計技術	- 224 -
B.1	本付録の目的と構成	- 224 -
B.2	モータ設計	- 225 -
B.3	電流制御設計	- 230 -
B.4	モータ駆動制御設計	- 233 -
B.5	まとめ	- 243 -
B.6	文献	- 243 -
謝 辞		- 244 -
研 究 業 績		- 245 -

## 主要記号一覧

$B_m$	モータ粘性摩擦
$B_{STEER}$	SAT 伝達関数の粘性減衰成分
$B_{STG}$	ステアリング系摩擦
$C_1(s)$	操舵トルクを入力とする制御器
$C_2(s)$	ステアリング角度を入力とする制御器
$C(s)$	トーションバーと $C_1(s)$ をまとめた制御器
$C_f, C_r$	前/後軸コーナリングコンプライアンス (rad s <sup>2</sup> /m)
$C_p(T_{tor}, V)$	パワーアシスト制御器
$C_h$	手の皮膚の粘性係数
$C_{LEAD}(s)$	位相進み補償器
$D(s), \hat{D}(s)$	外乱力/外乱力の推定値
$D_1$	粘性減衰係数
$D_2$	静止摩擦と動摩擦係数
$D_3$	構造減衰係数
$f_{osc}$	外乱によるステアリング振動周波数
$G_\alpha$	単純化した実舵角に対する横加速度伝達関数の定常ゲイン
$G_\gamma$	単純化した実舵角に対するヨーレート伝達関数の定常ゲイン
$G_{sat}(0), G_\alpha(0)$	実舵角に対する SAT 伝達特性/横加速度伝達特性の定常ゲイン
$G_\theta^y$	実舵角からヨーレートまでの伝達関数
$g_{tot}$	実舵角からステアリング角度までのトータルギア比
$g_m$	モータ減速ギア減速比
$H_d(s)$	手の動特性
$I$	車輛のヨー慣性モーメント (kgm <sup>2</sup> )
$J_h, J_{STG}$	ハンドル慣性/ハンドルを除くステアリング系慣性 (kgm <sup>2</sup> )
$i_m$	モータ電流 (A)
$J_m$	モータ慣性 (kgm <sup>2</sup> )
$j$	虚数
$K_f, K_r$	前/後輪タイヤコーナリングパワー (N/rad)
$K_m$	モータトルク定数 (Nm/A)
$K_{tor}$	トーションバー剛性 (Nm/rad)
$K_{SAT}$	ばねに単純化したセルフアライニングトルクのばね定数 (Nm/rad)
$k_t$	タイヤのねじれ方向剛性 (Nm/rad)
$k_h$	手の皮膚のばね定数 (Nm/rad)
$L_p$	前方注視距離 (m)
$l$	ホイールベース (m)
$l_f, l_r$	前/後車軸重心転間距離 (m)
$m$	車輛質量 (Kg)
$r_{tyre}$	車輪半径 (m)
$R_m$	モータ内部抵抗 (ohme)
$S(s)$	感度関数
$SAT(s)$	ヨーレートからセルフアライニングトルクの伝達特性

$STG(s), STG_n(s)$	ステアリング動特性/ノミナル動特性 (deg/Nm)
$T(s)$	相補感度関数
$T_1$	タイヤ横力に対するセルフアライニングトルクの応答時定数 (s)
$T_2$	横滑り角初期値に対するセルフアライニングトルクの応答時定数 (s)
$T_3, T_4$	制御器時定数 (s)
$T_{yr}$	時定数 (s)
$T_h$	操舵トルク (Nm)
$T_{sat}$	セルフアライニングトルク (Nm)
$T_{SAT}$	セルフアライニングトルクのステアリング軸換算値 (Nm)
$T_{tor}$	トルクセンサ検出トルク (Nm)
$T_1$	予測項 (ハンドル速度項)
$T_L$	運転者の操舵応答性 (s)
$T_m$	モータトルク (Nm)
$T_p$	前方注視時間 (s)
$T_d$	運転者制御動作特性の遅れ (s)
$T_{dd}$	スミス予測器で補償する遅れ時定数 (s)
$T_{filt}$	運転者が適応できる最大周波数に相当する時定数(2Hz) (s)
$V$	車速 (m/s)
$V_m$	モータ印加電圧 (V)
$V_y$	y 方向速度 (m/s)
$V_x$	x 方向速度 (m/s)
$Y_f, Y_r$	前/後輪に働くコーナリングフォース (N)
$\alpha$	横加速度 ( $m/s^2$ )
$\beta$	車輻重心点の横すべり角 (rad)
$\beta_f, \beta_r$	前/後輪タイヤの横滑り角 (rad)
$\gamma$	重心まわりの角速度 (ヨーレート) (rad/s)
$\xi$	タイヤ横力力点のタイヤ回転軸に対するモーメントアーム (m)
$\eta$	EPS 機能で付加する構造減衰係数
$\varphi$	ヨー角度 (rad)
$\varphi_d$	目標ヨー角度 (rad)
$\varphi_e$	車輻到達予測角度 (rad)
$\theta_t$	実舵角 (rad)
$\theta_m$	モータ角度 (rad)
$\theta_d$	操舵角(ステアリングハンドル角度) (rad)
$\theta_h$	手の位置 (rad)
$\theta_g$	ステアリング角度 (rad)
$\tau_D$	運転者の操舵運転制御の無駄時間 (s)
$\tau_n, \tau_\alpha$	平面二輪モデルを 1 次近似した極/零の時定数(s)
$\tau_{sat}, \tau_r$	SAT 伝達時定数/望ましい SAT 伝達時定数(s)
$\omega_n$	ヨーレート固有振動周波数 (rad/s)
$\omega_{nr}$	セルフアライニングトルクの望ましい応答周波数 (rad/s)
$\omega_{SUS}$	サスペンション前後方向の固有振動周波数 (rad/s)
$\omega_{pn}, \omega_{zn}$	平面二輪モデルにける極/零の固有周波数 (rad/s)

## 論文要旨

本論文は、電動パワーステアリング(以下、EPS)を用いた操舵運転負荷軽減を身体的な負荷のみならず情報処理負荷を含め総括的に論じ、自動車の操舵運転安全向上に貢献するEPS機能を提案するものである。操舵運転負荷低減は、事故回避技術と並び操舵運転の安全に貢献する重要な技術と位置付けられている。この様に情報処理負荷を含めた操舵運転負荷低減は、自動車開発の中で操舵感開発と呼ばれ、長らくState of the artとして取り組まれてきた。操舵感は、運転者特性、道路特性および車輻特性が相互に影響しあう複雑な問題であるため主観的な評価が重視され、かつその実現では、車輻の基本特性、サスペンションおよびステアリングの相互作用を考慮する必要があり、設計が困難という問題がある。これら背景の結果、現在加速している自動車技術の電動化において期待される設計自由度を活かしたより高度なレベルでの安全貢献に対して、ステアリング技術の進化が遅れている。したがって、本論文では、次に示す3つのブレークスルーを行い、操舵運転負荷を軽減することにより安全に貢献するEPS機能を提案した。

1 つ目は、運転者の操舵運転特性を特に操舵トルク情報の意味に着目し、手腕の運動制御とのアナロジーを用いて解析を行い、操舵運転負荷軽減をもたらす目標操舵特性を明らかにしたことである。

2 つ目は、車輻、サスペンションおよびステアリング系との干渉問題を、EPS機能を用いて補償することを前提に単純化し、相互作用の影響を明らかにした。そして、EPS機能に外乱オブザーバを応用した干渉を緩和する機能により、目標操舵特性を実現する設計方法を導いたことである。

3 つ目は、EPSモータがもたらすステアリング機能の動特性を補償し、提案するEPS機能を実現できるEPS設計技術を導いたことである。バッテリーからエネルギー供給を受け、コスト制約がある中で高出力、低トルクリップルを求めるトルクアクチュエータとしてモータを機能させるためには固有の設計問題が生じるためである。

上記した本論文の目的とブレークスルー課題に対し、以下に示す7つの章構成で論じ、操舵運転負荷を軽減し安全を向上するEPS機能を提案している。

第2章では、本論文の議論を進める上での基礎を示した。操舵運転負荷低減による操舵運転安全の向上の検討課題を明らかにし、制御設計問題として検討可能にするフレームワークと基礎となる検討モデルを提示した。その結果、操舵運転負荷低減が操舵運転の安全に果たす意味を明らかにすることで操舵運転負荷軽減を論じるフレームワークを示し、操舵運転負荷を評価する代用特性を提示した。そして、主観的な操舵感評価と代用特性の関係を明らかにし、操舵運転負荷軽減目標を検討する代用特性を明らかにした。また、その代用特性を再現するシミュレーションモデルを提示し、主観的に評価されてきた操舵特性の解析を可能にする環境を提示した。

第3章では、運転支援を議論するうえで必要になる運転者の操舵運転特性を明らかにした。まず、運転者による操舵運転は、人の手腕の運動制御とのアナロジーにより成されているという仮説をたて、運転者の操舵運転特性を解析し、運転者が手腕の運動制御とのアナロジーで操舵運転負荷が軽減できる条件を導いた。そして、導いた条件をEPS機能で実現し、目標軌道に対する追従性が向上することを実車実験で実証した。この結果、運転者の操舵運転特性を人の手腕の運動制御とのアナロジーで説明することは、妥当な仮説であることを示し、操舵運転負荷を軽減する条件を導いた。

第4章では、通常操舵運転における運転者負荷に対する車輻特性の影響を解析し、それをEPSによって補償する方法を提案した。まず、目的に対する望ましい操舵特性を、車輻挙動と操舵トルクのリサーチ波形を基に操舵周波数とヨーレート振幅の関係で示す方法を示した。そして、操舵特性を再現するシミュレーションによってスタビリティファクタと後軸コーナリングコンプライアンスの影響により安定感を失う条件を明らかにした。次に、EPS機能を用いて、スタビリティファクタとコーナリングコンプライアンスの影響を補償し、運転者にとって安定感のある操舵しやすい車輻特性にする方法を提案した。更に、外乱オブザーバを用いてEPS制御によって運転者が操舵トルク情報で車輻挙動を把握しやすい条件に補償する方法を導いた。以上の提案したEPSによる補償によって操舵運転負荷が軽減できることをレーン変更運転実験で実証した。

第5章では、EPS機構が有する操舵性能に対する負の影響が克服されたことを前提に、目標軌道に追従する操舵運転をヨーレート振幅により、オンセンター領域、オフセンター領域、オフセンター領域の外側の領域の三つの操舵場面に分類し、各操舵場面の操舵特性に対するステアリング機構特性の影響を明らかにし、望ましい操舵特性を実現するEPS制御設計法を提案した。その結果、目標軌道に追従する操舵運転の操舵特性を論じる上で、ヨーレート振幅により、オンセンター領域、オフセンター領域、オフセンター領域の外側の領域に分けて論じることの有効性を示した。オンセンター領域の操舵では、手腕をリラックスしてハンドルを把持した場合、スティックスリップが発生し操舵負担が増すという問題を明らかにし、スティックスリップの影響を補償するEPS制御を提案し、その効果を示した。オフセンター領域では操舵運転負担軽減に対し、クーロン摩擦力がセルフアライニングトルクの関数で増加するという摩擦特性の重要性を明らかにし、EPSによる補償制御により擬似的に与える方法を提案し、その効果を示した。オフセンター領域の外側の領域では、パワーアシスト特性ゲインを大きくして操舵角に対する横加速度ゲインを上げることの有効性を示し、かつこの領域で求められるタイヤの路面グリップ状態の認識に貢献するパワーアシスト特性の関数条件を明らかにした。

第6章では、前輪タイヤに働く外乱力の管理目標を、運転者の操舵運転能力を考慮して示し、各外乱管理目標に対して外乱オブザーバを応用した外乱力感度設計方法を提案した。その結果、サスペンション前後方向の共振点を励起する外乱力が働いた場合、路面カントがもたらす操舵トルクオフセットを受ける直進走行時の場合およびタイヤグリップを失った場合での操舵運転負担を軽減するEPS機能を用いた補償方法を提案し、その効果を実車実験で示した。次に、フリーコントロールでのヨーレート安定性に対する車輪系とステアリング系が干渉することによる影響を明らかにし、EPSを用いたSAT補償により非干渉化する方法を提案した。この結果を用いて、横風やバンプステアが起こす外乱力のヨーレートへの影響に対し、運転者の修正操舵制御を容易にするEPSを用いた補償設計方法を提案した。

第7章では、これまで論じてきた操舵運転負担軽減に貢献するEPS機能を実現するためのEPSアクチュエータ設計技術について示した。まず、操舵運転負担低減のためのEPS機能を実現するEPS機構特性の課題を明らかにし、それを補償するEPS制御設計法を導き、操舵運転負担低減のためのEPS機能を実現するEPS制御系の構造設計を提案した。また、EPS用トルクアクチュエータとしてのモータ要求特性を明らかにし、その設計技術を提案した。さらに、操舵運転負担を低減するEPS機能に必要な絶対舵角情報を検出する技術を提案した。

第8章では、本論文で提案する操舵運転負担を軽減するEPS機能の操舵運転安全に対する効果を実車実験及びシミュレーションで示した。検証は、本論文で論じた操舵場面、すなわち、目標軌道に対する操舵運転とヨーレートの変化率に対する操舵運転に対し、実車走行試験を行い、操舵運転負担と操舵運転安全に対し提案するEPS機能が貢献できることを示した。さらに、本論文の応用例を示すべく、将来の自動車として期待されるEV車の車輪特性が操舵運転負担に与える影響を解析し、それを補償するEPS機能を提案した。

本論文は、筆者がこれまで取り組んできたEPS開発経験を用いて操舵運転安全に対するステアリングの役割、それを検討するフレームワークおよび設計方法の一般化に取り組んだものである。このため、提案した操舵運転安全の検討方法やフレームワークは、電動パワーステアリングを採用している現在の自動車の安全向上はもとより、次代のステアリングとして期待されるステアバイワイヤや可変ギア比機構を採用する将来の自動車に対しても応用可能なものと考えられる。また、本論文で取り組んだ車輪特性やステアリング特性の操舵運転負担に対する影響の解析手法は、電気自動車やタウンモビリティといった現在に対し異なる車輪特性を持つ自動車の操舵運転安全を考えるうえでも有効であると考えられる。その一例としてEV車に対する解析例を第8章で示した。

以上より、本論文の成果は、現在の自動車の操舵運転安全に貢献することとどまらず、将来の自動車に対する操舵運転安全向上の一助になると考えられる。

# 第1章 緒言

## 1.1 研究背景

### 1.1.1 操舵運転安全向上に対する操舵運転負荷軽減の重要性

自動車の運転支援技術による運転の安全向上は、自動車社会において絶え間ない向上が求められる普遍的な目標である。これまで、多くの研究や開発が多岐にわたった視点からなされ、自動車の操舵運転安全は確実に向上してきているが、社会からは常に更なる向上が求められている。

国土交通省では、運転支援による自動車運転の安全向上に向けた取り組みを、事故回避技術、運転負荷低減技術および自動走行技術の3つのグループに分類し、長期的な実行計画を定め、推進を喚起している(MILT, 2006)。最近では特にESPや4WSを始めとする運転者による操舵運転では対応できない状況での運転支援技術、いわゆる事故回避技術の発展には目覚しいものがある。自動走行技術については、「技術・安全面の課題をクリアすれば実現するものではなく、制度面や社会需要面等における課題もクリアしなければならない。」と将来の課題であることを述べている。そして、運転負荷軽減技術については、「疲労を軽減し注意力を維持するなど間接的な安全効果を目指すもの」として安全向上に対する意義を示している。

パワーステアリングは運転負荷低減を目的とした典型的な自動車部品である。パワーステアリングは、1950年代頃よりエンジンの動力を活用した油圧式のパワーステアリングから導入され始め、運転者の操舵運転負荷を、操舵トルクを軽減するという主に身体的な負荷軽減を目的に導入が進み、現在では乗用車のパワーステアリング装着率は、ほぼ100%に近い。このパワーステアリングは、1990年代台から、油圧式に対しエネルギー消費が少ない電気を動力源とする電動パワーステアリング(以下、EPS)に移行してきている。このEPSでは、パワーアシスト特性をソフトウェアにより調整できるため、これまで対応できなかったステアリングに対する要求に応じることも期待されている。

ところで、操舵運転負荷軽減とは、運転者の操舵運転行為全体に対する負荷軽減と考えられるため、その期待は身体的な負荷軽減にとどまらないはずである。例えば、運転者の操舵運転行為を人の基本的な行動プロセスである、認知、判断、行動で分類する(Carlo, 2007)ならば、身体的な負荷軽減は、行動プロセスに対する負荷軽減に相当する。このため、判断および認知に対する負荷軽減による更なる操舵運転安全向上が考えられる。

以上より、身体的な負荷のみならず、判断および認知に対する負荷を軽減することに取り組み、操舵運転負荷を軽減するEPS機能による操舵運転安全向上の可能性が考えられ、これを追求する意義は大きい。このため、本研究では、操舵運転における認知および判断に対する負荷を情報処理負荷と呼び、議論の重要なキーワードとして用いる。

情報処理負荷を軽減することの重要性は、これまでの自動車の開発でも十分に認識されてきたと考えられる。実際に筆者は、EPSの開発にその黎明期から携わる機会を得た中で、パワーステアリング機能が身体的負荷を軽減するだけでなく、広く操舵運転安全向上に貢献できるようにしたいというニーズに応じてきた。また、Wolfgangは、運転者が皮膚を通して感じる操舵情報が操舵運転の安全性や快適性に大きく影響していることを述べている(Heißing and Ersoy, 2011)。さらに、実際の車両開発現場では、皮膚を通して感じる操舵情報を訓練された評価運転者の主観評価を基に微妙に調整する、いわゆるチューニングと呼ばれる作業を行い、運転者特性に適合するようにパワーアシスト特性を作り上げている。

これらの例が示すように実際の車両開発では、単なる身体的な負荷を軽減するだけでなく情報処理負荷についても間接的に目標が提示されてきた。しかし、感性で示す主観評価を中心に行われているため、運転者の操舵運転行為に対する負荷軽減を分析し論じる設計手法が発達せず、技術進化の妨げの要因となっている。このように技術の進化が遅れている背景には当然、重要な理由があると考えられる。したがって、次節では、進化の妨げとなっている理由を考察し、それを克服するための課題を明らかにする。

### 1.1.2 操舵運転負荷軽減の論点と課題

前項で示したようにステアリング機能の運転者特性への適合調整は、チューニングと呼ばれ、高度な評価能力を持つ運転者の主観的な評価を基に行われている。なぜなら、

「操舵フィーリングの観点からの操舵力特性は、ステアリング機構の摩擦、減衰などの特性だけでなく前輪のセルフライニングトルクを介した車輛の応答特性、さらには人間特性とも複雑に関連しあっているため、運動性能分野に向上技術の一般解を得ることが最もむずかしい項目の一つになっている。」(山本, 2008)と考えられてきたからである。

このため、情報処理負荷を含めた操舵運転負荷軽減は、主にステア特性をはじめとした車輛の基本特性(以下、車輛特性)が支配的な問題であり、ステアリングが果たせる機能には限界があると考えられてきた。実際に皮膚を通して感じる操舵情報が高度なレベルで機能し操舵運転負荷が軽減できている例はあるが、その多くは、ニュートラルに近いステア特性を持つ車輛においてであり(Heißing and Ersoy, 2011)、いわゆる、運転していて疲れない操舵特性が実現できている。一方、車輛特性の設計制約が多い中小型車および電気自動車(EV車)は、EPS機能を活用した操舵運転安全向上を図ることの期待が大きい。

まず、EPSを用いた操舵運転負荷軽減を運転者の操舵運転行為全体で議論するためには、運転者の操舵運転行為の解明が必要である。操舵運転行為を、ステアリングを用いた行為とするならば、目標軌道に追従するためにステアリングを操作し車輛挙動を制御する行為と考えられる。この行為に対するステアリングの役割は、運転者と自動車間のヒューマンマシンインターフェース、すなわち、車輛挙動を直接制御するための機能と操舵運転に必要な情報を運転者に伝達する機能を果たす装置である。このため、ステアリングは、車輛特性を基本としながらも操舵運転の認知、判断、行動すべての工程に関わる。しかし、前述のように車輛特性とステアリングの明確な機能分担はなく、ヒューマンマシンインターフェースとしてのステアリングの役割は具体化されていない。したがって、以下では、認知、判断、行動を操舵運転のフレームワークとして、運転者の操舵運転行為の分析とステアリングの役割を考える上で克服すべき課題を示す。

最初に、目標軌道に追従する操舵運転行為を認知、判断、行動に当てはめると、車輛挙動に関わる情報を認知し、ステアリングの操作量を判断し、手腕を用いてハンドルを操作することに相当する。このことから、これまでのパワーアシストによる身体的な負荷軽減は、ハンドルを操作することに対する負荷軽減を図ったものであり、それ以外に車輛挙動に関わる情報の認知、すなわち、これからの車輛挙動がわかることとステアリングの操作量の判断、すなわち、車輛挙動情報とステアリング操作量の関係がわかりやすいということが更なる操舵運転負荷軽減を追及する上での課題であるといえる。

これらの課題に対し、運転者による操舵運転モデルが提案され、運転支援に対する応用が試みられて来た。しかし、前記のようにステアリングによる操舵運転負荷軽減に対する応用では課題があり、十分な成果にはいたっていない。その一因に、操舵運転における操舵トルク情報の重要性を車輛開発現場では認識されているにも関わらず、それを反映した運転者の操舵運転モデルは提案されていないという問題がある。例えば、近年の車輛開発現場では、車輛挙動と操舵トルクの関数関係を用いて操舵運転負担を議論している(世良, 2011)。一方、運転者モデルについては、操舵トルク情報を、目標ハンドル角度に制御するための情報として扱っているに過ぎず、現場での取り組みとの乖離がある。これまでの操舵運転モデルについては、第3章で詳説する。

ところで、近年、人の手腕の運動制御の研究が加速しており、この成果を応用した操舵運転特性の解析とモデルの研究が着目されており(Cole, 2008)、前述した操舵トルク情報に関する現場での認識と操舵運転モデルとの乖離を埋める手がかりとなることが期待される。例えば、良い操舵特性が「一体感がある」、「リニアな特性」あるいは、「運転者特性によく適合する」といった言葉で形容されていることから手腕の運動制御と優れた操舵運転特性との関係性からブレークスルーできることが期待される。

次にヒューマンマシンインターフェースとしてのステアリングの役割である。前述のようにこれまでヒューマンマシンインターフェースとしてのステアリングの役割の重要性が認識されてきたにも関わらず、その向上のための一般解が得られなかった理由に、運転環境を構成する車輛特性、道路特性および運転者特性が相互に影響し合うが故の複雑さが原因であると考えられている。このため、複雑なこの問題を単純化することが本問題の一般

解に向けた解法として期待されるため、以下に問題を複雑にしている例を示し、それを単純化できる可能性を示したい。

ステアリングの役割の議論が複雑である例として、操舵運転負荷を与える要因である路面とタイヤの間で発生する振動をあげる。この振動は、タイヤが路面をグリップしている状態を運転者が認知する情報であるが(Harrer and Pfeffer, 2015)、過度の振動は操舵運転を阻害し操舵運転負荷となる。したがって、運転者に適度なレベルで伝えることが求められる。この振動伝達設計は、車輛のサスペンション系とステアリング系が相互に干渉しあう複雑な設計問題であり、現状では車輛を完成し、ステアリングを調整し、評価を行い、再設計するというトライアンドエラーを繰り返すことで調整を行っている(Münster et al., 2014)。車輛の基本であるシャーシ設計に時間とコストがかかる要因の一つになっている。このため、サスペンション系とステアリング系で独立した要求特性を求める研究例もある(Münster et al., 2014)。

車輛特性についても、車輛特性とステアリング系の干渉があり、問題を複雑化している。その一例として高速走行時の車輛のヨーレート安定性を上げ説明する。

従来、高速走行時での車輛のヨーレート安定性は、最も単純な車輛モデルである平面二輪モデルから得られるスタビリティファクタで議論されてきた。ステアリング系については、車輛のヨーレート安定性に影響しない条件が研究されてきた(安部, 2008)。しかし、近年エアバックの標準採用やパワーステアリングの EPS 化により、ステアリング系の慣性が増える傾向にあり、車輛のヨーレート安定性に対し、ステアリング系の影響が無視できなくなって来ている。なぜなら、車輛挙動は、セルフアライニングトルクとしてステアリング系に伝わり、その力で発生するハンドル角変位により、新たな車輛挙動がもたらされるためである。

この課題に対し、車輛系とステアリング系の干渉を解析し、高速走行安定性に生かす研究も進められている(久代他, 2010)、(酒井, 2014)。これらの研究は、解析を可能にするためにセルフアライニングトルクを単純なばね特性とする、あるいはセルフアライニングトルクが励起するステアリング振動の固有周波数が、車輛のヨーレートの固有振動数に対し十分に高いことを前提にして議論を行っている。このため、セルフアライニングトルクに位相特性を持つアンダーステア特性の場合や、ステアリング系慣性が無視できない場合に対するヨーレート安定の設計解を導くには、更なる検討が必要である。また、パワーアシスト制御の過渡応答特性を調整することにより高速安定性の向上を行った研究もある(毛利他, 2006)。

上記例では、いずれも路面とタイヤの間で発生する振動やセルフアライニングトルクがステアリング系に伝えられることで干渉問題が起きている。したがって、ステアリング系に伝達される力を検出し、その影響を操舵運転負荷軽減に対して補償することができれば、振動や車輛の安定性に関わる干渉問題を克服した操舵運転負荷軽減の調整が容易になると考えられる。

以上で述べたように、操舵運転負荷軽減の議論は、運転者の操舵トルク情報を用いた操舵運転行為を明らかにし、サスペンション系を含めた車輛系の外乱やセルフアライニングトルクを媒介するステアリング系との干渉問題を緩和することでブレークスルーが行える可能性がある。

次にこの可能性を追求する上で前提とする EPS について述べたい。

### 1.1.3 EPS を用いて操舵運転負荷軽減を行うことの重要性と課題

#### A) EPS の基本機能

図 1-1 に筆者らが取り組んできた EPS という製品で自動車社会に提供する価値目標を示す。自動車の価値は、一般に、緑色で示されるように環境性能、快適性及び安全性という 3 つの価値で論じられる。そして、自動車部品である EPS は、これら 3 つの価値に対する貢献を運転者と自動車のマンマシンインターフェースとして捉え、役割を考えてきた。その方向性を青の枠で示している。つまり、省燃費への貢献、事故を未然に防ぐための運転者の操舵運転安全性向上への貢献 (1 次安全)、事故が発生した場合に運転者障害を軽減するという貢献 (2 次安全) を追求してきた。

これらのうち、本研究が対象とする操舵運転負荷軽減は、一次安全に対する貢献になる。

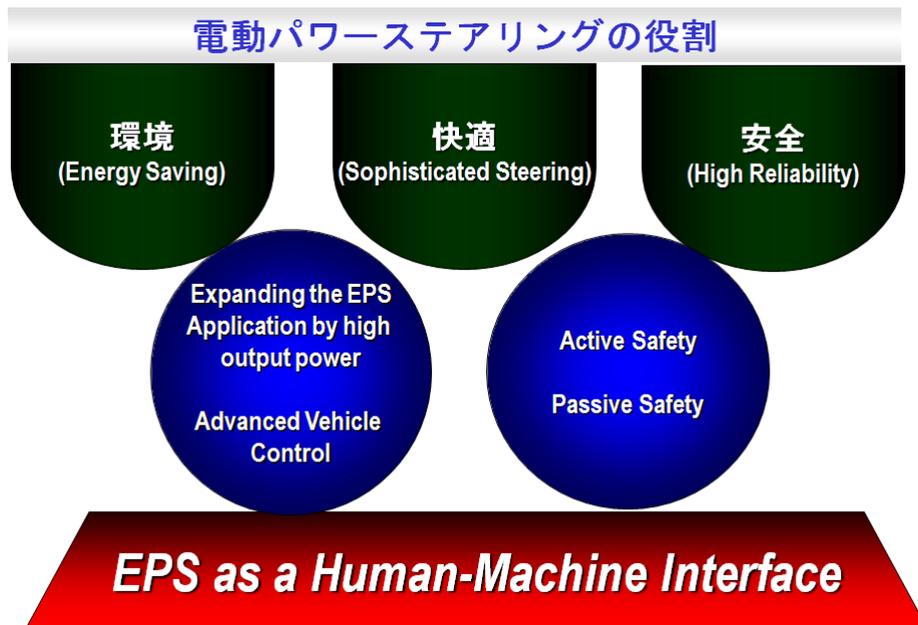


図 1-1 EPS の役割

### B) EPS の構成

図 1-2 は、EPS の全体構成である。図を用いてステアリング機構の構成を運転者に近いところからを述べる。ハンドル、そして、運転者のドライビングポジションに合わせてハンドル軸を車体で支持するチルト機構やテレスコ機構を有するステアリングコラム、ハンドル軸角度を変換するインターミディエートシャフト、ハンドル回転を直線運動に変換するラック&ピニオン、タイヤを直接駆動するリンク機構であるタイロッドがステアリングの基本構成である。EPS が自動車に装着された状態を図 1-3 に示す。



図 1-2 EPS 基本構成

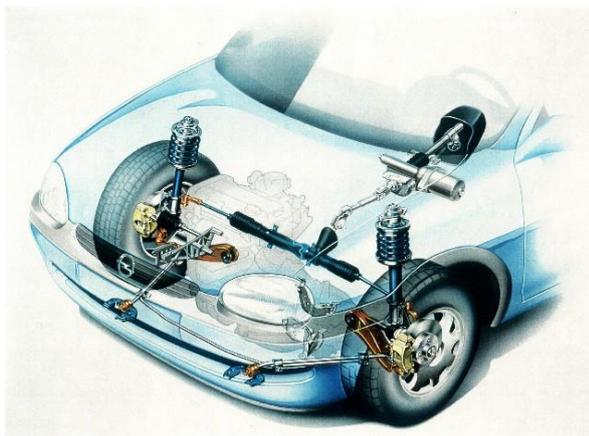


図 1-3 ステアリングシステム全体図

EPS は、ステアリング基本構成のどの要素部位でモータによるパワーアシストを行うかで形式が分類されている。コラム軸でパワーアシストを行う形式がコラム式 EPS (図 1-4) で、ラック&ピニオンのピニオン軸でパワーアシストを行う形式がピニオン式 EPS (図 1-5) である。ラック&ピニオンのラック軸でパワーアシストを行う形式は、ラック式 EPS (図 1-6) と呼ばれている。本研究が対象とする中小型車のほとんどが、コラム式または、ピニオン式の EPS を採用している。



図 1-4 コラム式 EPS

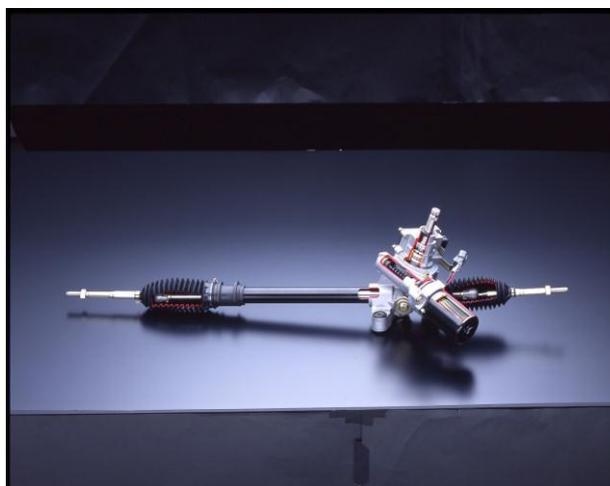


図 1-5 ピニオン式 EPS



図 1-6 ラック式 EPS

### C) EPS が油圧式パワーステアリングに替わり普及する理由と操舵運転負荷軽減に向けた課題

EPS とは、その名が示すように電動モータを用いてパワーアシストを行うステアリング装置である。当初の EPS の機能目標は、油圧式パワーステアリングの持つ欠点であるエンジンに対する負担とエネルギー消費問題を改善することにあった。EPS の場合、オンデマンドなエネルギー供給が可能になるため、エンジンと連動している油圧式パワーステアリングに対しエネルギー効率がよいためである。よって、この要求が特に強い軽自動車に採用されはじめてきた。そして、図 1-7 に示す利点により、採用する車格を軽自動車である A プラットフォームから C および D プラットフォームまで拡大し、現在ではほぼすべての乗用車で採用されるようになってきている（図 1-8）。したがって、ソフトウェアでパワーアシスト機能の調整が行える設計自由度を有する EPS を用いた操舵運転負荷軽減での操舵運転安全への貢献は、重要かつ喫緊の問題であるといえる。

しかし、EPS には操舵運転負荷軽減機能実現上の欠点もある。EPS は、パワーアシストを行うための電動モータがタイヤからハンドルまでのリンク機構中間に介在する。そのため、油圧式パワーステアリングと同じ操舵性能を達成することが困難という構造的課題を内在している。つまり、図 1-2 の EPS の基本構成図より電動モータが持つ慣性が路面情報をハンドル手前でブロックしてしまう。そのため、路面情報量が油圧式パワーステアリングに対し少ない傾向にあるという問題がある。また、モータが持つコギングトルクやトルクリップルがノイズになり、路面情報がわかりにくいという問題もあった。したがって、初期の EPS の操舵性能目標は、優れた油圧パワーステアリングの性能に近づけることであった。

したがって、電動モータがもたらす付加的なステアリング系動特性を補償し、かつ操舵運転負荷軽減に対し望ましいステアリング特性に補償できることが EPS の設計自由度を生かすために必要である。

#### 油圧式 (HPS) → 電動式 (EPS) に切り替わる背景

- **省燃費の追求**(地球温暖化対策の手段としての有効性)  
3~5%の燃費向上 (30Kg~50Kgの重量削減に相当)
- **環境への配慮**  
油を使わない為、生産から廃棄まで**油汚染を起こさない**
- **新生産システムへの対応** (モジュール化、システム化)  
簡単組み付け (組み付けて、**コネクターを挿すだけ**)
- **情報社会システム対応と快適性の追求**  
ECUのソフトによる**制御の自由度**が高い  
ECUに通信機能を利用するだけで**他のシステムとの連携**が可能  
**開発期間の短縮**が図れ、ユーザーニーズが取り込みやすい

図 1-7 EPS が普及する理由

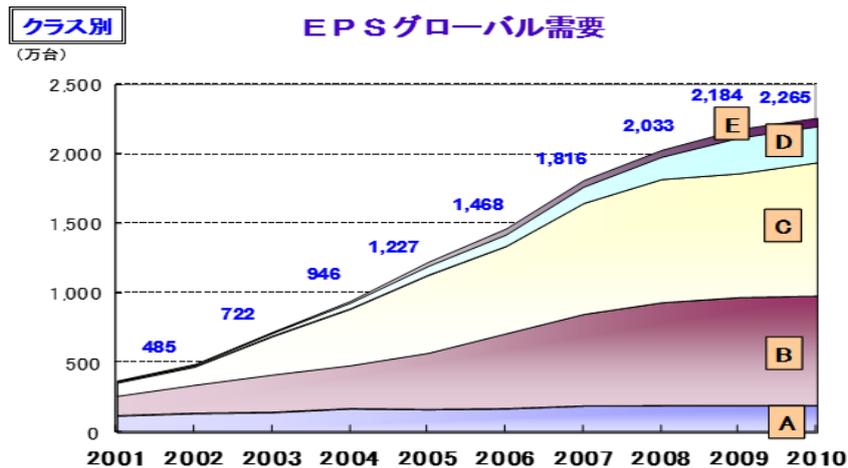


図 1-8 EPS の普及

## 1.2 研究目的

本研究は、EPS を用いた操舵運転負荷軽減を身体的な負荷のみならず情報処理負荷を含め総括的に論じ、自動車の操舵運転安全向上に貢献する EPS 機能を提案することを目的とする。

この目的に対し、次に示す①②③の課題を達成することで、ブレークスルーを行い、目標を達成することを特徴とする。

- ① 運転者の操舵運転特性を特に操舵トルク情報を用いた操舵運転行為に着目して明らかにし、操舵運転負荷軽減をもたらす目標操舵特性を明らかにする
- ② 車輻やサスペンションとステアリング系との干渉問題を緩和する EPS 補償制御を提案し、目標操舵特性を実現する EPS 機能と設計方法を導く
- ③ EPS モータがもたらすステアリング機能の動特性を補償し、EPS 機能を実現できる EPS 設計技術を導く

## 1.3 本研究の論点

本節では、1.2 節で示した①②③の課題を克服し、操舵運転負荷軽減し操舵運転の安全向上に貢献するという目的を達成するために必要な論点を示す。

このためには最初に操舵運転の安全条件を定義し、技術検討が可能な枠組みを導く必要がある。本研究での操舵運転とは、目標軌道に対し車輻挙動を制御することとしている。これにより、操舵運転の安全は、目標軌道に対する追従制御問題とする枠組みを用いた検討が可能になる。この枠組みで制御器の役割を運転者とステアリングが果たすものとする。制御対象である車輻、ステアリングおよび外乱に対する制御器として限られた能力を持つ運転者特性を補佐する EPS 機能を検討し、操舵運転負荷軽減する EPS 機能を導く。なお、本研究では、ステアリングを制御器と制御対象の両面から捉えることで EPS の持つ欠点の克服を図る。

次に検討すべき課題は、操舵運転の安全条件を達成する上で運転者負担が少ない条件である。この条件を導くためには、2つ大きな課題がある。1つ目は、運転者負担を評価する手法を明らかにすることである。2つ目は、運転者の特に操舵トルクを用いた操舵運転特性を明らかにすることである。

従来、操舵運転における運転者負担は、操舵角に対するヨーレートや横加速度といった車輻挙動、または操舵角に対する操舵トルク特性のリサージュ波形が主に用いられてきた。なぜなら、運転者負担を軽減する上で摩擦特性等がもたらす非線形特性が重要な役割を果たすからである。そして、この波形形状と主観的な評価結果との相関性で運転者負担を減らす操舵特性が論じられてきた。本研究では、この結果を用いて操舵運転負担を減らす条件を帰納的に推論し、その理由を手腕の運動制御と操舵制御の類似性を用いて明らかにする。この操舵運転負担は、操舵場面と運転者能力によって異なると考えられるため、本研究では、運転場面と運転者能力によって運転者の操舵制御目標と操舵運転負担の条件を従来の調査結果と筆者らの EPS 調整結果を用いて整理する。

この次に取り組むべき課題は、車輻系、ステアリング系の要素が操舵特性に与える影響感度の評価と感度が高い要素に対する EPS を用いた補償制御方法の検討である。この検討は、平面二輪モデルの自動車モデルを用いた物理特性モデルにより演繹的に解析し、感度の高い重要な要因を明らかにし、摩擦特性等の非線形要素の物理モデルを統合したシミュレーションによるリサージュ波形とフリーコントロールの時間応答波形を再現し評価を行う。つまり、操舵運転負荷を評価する代用特性としてリサージュ波形とフリーコントロールの時間応答波形を用いて車輻特性およびステアリング特性の物理特性モデル諸元の感度を評価し、それを補償する EPS 機能を導く。

外乱については、運転者による操舵入力との因果性が少ないものを外乱とし、管理目標とその影響を明らかにし、EPS 機能による補償を検討する。一般的な制御問題では、外乱をできるだけ抑圧することを設計目標とする。しかし、操舵運転負荷低減に対して外乱は、運転者にとって走行の安全状態を知るための重要な情報を含んでいるため、適切に伝達する必要がある。例えば、運転者は路面から受ける振動によってタイヤの路面グリップ状態を認知していることが知られている (Harrer, Pfeffer, 2015)。したがって、外乱が運転者の操舵を阻害せず、運転者が情報として認識できるように管理目標を主観評価から求め、外乱感度設計手法を応用した EPS 補償機能を導く。

以上の EPS 機能を実現する上でアクチュエータとしての性能やセンサ構成が求められる。よって、EPS 基本構成を踏襲しながらこの要求に対する EPS 機構およびモータシステム設計技術も論点として必要になる。特に、EPS は、大きく 2 つの機能実現上の制約がある。1 つ目は、ハンドルとタイヤが機械的に連結されているという制約であり、2 つ目は、パワーアシストを行うためにモータを用いることによる制約である。このため、制約条件を緩和し EPS の設計自由度を引き出す設計方法の検討が重要である。

以上の検討は、主に代用特性を用いて議論されるため、定義した操舵運転安全に対する有効性を実車輻での走行試験によって検証する。さらに、将来の自動車として期待される EV 車固有の操舵運転上の問題を提示し、得られた EPS 補償機能が、その解決に有効であることを示す。

## 1.4 論文構成

前節で示した論点によって、操舵運転負荷軽減し操舵運転安全に貢献する EPS 機能を提案する本研究の構成を図 1-9 に示す。

第 2 章では、操舵運転負荷軽減による操舵運転安全向上を議論するフレームワークとモデルを提示し、先行研究から得られる操舵運転負荷軽減に向けた課題を述べる。このために、操舵運転安全の定義を示し、操舵運転安全に対する操舵運転負荷軽減の位置づけを示す。これにより、操舵運転負荷軽減を論じるフレームワークを導く。次に、操舵運転負荷を軽減する機能実現上で考慮すべき条件を示し、本研究での取り組みを示す。そして、操舵運転負荷軽減を評価する代用特性と本研究で用いる物理特性モデルの基礎を示す。

第 3 章では、操舵トルク情報の意味を明らかにすることで操舵運転負荷軽減の条件を示す。このため、手腕の運動制御と操舵運転との類似性を示し、手腕の運動制御則と同様な制御則で操舵運転できるための条件を求める。この結果で得られた代用特性を実現した結果、操舵運転負荷が軽減されていることを実車輻実験により検証する。

第 4 章では、操舵運転負荷に対する車輻系の影響と EPS を用いた補償について述べる。平面二輪モデルで用いられる主要な車輻が望ましい操舵特性リサージュ波形とヨーレート安定性に及ぼす影響を解析し、特に後軸コーナリングコンプライアンスと正規化ヨー慣性モーメントおよびホイールベースの影響が大きいことを明らかにする。そして、その影響を EPS 機能により補償できることを示す。

第 5 章では、操舵運転負荷に対するステアリング系の影響と EPS を用いた補償方法について述べる。特に操舵運転負担低減に対し操舵運転場面に適応したステアリング系の摩擦特性が重要であり、EPS 機能を用いた補償方法を示す。

第 6 章では、外乱の操舵運転負荷に対する影響を示し、EPS を用いた補償について述べる。

第 7 章では、操舵運転負荷低減のための EPS 設計技術について述べる。ここでは、EPS が持つ設計自由度を引き出すための、EPS モータがもたらす動特性の補償制御方法、高出力で滑らかなトルクを出力する EPS 用モータ設計技術とその制御方法および絶対舵角を検出するセンシング技術について述べる。

第8章では、以上の結果で得られたEPS補償機能の操舵運転安全に対する効果をレーン変更, S字カーブでの走行試験と高速走行でのフリーコントロールで評価を行うことで示す。また, EV車のバッテリー配置による高速走行安定性の問題を解析し, 提案するEPS機能がこの問題解決に有効であることを示す。

第9章で, 本研究のまとめを行う。

付録で, 提案するEPS機能を実現する上で必要な機能安全技術について, 本研究で提案するフレームワークを用いた設計方法の有効性とその実例を示す。

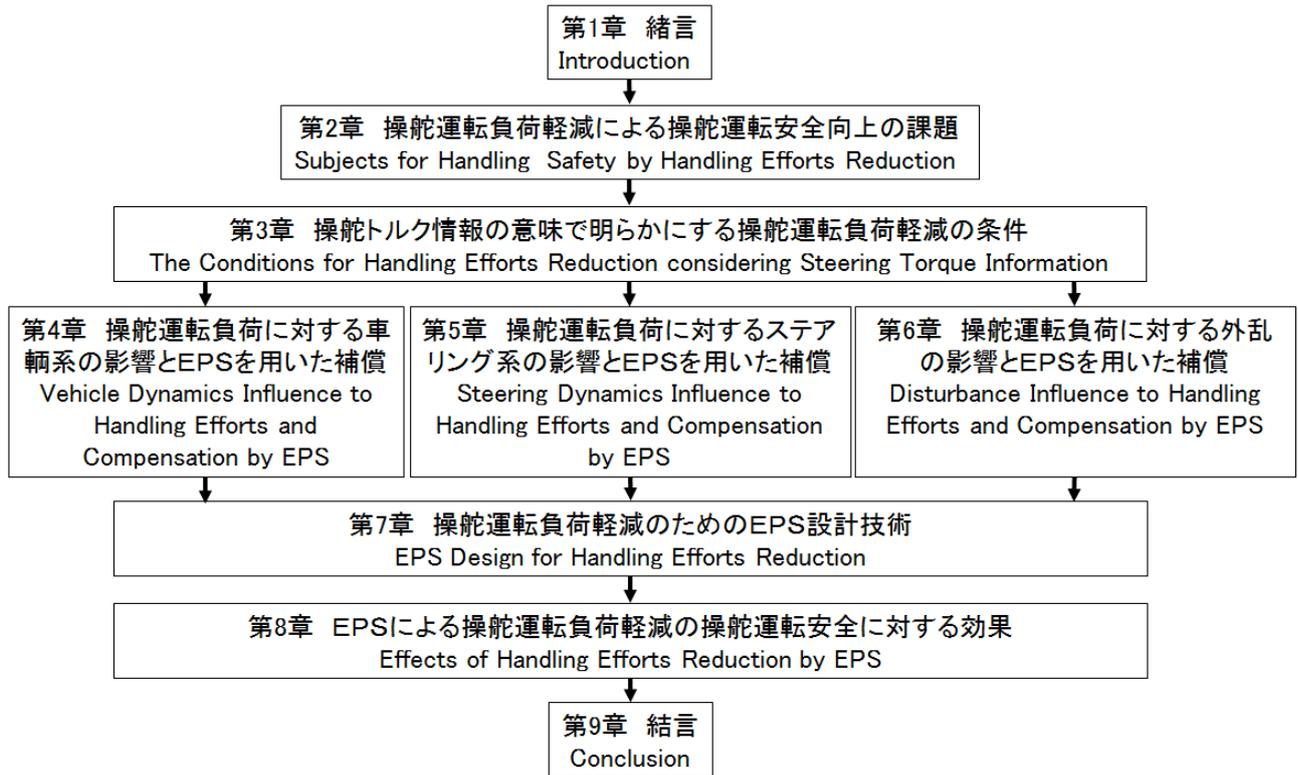


図 1-9 本研究の構成

## 1.5 文献

- 安部正人, 自動車の運動と制御, 東京電機大学出版局 (2008), pp.159-169.
- Carlo, P., Modelling Driver Behaviour in Automotive Environments, Springer (2007), pp.61-84.
- Cole, D., Steering Feedback Mathematical Simulation of Effects on Driver and Vehicle, ATZ, Vol.8 (2008), pp.2-6.
- Harrer, M. and Pfeffer, P., Steering Handbook, Springer (2015).
- Heißing, B. and Ersoy, M., Chassis Handbook: Fundamentals, Driving dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives, ATZ (2011), pp.99-348.
- 国土交通省自動車交通局(MILT), 先進安全自動車 (ASV) 推進計画 報告書 (2006), pp.19-26.
- 毛利宏, 久保田正博, 堀口奈美, 過渡的な操舵力特性が車輻運動に及ぼす影響, 自動車技術会論文集, Vol.37, No.1 (2006), pp.155-158.
- 酒井英樹, フォースコントロール下の固有振動数についての一考察, 日本機械学会論文集, Vol.81, No.824 (2015), pp.1-16
- 世良耕太, 日産フーガハイブリッドのステアリング, Motor Fan illustrated, Vol.54, 三栄書房 (2011), p.77.
- 山本真規, 車輻運動性能の実際, 自動車の運動性能向上技術 (普及版), 朝倉書店, (2008), p. 52.

## 第2章 操舵運転負荷低減による操舵運転安全向上の課題

### 2.1 本章の目的と構成

本章では、操舵運転負荷低減による操舵運転安全の向上の検討課題を明らかにすることを目的とする。このためには、操舵運転安全を検討し、従来主観的な評価との相関関係で述べられてきた操舵感を評価する代用特性をもたらすメカニズムを分析する環境が必要であり、本章で取り組む課題である。特に次の2点において解決を図り、分析可能な技術環境を提案する。

1 つ目は、操舵運転負荷軽減の検討は、操舵運転環境を構成する要素すべてが相互に作用する複雑な問題である。このため、操舵運転の安全を議論する枠組みを示し、運転環境を構成する要素間の相互作用を評価する指標を明らかにする必要がある。

2 つ目は、従来主観的な評価との相関性で論じてきた代用特性と操舵運転安全を議論するフレームワークを関連つけることである。このための有効な案のひとつは、前記フレームワークを実装したシミュレーションモデルで代用特性を再現し、物理特性モデルで表される諸元との関係を示すことである。本研究では、この方法によって主観的な操舵感に影響する要因を分析するシミュレーションモデルを検討し、以下に示す工程で導く。

まず操舵運転の安全を議論するフレームワークを検討する。操舵運転の安全を目標軌道操舵に対する車輛軌道の誤差を安全上許容できる範囲にとどめることと定義とし、目標軌道に対する追従制御問題で操舵運転安全を論じる妥当性を示す。次に制御器を運転者とEPSとし、制御対象を車輛とする制御問題として扱い、運転者特性を支援するEPS機能を論じるフレームワークを提案する。これにより、操舵運転の安全目標を達成できる制御器構成を目標とし、運転者の制御能力の限界を明らかにし、これら2つの差を補償するEPS機能を求めるという方法によって操舵運転安全向上に貢献するEPS機能を導くことができると考えられるためである。同時に操舵運転負荷軽減が操舵運転安全に貢献する意味を事故回避技術との違いから明らかにし、導くEPS機能を実現する上での制約条件も明らかにする。これは、EPSが操舵運転支援を行うことで懸念される運転者の操舵運転意思との干渉問題や運転者に過信を与えることを防ぐための議論である。

次に、操舵運転負荷軽減の課題を制御系設計問題に置き換え検討するためのフレームワークを提案する。ヒューマンマシンインターフェースの観点からEPS機能を論じるためには、運転者の操舵運転特性を明らかにする必要がある。ここでは、運転者の操舵運転行為を人の行為の基本工程である、認知、判断、行動に区分し、それぞれに対する操舵運転負荷課題を明らかにする。そして、操舵運転負荷軽減を評価する代用特性を示す。なお、運転者の操舵運転特性については、検討課題の大きさから次章に独立したテーマで取り上げる。

ヒューマンマシンインターフェースとしての特性を表現する代用特性（以下、操舵特性）は、摩擦特性等の非線形特性が重要な役割を果たすことが知られており、摩擦等の非線形特性の影響が可視化できるリサージュ波形を用いた操舵特性の評価がこれまでに行われてきた(佐藤他, 1989)。一方、操舵運転負荷軽減を制御問題に置き換えて検討する場合は、できるだけ線形化して議論を進める必要がある。よって、本研究を遂行する上で、操舵運転の安全を線形化し制御系問題で検討することと、主観評価を反映し非線形特性である操舵特性評価を結びつけることは非常に重要である。

したがって、制御系設計問題に置き換えたフレームワークから導いた操舵運転負荷軽減を議論する操舵特性の伝達特性をリサージュ波形で再現する物理特性モデルによるシミュレーションモデルを作成し評価を行う。このシミュレーションモデルを作成する上での技術的基礎を本章で説明する。

さらに、リサージュ波形で示す操舵特性は、運転者特性に関連し操舵場面に応じて変化する。例えば、通常の操舵運転時に比べ、緊急回避時の手腕の剛性は高く設定され、応答性を向上していることが知られている。このため、EPS調整の市場実績結果と主観評価との相関性調査により操舵場面に応じた操舵特性目標を明らかにする。

以上の工程により、操舵運転安全の制御系フレームワークの構成要素である、運転者特性、車輛特性、ステアリング特性および路面や車輛が発生する操舵運転を阻害する外乱に対する操舵特性を検討する環境を導く。

以下は、上記論点を述べる本章の構成である。

第2節では、本研究で対象とする操舵運転の安全の定義を示す。

第3節では、操舵運転負荷軽減が操舵運転の安全に果たす役割を示し、EPSを用いてその向上を図る意義と可能性を示す。

第4節では、操舵運転負荷軽減を論じるフレームワークを示す。

第5節では、操舵運転負荷軽減機能が安全であり自動車社会に受け入れられるために必要な検討事項を示し、本研究での取り組みを示す。

第6節では、操舵運転負荷の影響を評価する代用特性（操舵特性）を示す。

第7節では、操舵場面で求められる操舵運転負荷軽減を検討する条件を明らかにする。

第8節では、本研究で用いる運転環境モデルの構成要素のうち、車輛、タイヤおよびステアリングの物理特性モデルを示す。

第9節では、本章の結果をまとめる。

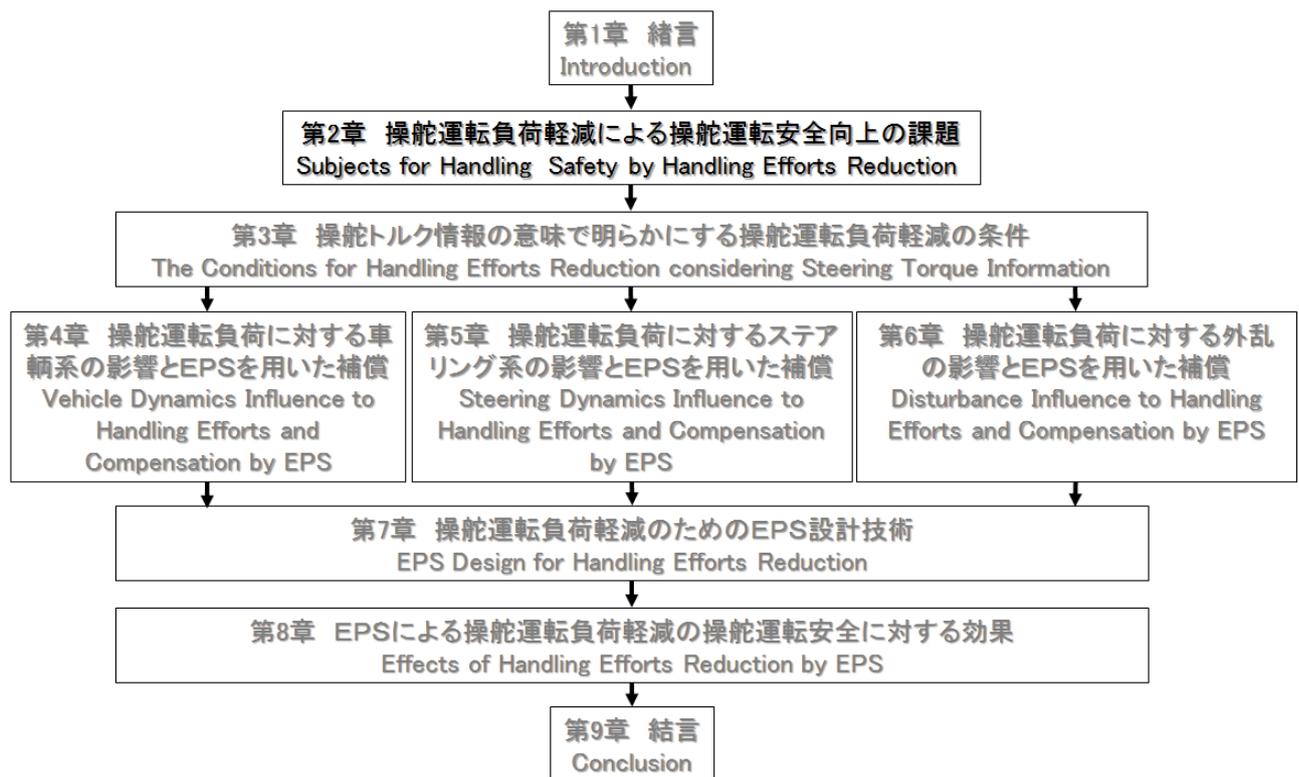


図 2-1 本章の位置づけ (図 1-9 の再掲)

## 2.2 本研究で述べる操舵運転の安全とは

安全とは、ISO/IEC ガイド 51 では、「受容できない（危害の）リスクから免れていること」と定義している (ISO/IEC, 2014)。この定義を当てはめると、本研究の目的である操舵運転負荷軽減による操舵運転安全向上は、操舵運転上発生するリスクを運転者自らの能力で受容範囲に収めるように操舵運転負荷を軽減することと定義できる。

したがって、本研究の目的を示す上で、本研究が対象とする操舵運転上想定されるリスク、そして運転者にとって受容できるリスクの範囲について明らかにすることが必要である。このためには、自動車運転の安全全体における操舵運転負荷軽減が果たす安全を示すことが有効である。

そこでまず、自動車の安全に対する議論について概観する。図 2-2 に自動車安全の基本体系を示す(齋藤他, 2002)。自動車安全は、運転前の教育から事故後のリハビリまで5つの段階で議論されている。このうち本研究で対象とする安全は、事故を予防することを目的とした1次安全である。ステアリングとしては、事故発生後に乗員の生存空間を確保する2次安全に対する重要な機能も担っているが、本研究対象からは外す。

0次安全	・交通安全教育、訓練	・ドライビングスクール ・交通安全キャンペーン (シートベルト、チャイルドシート着用) ・法律、制度
↓	↓	↓
1次安全 (予防安全)	・安全走行 ・事故予防(運転環境) ・事故回避	・操縦安定性 (トラクションコントロール、4WD) ・操作系の使いやすさ ・視界、視認性、被視認性の確保 ・道路、安全施設 ・交通規制、制御 ・ブレーキ性能 (ABS、ブレーキアシスト)
↓	↓	↓
2次安全 (衝突時)	・生存空間確保 ・乗員保護(障害軽減)	・車体強度 ・ステアリング侵入防止 ・シートベルト ・エアバック ・ヘッドレスト ・衝撃吸収内装材 ・ペダル侵入防止 ・チャイルドシート
↓	↓	↓
3次安全 (衝突後)	・脱出、救出性 ・火災防止 ・救急体制	・ドア開扉性 ・燃料漏れ、難燃材 ・メーデーコール
↓	↓	↓
4次安全	・リハビリ	・療護センタ

図 2-2 自動車の安全体系 (齋藤他, 2002)

つぎに、本研究で対象とする安全を包括する 1 次安全についてのこれまでの議論と発展経緯を概観する。1 次安全については、今なお各自動車メーカーがしのぎを削った開発を行っており、継続的な発展を遂げている。その発展段階を吉本は次の i から iv で述べている(吉本, 鎌田, 2000)。

- i. 運転が快適にできて、疲れない車及び道路環境：視認性がよく危険を察知しやすい道路環境及び車、操作性が良い操作装置の配置
- ii. 事故回避性能の高い車：車輛運動の限界性能が高く、外乱(横風、路面の摩擦係数の変化など)の影響を受けにくい車、4WS, 4WD, ABS の導入など
- iii. 各種センサにより、危険を察知して運転者に警報を与えること
- iv. 更に、アクチュエータを搭載して、事故回避の操作を自動的に行う

本研究では、既存の EPS 機構を用いることを前提としている。よって、吉本が示した上記発展段階では、i ii iii に相当する部分での安全貢献が、議論の対象である。尚、iv は、ステアリングではステアバイワイヤ (SBW) や VGS (可変ギア機構つきステアリング) での議論になる。

i はすでに確立された自動車技術の範疇での設計対応で行うとの認識があるが、運転者の操舵運転行動を解析することにより、十分に発展の余地があると考えられる。例えば、吉本は、1 次安全技術をヒューマンマシン系の問題として検討することと、ヒューマンマシン系の問題として運転者特性と車輛動特性の関係について過去から研究がなされてきたことを記し、i の重要性を喚起している(吉本, 鎌田, 2000)。

図 2-3 は、吉本が示す自動車運転の運転環境モデルに対し、ステアリングを追加し示したものである。図より、運転者のハンドルを通した運転操作は、ステアリングを介して車の挙動をもたらす。また、車輛挙動情報は、視覚情報によるフィードバック制御だけではなく、車輛挙動の反作用であるセルフアライニングを通して運転者に伝えられ、操舵運転に用いられている。

この制御系は、目標軌道に対し車軌挙動を制御する制御系に相当し、目標軌道に対し、実際の車軌道の偏差がリスクである。したがって、吉本の示す安全状態とは、リスクが事故に至らない許容範囲にあることといえ、本研究で用いる操舵運転安全の定義とする。

許容範囲のリスクについては、さまざまな論がある。したがって、ここでは、必要条件で考える。必要条件の一例を図 2-4 に示す。図は、直進走行状態で、操舵を阻害する外乱が働いた場合を想定したものである。操舵運転安全で許容できる外乱による偏差は、運転者が外乱による車軌偏差を認知し、修正操舵を行えるまでの十分な時間を想定し（図では、2 秒と記載）、その間で走行レーンを逸脱しない偏差量（図では、0.8m と記載）を許容リスクと定義したものである。走行レーンを逸脱する偏差となった場合は、明らかに危険と考えられるため、必要条件としては妥当な定義であると考えられる。したがって、本研究では、目標軌道と車軌道の偏差が 0.8 m 以内であることを操舵運転における安全条件として検討を進める。

この目標軌道に対し車軌道を追従できる操舵運転の周波数帯域には、クロスオーバ運転者モデル (McRuer, 1977) 等で示されているように、上限となる周波数があることが知られている。この上限周波数以上では、運転者は条件によってヨーレートの変化率が制御できることが知られている ((HeiBing and Ersoy, 2011))

したがって、本研究では、以下に示す 2 つの条件を操舵運転の安全と定義する。

- ・ 運転者が車軌道を制御可能な周波数帯域では、目標軌道に対する車軌道の偏差が 0.8 m 以内であること
- ・ 運転者が車軌道を制御できる周波数帯域を超える場合には、ヨーレートの変化率が収束するように制御可能な減衰率約 0.8 であること

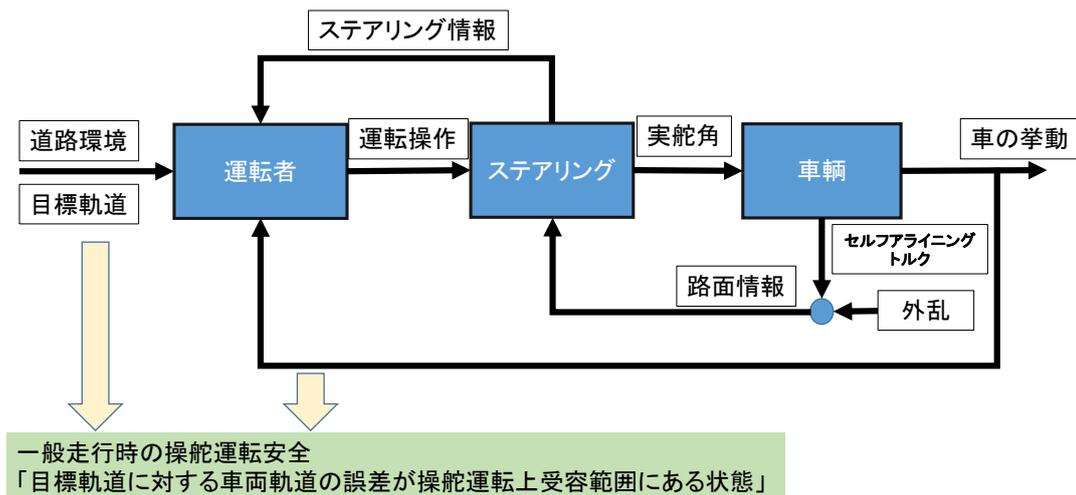


図 2-3 操舵運転環境概略モデル

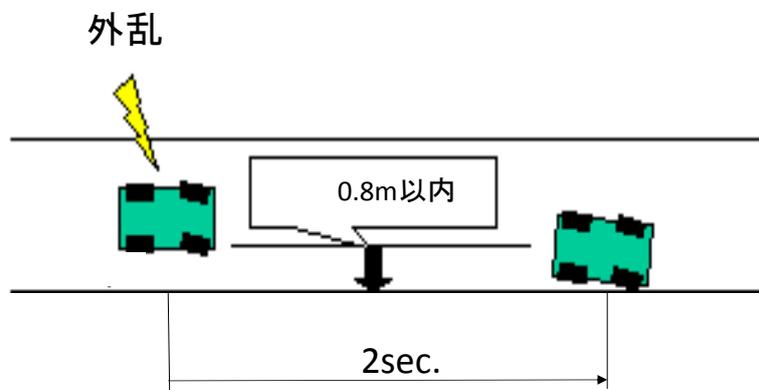


図 2-4 操舵運転安全指標

### 2.3 操舵運転負荷軽減の従来の取り組みと操舵運転の安全向上における位置づけ

本節では、操舵運転負荷の自動車運転の安全の中での位置づけを示し、つぎに操舵運転負荷を軽減するこれまでの取り組みの中での本研究の位置づけを示す。

運転支援は、運転者による制御に介入される形で行われるため、新たなリスクを生じる可能性、すなわちオートメーションサプライズに対し設計配慮する必要性が提唱されている(稲垣, 2008)。このため、国交省は、運転支援技術の考え方を示し、その遵守を求めている。本節の最後で、この運転支援に対する考え方に適合した検討であることを示し、必要な検討課題を明らかにする。

図2-5に予防安全議論のフレームワークを示す。予防安全に関する議論のフレームワークは、いくつか提案されており、それらを用いて階層構造で表したものである。

予防安全は、図2-2より、道路設計や交通規則等の自動車を運転する環境の観点から述べた事故予防、自動車運転を運転する側から述べた安全走行および事故回避で議論され、本研究が対象とするのは、安全走行についてである。そして、安全走行の実現手段の一つに運転支援がある。この運転支援は、事故回避技術、運転負荷軽減および自動運転で議論されるが、これらのうち運転負荷軽減による安全走行への貢献が本研究の対象である。また、操舵運転負荷を身体的な負荷と情報処理負荷と区分し、その両方の観点から操舵運転負荷軽減に取り組むことを特徴とする。なお、この身体的負荷と情報処理負荷とする区分は、Pauwelussenらが提唱している身体的負荷と心理的負荷という区分(Pauwelussen, 2014)とほぼ同意であると考えられる。ただし、本研究では操舵運転負荷を人の基本的な行動工程で区分し検討を行うため、その整合性から情報処理負荷と呼ぶことにする。

ここで、運転者から見た安全走行と事故回避に対する運転支援の関係を事故発生リスクの観点から検討する。

図2-6は、2.2節での操舵運転の安全定義を用いて、リスクの受容性と運転者のリスク回避能力で運転支援目的を区分したものである。このうち、事故回避に対する運転支援の必要性は、主に受容できないリスクがあり、運転者能力では回避できない領域であると考えられる。一方、操舵運転負荷軽減は、受容できないリスクがあるが、運転者能力で回避できる領域と受容できないリスクはない領域を広げることであると考えられる。2つの領域を広げるためには、各領域の定義から、

- ・運転者の危険回避制御能力を高める
- ・運転者の危険認知能力を高める
- ・運転者の危険回避制御能力および危険認知能力を低下させない

ことであることは自明であり、操舵運転負荷軽減で取り組む課題である。

この操舵運転負荷軽減による安全向上の従来の取り組みを、図2-3で示した操舵運転環境モデルを用いて説明する。操舵運転負荷軽減は、運転環境を構成するすべてのブロックと信号の流れに対して行われてきた。その取り組みは、図2-7で示す5つの取り組みに分類される。以下では、①から⑤までの取り組みを概観していく。

①は、運転者教育になる。自動車の安全体系で0次安全に相当する。運転者教育を受けた一般運転者の操舵運転特性についての調査は、これまでになされてきている。本研究では、これまでの調査結果を踏襲し運転者の操舵特性を解析する。

②は、車輛特性の改善である。Wallentwitzは、操舵運転安全に貢献する車輛の要求特性を4点で包括し説明している(Heißing and Ersoy, 2011)。本研究では、この4点を参照し、操舵運転安全向上に貢献するステアリング特性に対する要求事項を導く。詳細は、2.4節で紹介する。

③は、新しいステアリング機構を用いた運転支援技術である。EPSを含めた従来のステアリングは、タイヤとハンドルが機械的に連結されていることにより生じる設計制約がある。この制約が高度な運転支援機能を実現する上で障害になるという立場からの研究である。新しいステアリング機構としては、ステアバイワイヤや、可変ギア比機構を用いた取り組みが主流である。これらの技術は、高級車を対象に市場採用され始めている。ここでは、その一部を紹介する。図2-8は、筆者らが取り組んだステアバイワイヤの例である(遠藤, エスティコ, 2010)。この例では、機械的なリンク機構が無いところを仮想コンプライアンス制御で結合し、運転環境に合わせて、ステアリングの動特性を適応させるというものである。この機構を用いた操舵運転安全向上については、西原他(西原, 熊本, 2004)やZomotor (Zomotor, 1991)らの研究報告がある。図2-9は、杉田ら(Sugita, Tomizuka, 2010)が取り組んだ可変ギア比機構とその制御である。アクチュエータを用いてギア比を変化させる際に生じる反力が与える違和感を、機構的な改良と制御により補償している。この可変ギア比機構を用いた操舵運転安全向上について

は、清水ら(清水他, 1999)が報告している。また、青木(青木, 2005)は、本機構を用いた車輻ステア特性の位相特性を補償する制御方法を提案している。

④については、新たなセンサを用いた運転支援が相当する。例えば、視覚センサを追加することでのレーンキープアシストが相当する。

⑤が、本研究が対象とする操舵運転安全向上に向けた取り組みである。従来は、パワーアシスト特性調整による運転者特性への適合が身体的負荷低減という立場から行われてきた。これに対し、本研究では、EPS をパワーアシスト装置ではなく、運転者特性に適合する情報伝達装置であるというヒューマンマシンインターフェースとして捉えることにより、身体的負荷と情報処理負荷を軽減する立場で操舵運転安全向上を検討するものである。

③で示した立場に対し、EPS の設計自由度を引き出せば更なる操舵運転安全向上への貢献が可能であると考えられる立場である。

本節の以上により、本研究は、すでに市場に普及しているステアリングの基本構造をそのままに、EPS を用いて操舵運転負荷を軽減し、今の自動車社会の操舵運転安全向上に貢献することを目的としたものであるといえる。

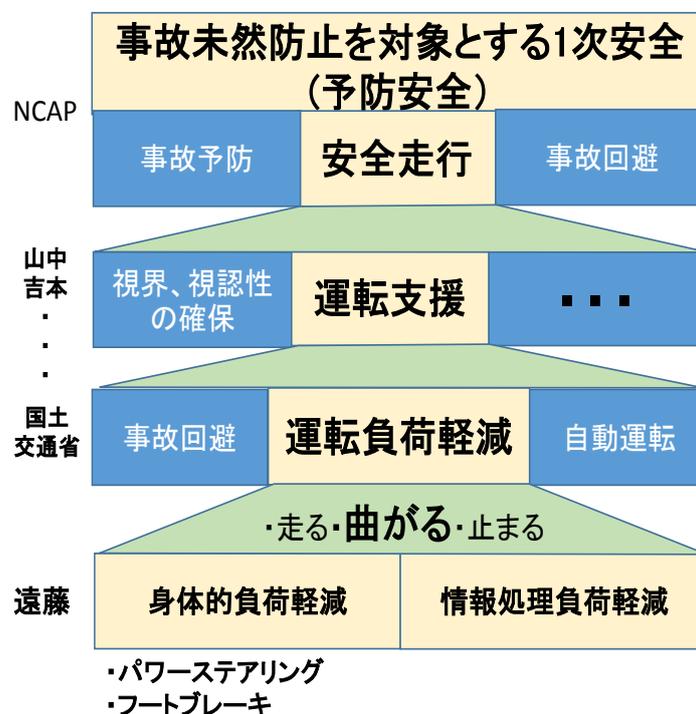


図 2-5 自動車運転安全の中での操舵運転負荷軽減の位置づけ

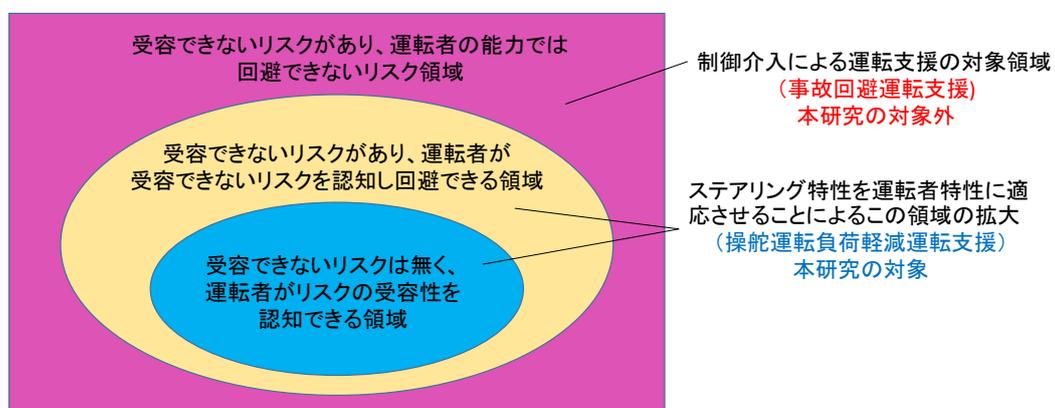


図 2-6 操舵運転負荷軽減の操舵運転安全に対する意味

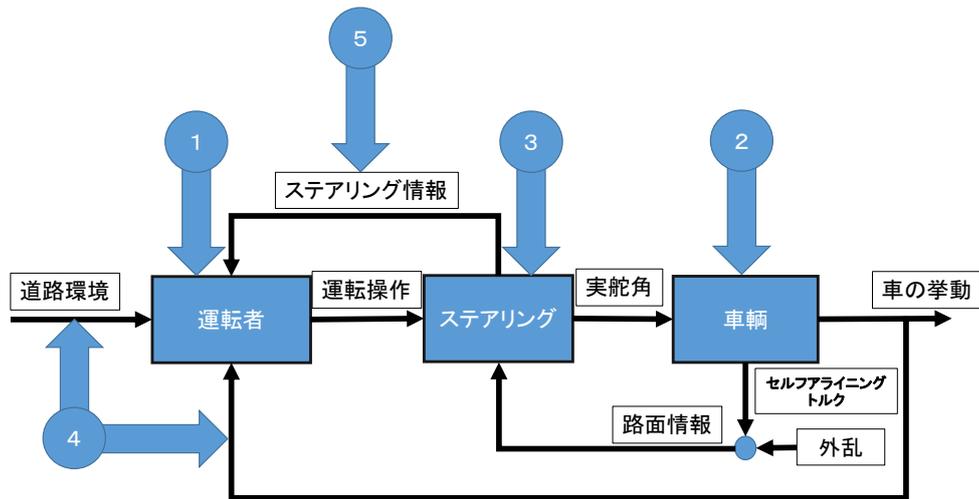


図 2-7 運転支援議論のフレームワーク(吉本のフレームワークを遠藤が修正)



図 2-8 ステアバイワイヤ



図 2-9 可変ギア比機構

## 2.4 操舵運転負荷軽減を論じるフレームワーク

本研究の特徴は、操舵運転負荷軽減を身体的負荷と情報処理負荷に対して行うことが特徴である。操舵運転負荷は、運転者の操舵運転行動の基本である認知、判断、行動に対する負荷と捉えることができる。したがって、認知、判断、行動のそれぞれの操舵運転行動における意味を明らかにすることで EPS によって補償すべき課題が明らかになると考えられる。図 2-10 は、図 2-3 で示した操舵運転環境概略モデルに対し、運転者の操舵運転行動を認知、判断、行動に分解し示したものであり、本研究で以後操舵運転負荷軽減を論じるフレームワークとして用いていく。

本研究での操舵運転は、目標軌道に対し車両軌道を追従させることとしたため、認知は車両軌道の認知と考える。車両軌道を認知するための入力には視覚情報でのヨーレート、横加速度といった車両挙動と操舵情報としている。操舵情報を入力としている理由は、一般の運転者が操舵情報で車両挙動を予測していることが報告されているためである (Pauwelussen, 2014)。本研究では、この説に基づき検討を進め、妥当性を確認する。近年用いられている運転者モデル同様、判断は、目標軌道と車両軌道予測の偏差から操舵量を決定する行為であり、行動は、操舵量をハンドルに与えるために手腕の制御を行う行為とする (Carlo, 2007)。

この図から、操舵運転負荷は、認知、判断、行動に対する負荷と捉えることができるため、負荷軽減課題は以下のように整理できる。

認知負荷：視覚情報および操舵情報から将来の車両軌道を予測しやすいこと

判断負荷：目標軌道と車両軌道予測から操舵量を決めやすいこと

行動負荷：操舵状況に適した行動が容易に行えること

また, Wallentwitz は, 操舵運転負荷軽減をよい操舵特性を持つ車輻条件として以下に示す 4 つを述べている. (Heißing and Ersoy, 2011)

- The relationship between steering wheel angle change and vehicle course change must be straight forward and understandable
- Feedback regarding the vehicle's state of motion must be transmitted to the driver
- Disturbance acting on the vehicle should cause only minimal course change
- With regard to driving safety and performance, the allowable cornering velocity and lateral acceleration of the vehicle should be as large as possible

この 4 つの条件は, 認知負荷, 判断負荷, 行動負荷に相当する要求特性を, 車輻に求める特性で整理したものに相当すると考えられる. すなわち, 1 番目の要求は, 判断負荷軽減を車輻特性で述べたものであり, 2 番目および 3 番目の特性は, 認知負荷軽減を車輻特性で述べたものであり, 3 番目の要求は, 行動負荷軽減を車輻特性で述べたものと考えられるためである.

このように, 操舵運転行為の工程を認知, 判断および行動に分けてそれぞれの負荷を明らかにし, 操舵運転負荷軽減を論じる図 2-10 のフレームワークは, 先行研究が示す操舵特性条件と整合するため, 妥当であると考えられる. また, 図 2-10 より車輻軌道を与える入力は, 目標軌道と外乱であることから操舵運転負荷を論じるうえで,

- ・目標軌道に対する車輻軌道の追従性
- ・外乱に対する車輻軌道の感度

を対象にした検討が必要になることがわかる.

ここで, 考慮すべき外乱について示す. 表 2-1 に, 本研究で対象とする外乱を示す. 本研究における外乱とは, 目標軌道との因果性が少ない入力としている. よって, 外乱は, 操舵運転環境を構成する各要素から発生するものとして捉えられるため, 構成要素である道路環境, 車輻環境および運転者で区分し考慮すべき外乱を示している. なお, ステアリングが起因する外乱は, ステアリングの故障となるため, 本研究から外し, 付録の機能安全の中で述べる.

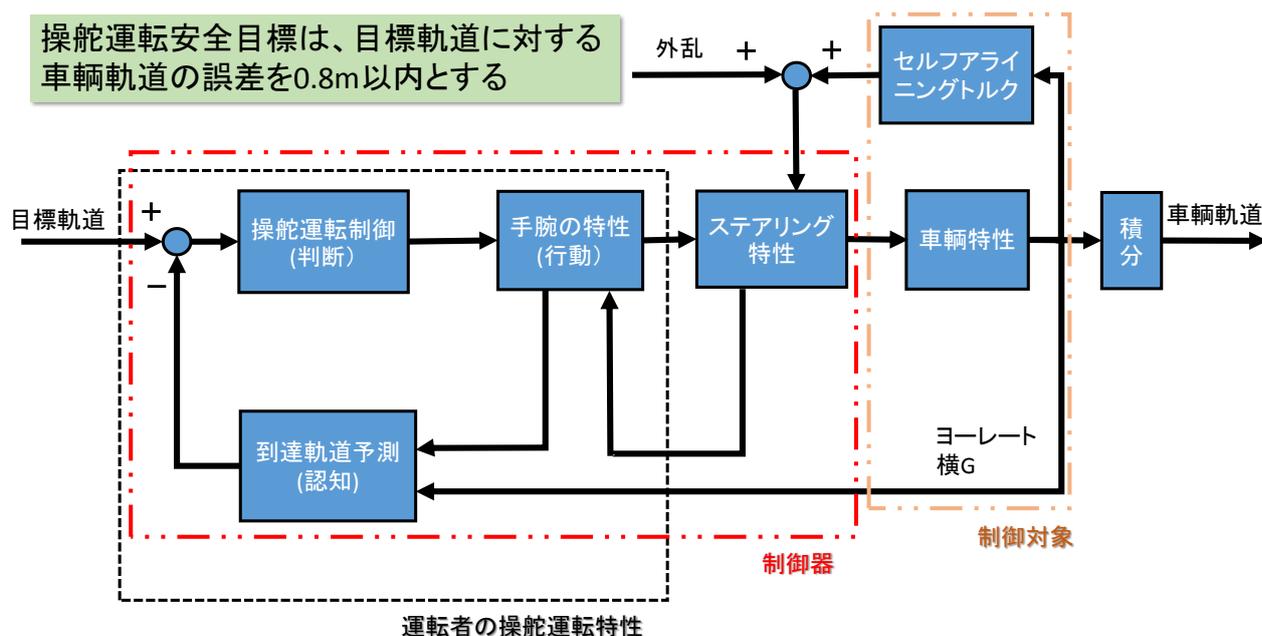


図 2-10 操舵運転負荷軽減を論じるフレームワーク

表 2-1 本研究で対象とする外乱

環境構成要素	働く外乱の種類
道路環境	不整路面から受ける振動 小振幅トルク振動 道路勾配によるハンドル取られ
車輦環境	タイヤグリップの非線形特性 高速走行時のハンドルシミー ブレーキジャダによるハンドル振動 横風の影響 タイヤグリップ力の飽和
運転者	運転者の操舵運転特性劣化

## 2.5 操舵運転負荷軽減で考慮すべき制約条件

操舵運転負荷軽減は、自動車運転の安全向上貢献するためのものであり、運転支援を行うことで安全が損なわれることがあってはならないことはいうまでもない。そこで、本節では操舵運転負荷軽減を実現するうえで安全を損なわないための要求を示し、本研究での扱いを述べる。システム設計の観点からは、操舵運転負荷軽減に対する非機能要件に相当する要求事項である。国土交通省は、運転支援の中の運転負荷軽減技術の考え方として 8 項目にまとめ指摘している（国土交通省, 2006）。これらの項目は、操舵運転負荷軽減を考える上での安全性を包括的に述べたものであり参考にすべきと考える。

### 運転支援の考え方 8 項目（国土交通省, 2006）

#### （1）運転負荷低減技術

- ①システムが作動する上でドライバーの意思や意図を確認できること
- ②システムは安全な運転となる支援を行うこと
- ③ドライバーはシステムの支援内容を確認できること
- ④ドライバーがシステムに過度の依存や不信を招かず適正な信頼が得られるようにシステムが配慮されていること
- ⑤システムが行う制御をドライバーがオーバーライドできること
- ⑥システムの支援範囲を超えたときに、ドライバーが行うべき操作が残されている場合には、ドライバーへの運転操作の切り替えが円滑にできること
- ⑦システムの作動により安全性が低下しないこと
- ⑧システムについて理解を得られる素地が社会に形成されていること

以下、上記 8 項目の観点から、本研究の操舵運転負荷軽減支援機能を実現するための条件を導き、本研究での扱いを示す。

#### ①システムが作動する上でドライバーの意思や意図を確認できること

運転者の意思や意図を確認するためには、運転者入力と出力そして、運転者が操舵運転で果たす機能モデルが必要になる。したがって、運転者の操舵運転特性を明らかにし操舵運転負荷軽減の目的から支援対象である運転者特性を明らかにする必要がある。第 4 章で本件を論じる。また、操舵運転負荷軽減に必要なセンサ技術については、付録第 1 章で述べる。

#### ②システムは安全な運転となる支援を行うこと

この課題は、むしろ運転支援が安全であることをどの様に検討するかが課題であると考えた。この目的から本件では、操舵運転安全を制御問題で議論できるように対象とする安全範囲を定義し、制御問題として解くための運転環境モデル開発を行った。この運転環境モデル構築は、第3章の課題として取り組む。

### ③ドライバーはシステムの支援内容を確認できること

操舵運転負荷軽減支援は、EPSのパワーアシスト機能を発展させた機能である。EPSでは、その機能が動作しない場合、ダッシュボード上に警告灯で運転者に知らせる。操舵運転負荷軽減支援機能も同様の方法で運転者に動作状態を知らせることで対応できると考える。

### ④ドライバーがシステムに過度の依存や不信を招かず適正な信頼が得られるようにシステムが配慮されていること

操舵運転負荷軽減運転支援では、運転者の身体的負担、情報処理負担を軽減するものであると同時に運転環境変化を運転者に的確に伝達することを目的としている。これにより、支援が無い場合と比較し、運転環境変化で生じる危険を運転者が認識しやすくなることを意図している。この結果、運転者による危険回避行動を促すことを考慮している。本件は、第5章で論じる。

### ⑤システムが行う制御をドライバーがオーバーライドできること

操舵運転負荷軽減は、運転者の操舵制御行為の運転負荷軽減を目的としているため、通常は、運転者による制御がオーバーライドされている。また、運転者が積極的な操舵を行わない場合の支援については、その制御量を運転者のオーバーライド制御量が勝るように支援制御量を制限する。本件は、付録の機能安全で論じる。

### ⑥システムの支援範囲を超えたときに、ドライバーが行うべき操作が残されている場合には、ドライバーへの運転操作の切り替えが円滑にできること

操舵運転負荷軽減支援は、EPS機能を用いているため、EPS出力が飽和した場合、⑥で指摘していることが発生することが想定される。それを考慮し、出力飽和に対するマージンをシステムがモニターし飽和が近づいた場合、支援量を調整している。本件は、付録Aで述べる。

### ⑦システムの作動により安全性が低下しないこと

この問題は、機能安全に対する要求事項と考えられる。機能安全については、付録Aで述べる。

### ⑧システムについて理解を得られる素地が社会に形成されていること

本研究で論じる操舵運転負荷軽減支援は、従来のパワーアシスト機能を素地に開発検討を行った。この結果、本研究で述べる機能のほとんどが市場で採用され、EPSの普及に貢献できた。EPSの普及とともにシステムについての理解を得てきたといえる。

以上に示したように、EPSを用いて操舵運転負荷軽減を論じる本研究では、操舵運転負荷軽減に必要な制約条件を満たす条件が整っているため、早期実現性が高く、自動車社会の安全への貢献が期待できる。

## 2.6 操舵運転安全に対する操舵運転負荷の評価方法（操舵特性）

操舵特性の評価は、操舵運転負荷軽減を論じるフレームワークである図2-10を用いて検討できる。まず、操舵特性を評価する入力は、図より目標軌道と外乱があることがわかる。また、操舵運転行為を構成する認知、判断、行動に対する操舵運転負荷を評価する伝達関数は、2.4節で示した負荷の定義と操舵トルク情報を用いて車輛挙動を認知していると考えられる本研究の観点から、

- ・ 認知負荷：視覚情報および操舵情報から将来の車輛軌道を予測しやすいこと  
→ヨーレートに対する操舵トルクの伝達関数
- ・ 判断負荷：目標軌道と車輛軌道予測から操舵量を決めやすいこと  
→操舵角からヨーレートまでの伝達関数
- ・ 行動負荷：操舵状況に適した行動が容易に行えること  
→操舵トルクに対するヨーレートの伝達関数

を用いて評価する。車輛挙動としてヨーレートを用いている理由は、第3章の操舵運転特性の中で示す。また、認知負荷と行動負荷を表す伝達特性は逆特性の関係にあるため、評価に必要な伝達特性(以下、代用特性)は、

- ・ ヨーレートに対する操舵トルクの伝達特性
- ・ 操舵角に対するヨーレートの伝達特性

の2つの特性となる。

さらに、操舵特性評価では、運転者の操舵運転能力や操舵場面を考慮する必要がある。

運転者の操舵制御能力については、操舵周波数に応じた操舵制御できる状態量があることが知られている。通常の操舵運転は、目標軌道に追従することが目的である。この目標軌道に追従する操舵運転は、運転者能力によって制御の上限周波数があることが知られている。例えば、クロスオーバー理論では(McRuer, 1977)、運転者は車輪動特性を補正し約 0.6Hz 程度の追従制御応答性に適応するとし、他に 0.4 Hz とする報告もある(HeiBing and Ersoy, 2013)。したがって、本研究ではこの周波数を 0.5 Hz 以下とする。また、0.5 Hz を超えた周波数領域については、2 Hz までは条件により車輪挙動の振動を抑制制御できるとされ、2 Hz 以上については運転者単独の能力では制御できないとの調査研究報告がある(HeiBing and Ersoy, 2013)。つまり、操舵周波数によって運転者が操舵制御できる状態量が変わることになる。この結果、ヨーレートに対する操舵トルクの伝達特性は、0.5Hz 以下では、ヨーレートの制御のしやすさ、0.5Hz から 2Hz までは、ヨーレート変化率が運転者の能力で制御できることを評価する必要性が導かれる。

#### A) ヨーレートの制御しやすさの代用特性測定方法

筆者のこれまでの EPS 調整経験において、操舵周波数 0.5Hz 以下の目標軌道に追従する操舵制御の操舵特性は、オンセンター領域、オフセンター領域および緊急回避等で用いる領域を車輪挙動の大きさで分類し操舵場面に応じた操舵特性の議論を行ってきた経験を考慮する。このため、操舵周波数 0.5Hz 以下でのヨーレートに対する操舵トルクの伝達特性は、ヨーレート振幅の関数で評価する必要がある。

ヨーレートに対する操舵トルクの伝達特性は、摩擦特性等の非線形特性の影響を評価する目的からリサージュ波形を用いて評価されてきた。操舵特性は、ステアリングの摩擦等で生じるヒステリシス特性が操舵感に重要な影響を与えていることが知られている(小林他, 2011)、(久代, 2008)。また、タイヤが路面と固着している状態を表すタイヤグリップ状態は、コーナリングパワーの非線形性によって認知される。このような非線形特性は、リサージュ波形上でヒステリシス特性として観察される。このため、図 2-11 に示すスイープサイン波状の操舵角入力を与え、入力を横軸に出力を縦軸にとったリサージュ波形で評価することが開発現場では一般的に行われている。また、ヒステリシス特性は、横軸と縦軸の位相関係を表している。その様子を図 2-12 に示す。図より、位相変化が大きくなるほどヒステリシス幅が増加していることが理解できる。ヨーレートに対する操舵トルクの位相特性には適値が存在することが知られているため(藤波他, 1995)、位相特性をヒステリシス幅で評価できるリサージュ波形は、評価方法として適しているといえる。

スイープ入力により、前述した操舵場面に対応するヨーレートを発生させ、網羅的に評価している。このリサージュ波形を基に、ハンドル切り増し時の手ごたえ感、ハンドル戻り感、操舵トルクの位相遅れ感といった主観的な操舵感評価との相関性を明らかにし、評価を行っている(Reimpel, 1984)、(山下他, 1991)、(川上他, 1987)、(佐藤他, 1990)。ただし、リサージュ波形では時間がパラメータとして扱われるため、周波数特性が表現しにくいという問題がある。この問題に対し、本研究では、入力周波数を代えてリサージュ波形を測定することで対応する。以上で示した目標軌道に追従する操舵特性の2つの代用特性の測定条件を表 2-2 に示す。

入力周波数は、0.25Hz と 0.5Hz とする。但し、テストコースの広さの制約を受ける場合には、0.25Hz の代わりに 0.3Hz とする。その理由は、一般の車輪では操舵角からヨーレートまでの伝達特性が、0.5Hz までは、周波数に対しほぼ単調な関数とみなせるからである。このため、入力周波数は、2 つあればよいことになる。よって、上限周波数とする 0.5Hz とテストコースの広さの制約と車輪のヨーレート応答の動的な変化が現れ始める周波数を考慮し 0.25Hz で測定を行うことにした。

#### B) ヨーレートの変化率の制御しやすさの代用特性測定方法

次に操舵周波数 0.5Hz から 2Hz までについては、操舵角に対するヨーレートの伝達特性により評価することができる。この伝達特性においても非線形特性である摩擦特性の影響は大きい。したがって、本研究では、初期条件に操舵角を与えた場合のフリーコントロール時の操舵角時間波形とヨーレート時間波形を示し、ヨーレートの固有周波数、ヨーレートの減衰率および操舵角とヨーレートの位相差を代用特性として評価を行う。非線形特性である摩擦特性の影響は、時間応答波形で観察することができるためである。ヨーレートの減衰率は、式(2-1)、式(2-2)で示す対数減衰率を代用特性値として用いる。図 2-14 に測定例を示す。図中、1 秒のタイミングでハンドルを手放し状態にして操舵角とヨーレートの時間波形を測定している。

$$\zeta_\gamma = \frac{\ln(r)}{\sqrt{\pi^2 + (\ln(r))^2}} \quad (2-1)$$

$$r = \frac{1}{n-1} \left( \frac{A_1}{A_2} + \frac{A_2}{A_3} + \dots + \frac{A_{n-1}}{A_n} \right) \quad (2-2)$$

$A_n$  : n 番目の振動振幅ピーク値

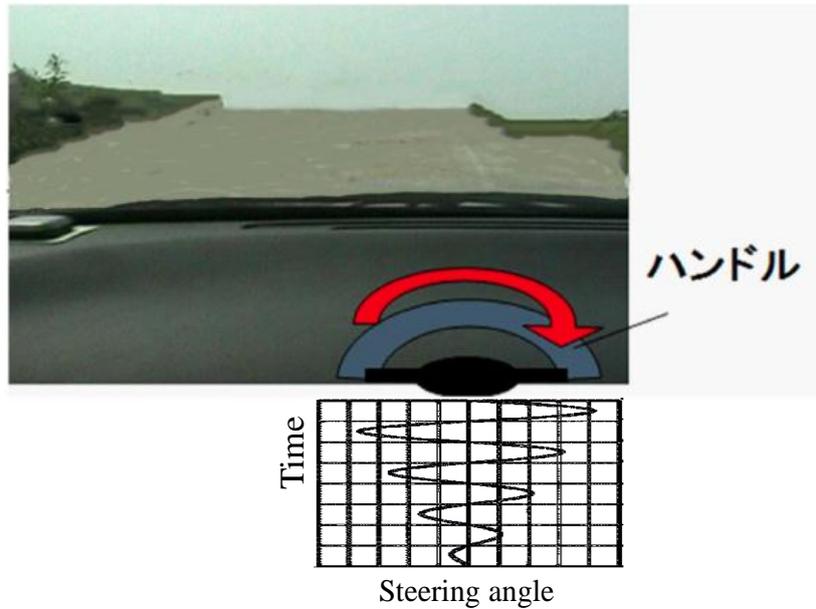


図 2-11 ヨーレートに対する操舵トルク伝達特性測定方法

表 2-2 代用特性①②の測定条件

測定条件 1	操舵周波数	0.25Hz, 0.5 Hz
測定条件 2	操舵振幅	上記操舵周波数で徐々に操舵角振幅を 10 度から 90 まで増加する

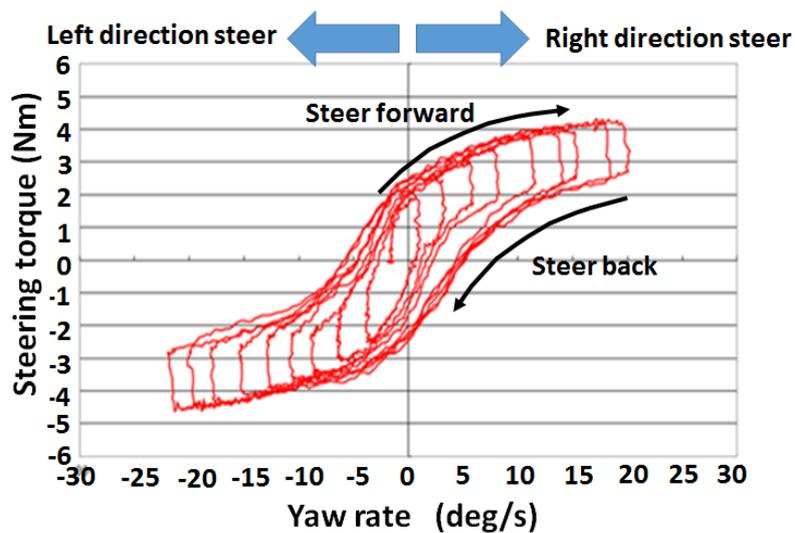


図 2-12 ヨーレートに対する操舵トルク伝達特性測定例

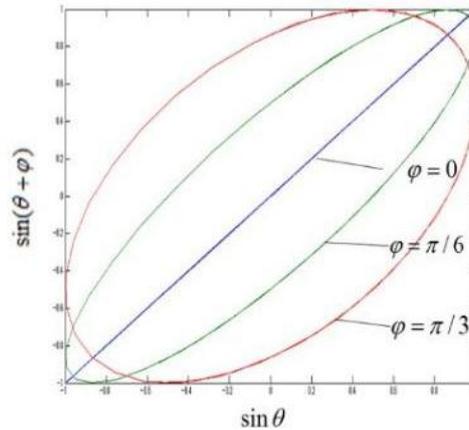


図 2-13 ヒステリシス特性と位相の関係

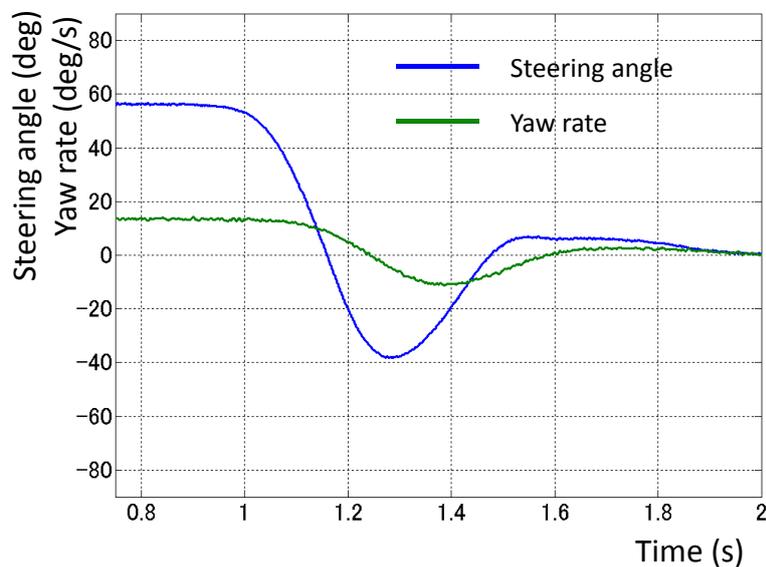


図 2-14 Free control での車輻挙動

## 2.7 操舵場面で求められる操舵運転負荷軽減目標

本節では、操舵運転場面に対する運転者特性のこれまで実験結果を整理し、本研究で用いる操舵場面の分類を導く。操舵運転負荷軽減目標は、運転者の操舵運転能力に応じて定義すべきであるため、2.6 節で述べた操舵周波数に基づいた区分を用いて、目標軌道に追従する操舵制御(2.7.1)とヨーレートの変化率を制御する操舵制御(2.7.2)で述べる。そして、リサージュ波形で評価する摩擦特性について主観的な評価によって、その重要性と定量目標値を示す。

### 2.7.1 目標軌道に追従する操舵制御での目標操舵特性

ヨーレートの大きさによって図 2-14 に示す三つの領域、①オンセンター領域、②オフセンター領域、③コーナリング領域に分けて操舵特性を検討する。表 2-3 に、①から③の代表的な操舵場面と一般的な操舵力特性の代表値を示す。なお、表で示す値は参考値であり、筆者のこれまでの EPS 調整実績から導いたものである。

オンセンター領域①は、主に直進状態で用いる操舵領域である。

オフセンター領域②は、通常操舵運転でのコーナリングやレーン変更運転で用いる領域である。通常操舵運転は、速度に関わらず横加速度が  $0.2 \sim 0.3 \text{ G}$  以内の範囲で行われていることが報告されている(Mitschke and Wallentwitz, 2013)。この横加速度は、図 2-14 の測定条件の操舵では、ヨーレートに換算すると最大  $15 \text{ deg/s}$  以下に相当する。

オフセンター領域の外側の領域③は、たとえば緊急時に大きな横加速度を必要とする操舵領域である。

一般的に①から③の操舵特性評価は、横軸に操舵量と車輻挙動のリサージュ波形を用いて評価を行い、リサージュ波形から得る代用特性と操舵感の相関関係が明らかにされてきた。リサージュ波形を用いる理由は、波形で現れるヒステリシス特性が操舵運転負荷低減に重要な役割を果たすことが知られているためである。例えば、操舵角に対する操舵トルク、操舵トルクに対する横加速度のリサージュ波形に現れるヒステリシス幅を、操舵感を評価する代用特性とすることの妥当性を主観評価との相関性で示した研究(佐藤他, 1990), (山下他, 1991) 報告があり、操舵場面に対して適切なヒステリシス特性と量があることを示している。また、このヒステリシス特性は、操舵系の摩擦の影響が大きいことが明らかにされている(久代, 2010)。

そこで、操舵量に操舵トルクを用いて、図 2-14 に示す実際のリサージュ波形を前述の三つの操舵領域にわけ、望ましいヒステリシス特性とそれを実現する摩擦特性を明らかにし、EPS 機能を用いて望ましい摩擦特性に補償する方法を明らかにする。

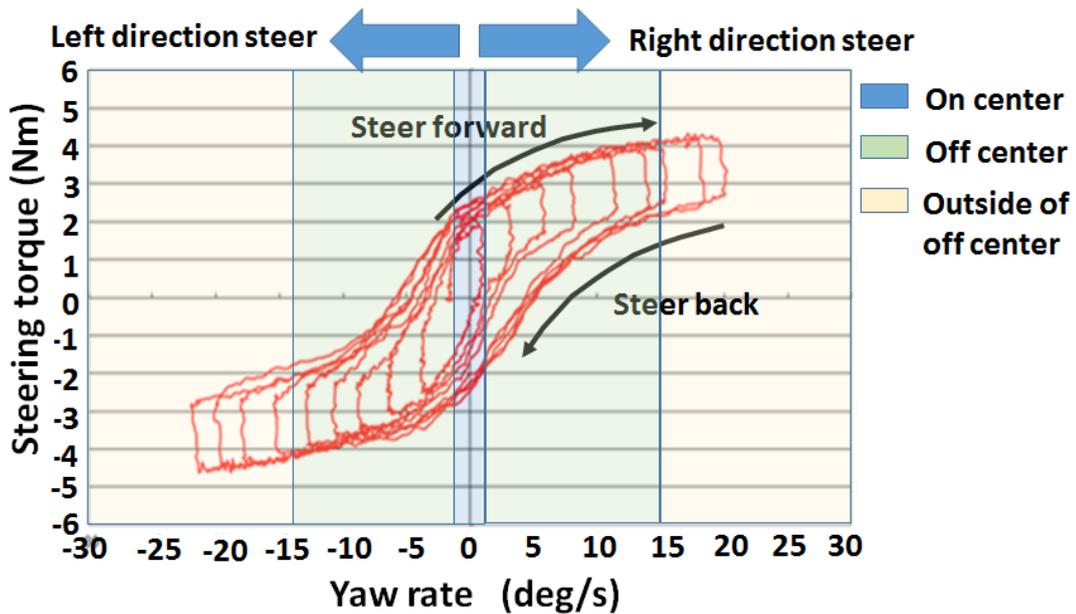


図 2-14 操舵特性に対する操舵領域区分

表 2-3 操舵特性領域

Handling characteristic region	Driving condition	Steering torque $T_{tor}$ range(Nm)	Yaw rate $\gamma$ range (deg/s)
On center ①	Straight ahead	$-2.0 \leq T_{tor} \leq 2.0$	$-1.0 \leq \gamma \leq 1.0$
Off center ②	Slow curve	$2.0 < T_{tor} \leq 3.5$ $-2.0 > T_{tor} \geq -3.5$	$1.0 < \gamma \leq 15$ $-1.0 > \gamma \geq -15$
Outside of off-center ③	Rapid curve	$T_{tor} > 3.5$ $T_{tor} < -3.5$	$\gamma > 15$ $\gamma < -15$

### 2.7.2 ヨーレートの変化率を制御する場合に求められる目標操舵特性

0.5 Hz から 2Hz までの間では、ヨーレート固有振動モードが存在するケースが多く、ヨーレートの固有振動モードが運転者にとって操舵制御可能な条件下に置くことが本領域で求められる。

ヨーレートの固有振動は、従来の設計では車輻のヨー方向の固有振動によってもたらされると考えられてきた。このため、図 2-15 に示すように車輻の固有振動の周波数と減衰率 (HeiBing and Ersoy, 2011) を適値にする車輻設

計を行い、かつセルフアライニングトルクに対するステアリング系固有振動数を車輛のヨー方向の固有振動数より高くする(安部, 2008)ことでステアリング系固有振動を運転者が操舵制御しなくてもよい条件を求めてきた。

しかし、エアバックの標準搭載やEPSの採用により、ステアリング系の慣性が増加しヨーレートの固有振動数が0.5 Hzから2 Hzまでの間に存在するようになってきた。セルフアライニングトルクに対するステアリング系の応答により、ヨーレートの固有振動が起きるためである。この結果、車輛のヨーレートの固有振動が図2-14に示す条件で十分に安定化されていることを前提にセルフアライニングトルクに対するステアリング系の応答が運転者にとって制御可能であることが、この領域で求められる目標操舵特性の必要条件となる。

本領域で、運転者がヨーレートの振動を操舵制御可能な条件は、以下であることが示されている(HeiBing and Ersoy, 2011)。

- ・操舵角に対するヨーレートの振幅比が適切であること
- ・操舵角に対するヨーレートの位相差ができるだけ少ないこと
- ・ヨーレート固有振動モードの減衰率が適切な大きさの減衰率であること

ヨーレートの固有振動が励起されるきっかけは、主に横風などの外乱による場合が多いため、本研究では外乱に対する操舵運転負荷を論じる第6章の中で、EPSによる補償を検討する。

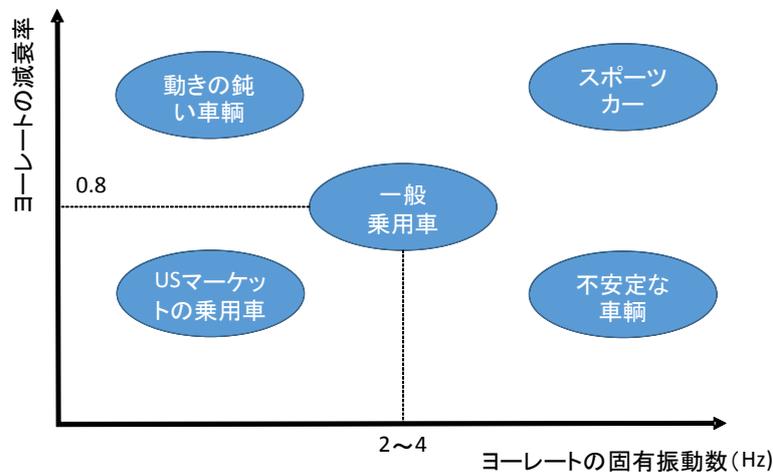


図 2-15 目標とするヨーレートの固有振動数とヨーレートの減衰率

### 2.7.3 操舵特性と摩擦特性の関係

#### A) 摩擦特性の基礎

まず、本研究で扱う摩擦特性についての基礎知識を整理する。図2-16に一般的な摩擦特性を示す。これを運動方程式で表すと、

$$T = J\ddot{\theta} + D_1\dot{\theta} + D_2\text{sign}(\dot{\theta}) + K(1 + D_3j)\theta \quad (2-3)$$

- $j$ : 虚数
- $D_1$ : 粘性減衰係数
- $D_2$ : 静止摩擦と動摩擦係数
- $D_3$ : 構造減衰係数

となる。

構造減衰は、式(2-3)で示すようにばね定数項に虚数  $j$  で表されることから複素減衰とも呼ばれている。虚数  $j$  の意味は、減衰の大きさは変位に依存するが、減衰自体は速度と同じ位相で起こることを意味する。つまり、位相が90度ずれることを虚数  $j$  表現している。構造減衰は、変位に依存した内部損失により起こる現象であり、粘弾性体が持つ減衰特性である(Jones, 2003)。

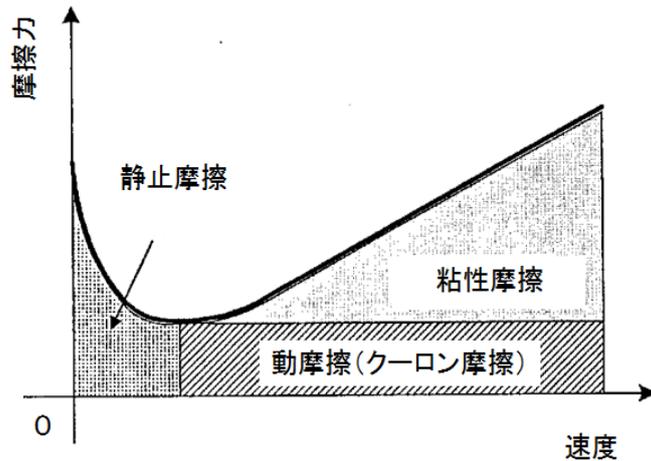


図 2-16 摩擦特性

### B) オンセンター領域での摩擦特性

オンセンター領域は、操舵速度が低く、かつ操舵トルクが小さい領域なので、静止摩擦とクーロン摩擦の影響が大きい。

静止摩擦は、その要因として、機械的に発生する静止摩擦以外にモータのコギングトルクも静止摩擦と同じ影響を及ぼすので静止摩擦に含めて考え、できるだけ発生量を抑えるようなステアリング設計が検討されている。

次にクーロン摩擦について述べる。クーロン摩擦が大きいと、車輻挙動を操舵トルクで予測する上で、操舵トルクに対する車輻挙動情報の割合が少なくなり困難になるという問題がある。また、互理が指摘するリミットサイクル振動を起こす原因となる (Watari, 1975)。例えば、直進進行では、左右にまたがる微妙な操舵が必要になるが、その際、運転者はクーロン摩擦の 2 倍の操舵トルク振幅を要する操舵を行うため操舵負荷がかかる。一方、適度なクーロン摩擦は、タイヤから入力される外乱を摩擦分低減し伝えるとい利点もある。たとえば、タイヤの周方向アンバランスによってもたらされるシミー振動をクーロン摩擦により低減することが知られている。

以上から

- ・ 静止摩擦はできるだけ抑える
  - ・ クーロン摩擦は、外乱の影響を抑える効果もあるので適切に調整する
- ということが、開発現場で検討されている。

次に操舵特性の主観評価と摩擦特性の関係を示す。

図 2-17 にヨーレートに対する操舵トルクのリサージュ波形と摩擦の関係を示す。摩擦が働く範囲では、運転者は操舵トルク情報から直進位置を検出することができない。なぜなら、図から直進状態、すなわちヨーレートがゼロの状態を操舵トルクがゼロとするならば、ヒステリシスがあると操舵トルクがゼロを示すヨーレートに幅ができる。このため、ヒステリシスが横軸をきる範囲では、ヨーレートがゼロの位置を操舵トルク情報から知ることができない。ヨーレートがゼロの位置を操舵トルク情報により正確に知るためには、ヒステリシス幅が小さくかつ操舵トルクに対するヨーレートゲインが大きいことが必要である。それは、図 2-17 に示す幾何学的な関係から明らかである。したがって、操舵トルクに対するヨーレートゲインをヒステリシス幅で割った指標  $G/F$  を用いて、オンセンターの主観的な操舵感評価との関連性を調査した。調査は、異なる指標値をもつ 9 車種に対して、100Km/h の速度で直進走行した際の操舵感を評価した。結果を図 2-18 に示す。

この調査の範囲では、指標値  $G/F$  が高いほど直進走行の操舵感が良いとの評価結果を得た。しかし、調査範囲を超えて指標値  $G/F$  が高くなると、操舵トルクに対し車輻が敏感に反応することになるので実際には適値があると考えられる。そして、適値に調整するためには、摩擦量とヨーレートゲインのバランスが重要であることが、本調査から明らかになる。なお、EPS の場合は、従来の油圧式パワーステアリングに対しクーロン摩擦が増えるので指標値  $G/F$  が下がる傾向にある。このため、キャスト角を大きくし、適切な指標値  $G/F$  に調整するなどの措置がとられる場合がある。

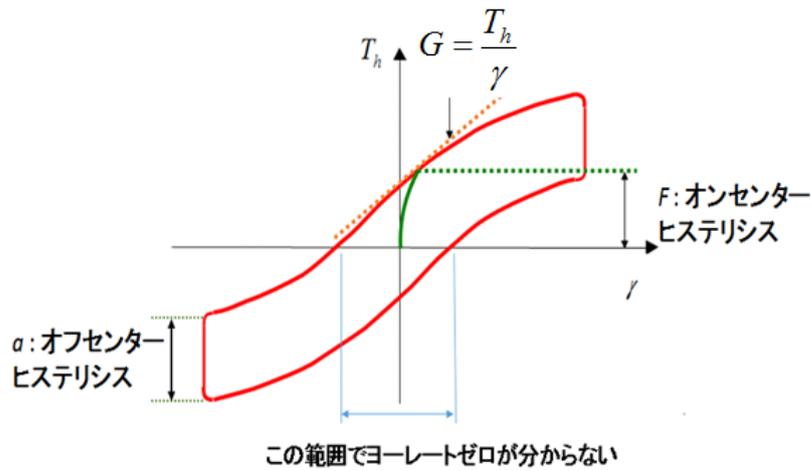


図 2-17 操舵特性の評価指標

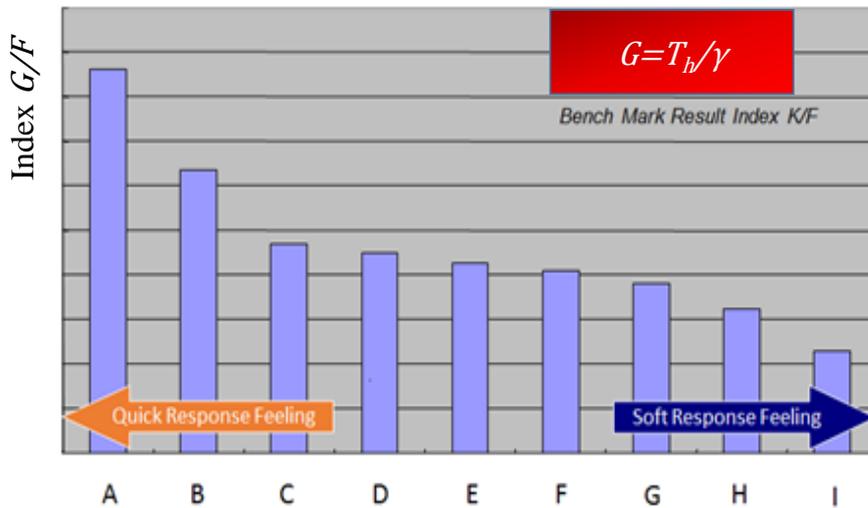


図 2-18 オンセンター領域の評価指標と主観評価の関係

### ① オフセンター領域での摩擦特性

本領域では、操舵時には操舵トルクを通じて車輛挙動が把握でき、かつ少ない操舵力で保舵が行えることが求められる。この相反すると思われる要求は適度の摩擦量を設定することで両立できる。なぜなら、保舵時の操舵トルクは、タイヤが発生するトルクに対し摩擦トルクを減じたトルクになるためである。また、この摩擦は、外乱トルクによる舵角変化、いわゆる'ハンドル取られ'をヒステリシス幅の範囲で防ぐという効果も期待できる。一方、過度な摩擦は操舵の阻害要因になる。この結果、摩擦により与えられるヒステリシス量には適値があると考えられる。この観点から、摩擦が影響するオフセンター領域のヒステリシス幅に対する主観的な操舵感評価を行った結果を図 2-19 に示す。得られたオフセンター領域における適値は、**Controllable** で示した領域である。

図 2-19 で示す結果と図 2-18 のオンセンター付近での結果を合わせると、オンセンター付近では、ヒステリシス幅は小さく、コーナリング領域では大きめが良いことが分かる。つまり、ヒステリシス特性は、ステアリング角度または操舵反力に応じて増加する関数であることが主観評価結果から得られる。a の大きさは、クーロン摩擦量で与えられるため、クーロン摩擦量の大きさがステアリング角度または操舵力に応じて操舵場面に適応し変化する特性が望ましいことが導かれる。

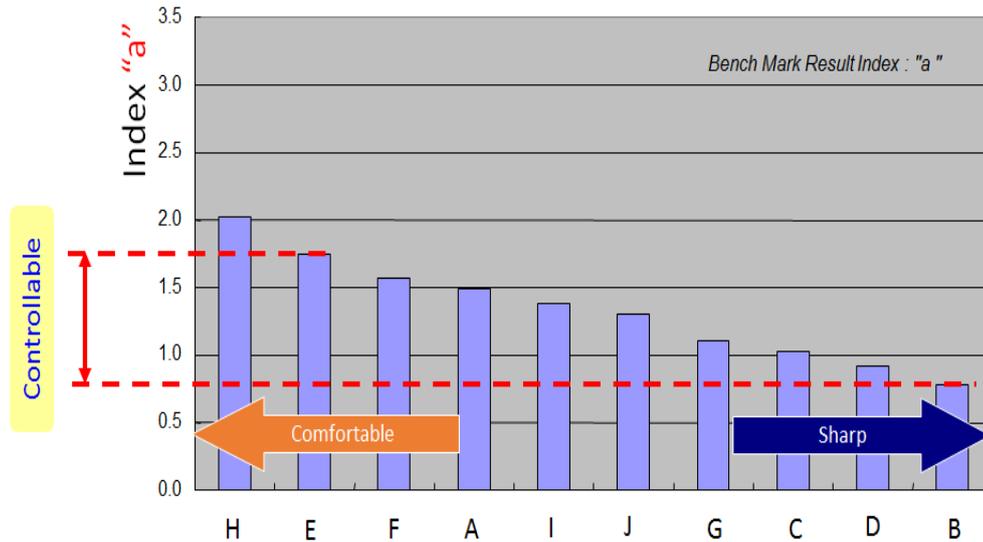


図 2-19 オフセンター領域の評価指標と主観評価の関係

#### D) 摩擦特性を考慮したステアリング系の動特性

本項の以上の議論から、一般的な摩擦特性式(2-3)を用いてステアリング系の摩擦特性を表すと、ステアリング角度と操舵角が一致すると近似するならば、式(2-4)で表される。式中、 $D_3$ を適切な関数にすることでクーロン摩擦量を操舵角に応じて変化できる。

$$T_{SAT} = (J_h + J_{STG})\ddot{\theta}_d + D_1\dot{\theta}_d + D_2\text{sign}(\dot{\theta}) + K_{SAT}(1 + jD_3)\theta_d \quad (2-4)$$

### 2.8 操舵運転安全を評価する運転環境モデル

#### 2.8.1 シミュレーションモデル

実車両を用いた運転者入力では、再現性のある操舵特性測定を行うことが難しい。そこで、本研究では、主にシミュレーションを用いて操舵特性の評価を行うことにした。本項で、まずシミュレーションモデルの概要とその精度の妥当性を示し、次にシミュレーションを構成する各要素のモデル作成方法について詳しく述べる。

図 2-20 は、本研究で用いたシミュレーションモデルである。このシミュレーションモデルは、車両モデル、ステアリング機構モデル、および操舵トルクとステアリング角度を入力とした EPS 制御器で構成している。操舵トルク特性については、表 2-2 に示したハンドル角入力を与え、そのときの操舵トルク特性のリサージュ波形を求める。車両特性については、ハンドル角 $\theta_d$ に対するヨーレート $\gamma$ の伝達特性を求めて評価する。なお、図中ヨーレートは deg/s、周波数は Hz で表す。車両モデルには、線形タイヤモデルを用いた平面二輪モデルを用いている。

本シミュレーションを用いた解析対象は、通常操舵運転時の操舵特性であり、この条件では車両の最大横加速度が 0.2~0.3 G の範囲であると報告されている(佐藤, 1990)。この横加速度範囲は、同定した車両モデルにおいて、ヨーレート換算で約 15 deg/s 以内であり、オフセンター領域内に相当する。また、タイヤ横滑り角と横力との関係が線形である領域は、0.4 G 以内であるため(HeiBing and Ersoy, 2011)、オフセンター領域まではタイヤが線形領域内にあるものとする。

表 2-4 に本シミュレーションで用いる車両モデルのパラメータを示す。同定を行った車両は、エンジン排気量 1.2 L の小型乗用車である。スタビリティファクタ  $K$  は、0.0017 でアンダーステア特性である車両特性をもつ。

ステアリング機構モデルは、ハンドル慣性とステアリング軸換算のモータ慣性がばね要素であるトーションバーで結合された 2 慣性系の機構モデルに単純化している。2 慣性系を安定化する制御器特性は、操舵特性リサー

ジュー波形に影響するため、図 2-20 の  $C_1(s)$  に 3 次の位相補償器、 $C_2(s)$  に状態フィードバック制御器を実装している。パワーアシスト特性は、車輛の走行速度に依存せず図 2-20 に示す特性を用いる。

ステアリング系摩擦特性は、リサーチジュー波形に及ぼす影響が大きいためクーロン摩擦、粘性摩擦、構造減衰摩擦をそれぞれ同定し、詳しくモデル化している。クーロン摩擦は、ステアリング系全体で、2.8 Nm とし、クーロン摩擦量がセルフアライニングトルクに比例し増加するという特性の構造減衰摩擦をモデル化している。この比例定数は、0.13 である。粘性摩擦係数については、表 2-4 に示すとおりである。なお、ここで用いた摩擦特性の同定については第 5 章で詳しく述べる。

### 2.8.2 操舵トルク特性シミュレーションの妥当性

本シミュレーションの妥当性を評価するために、同定を行った車輛の実車輛測定結果とシミュレーション結果とを比較する。まず、0.5Hz 以下の操舵角入力周波数の代用特性であるリサーチジュー波形について示す。図 2-21 が 0.3 Hz、図 2-22 が 0.5 Hz である。それぞれを比較すると最大 0.3 Nm 以内の誤差で一致している。この誤差は、一般の運転者が認識できるとされる操舵トルク検出分解能 0.25 Nm (遠藤, 2004)に近い値であり、本シミュレーションは、目的に対して妥当な誤差で再現できているといえる。

次に操舵入力周波数 0.5Hz から 2.0Hz までの代用特性であるフリーコントロールに対する時間応答波形を図 2-23 に示す。図中、1 秒の時点で手を離している。図より 1.6 秒以上での残留角度に差があるのは、摩擦の影響によるものであり、クーロン摩擦の摩擦の範囲で確率的に分布するものであり、誤差はその範囲内である。この残留角度を除けば、実車輛測定結果とシミュレーション結果はよく一致している。

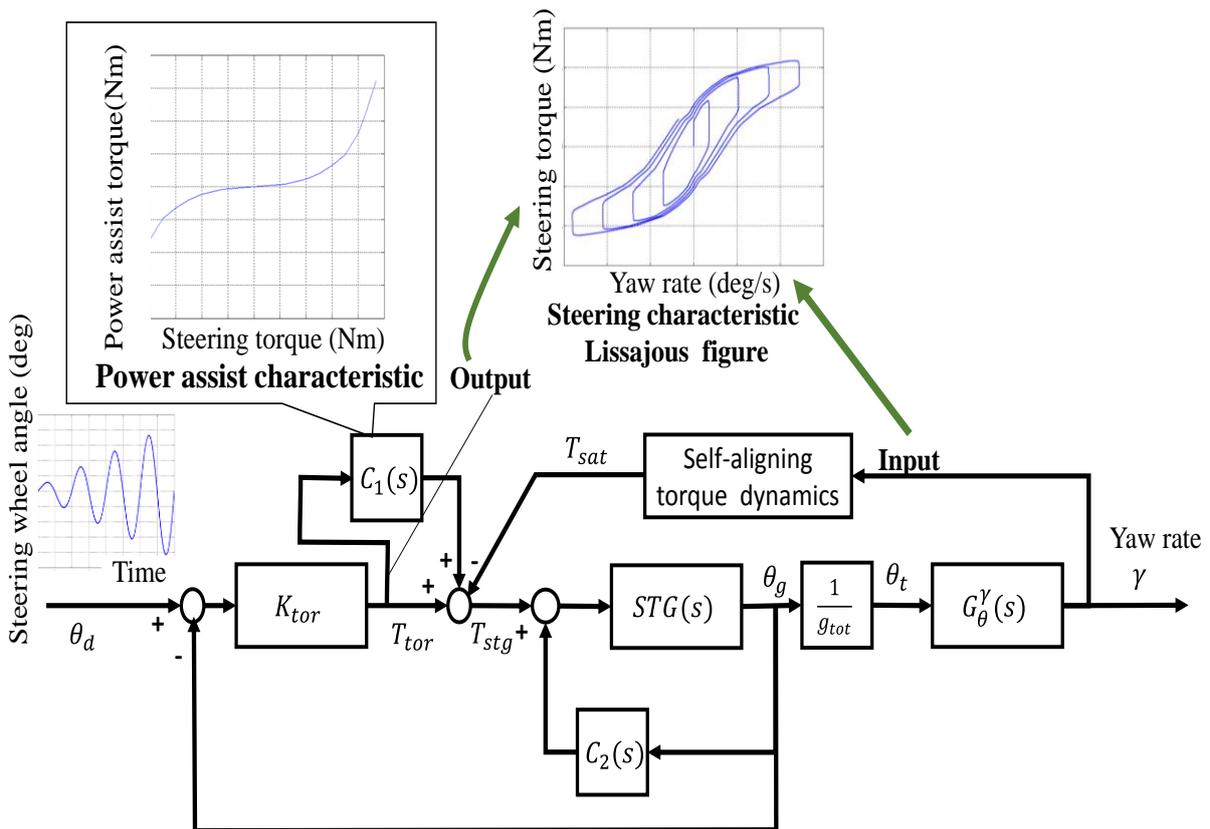
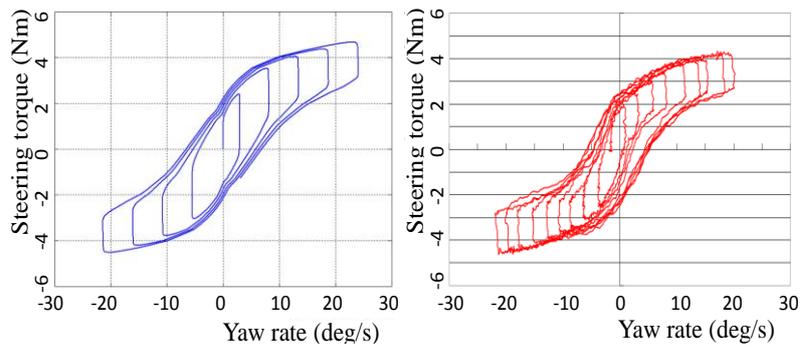


図2-20 Simulation model

表2-4 Vehicle and steering dynamics parameters for simulation

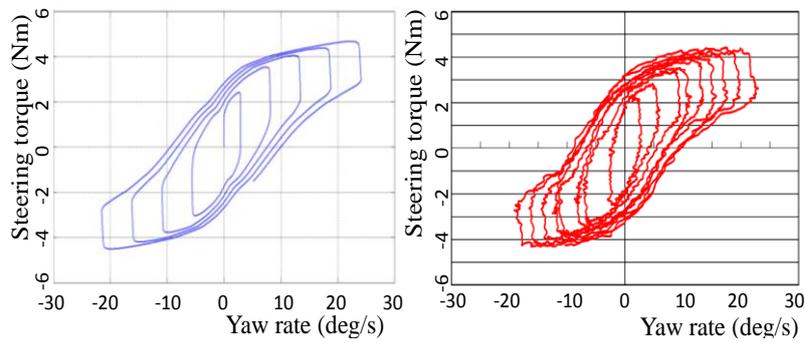
Parameters	Symbol	Value	Unit
Vehicle mass	$m$	1250	kg
Yaw moment of inertia	$I$	2000	Kgm <sup>2</sup>
Distance between front axis and C. G.	$l_f$	1.0	m
Distance between rear axis and C. G.	$l_r$	1.5	m
Front cornering stiffness	$K_f$	50000	N/rad
Rear cornering stiffness	$K_r$	75000	N/rad
Handle inertia	$J_h$	0.038	Kgm <sup>2</sup>
Torsion bar stiffness	$K_{tor}$	143	Nm/rad
Steering system inertia	$J_{stg}$	0.01	Kgm <sup>2</sup>
Steering system damping	$B_{stg}$	0.4	Nms/rad
Total gear ratio	$g_{tot}$	15.5	
Trail	$\xi$	0.065	m



(a) Simulation

(b) Measured

图 2-21 Steering torque characteristic (0.3 Hz 80 km/h)



(a) Simulation

(b) Measured

图 2-22 Steering torque characteristic (0.5 Hz 80 km/h)

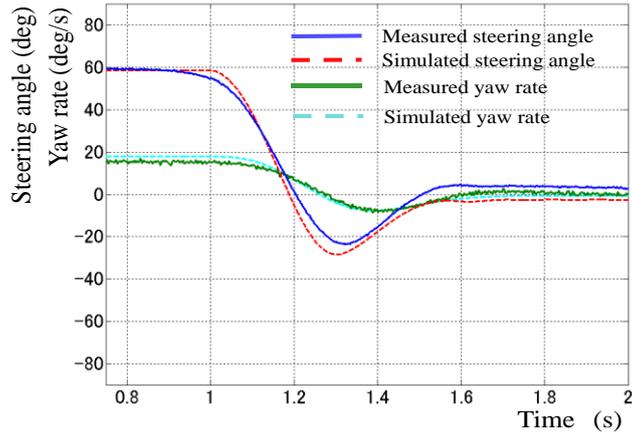


図 2-23 Time responce of free-control

### 2.8.3 平面二輪自動車モデルの基礎

本項では、平面二輪モデルの基礎を示すとともに、本論文で用いている運動方程式の導出を示す。シミュレーションプログラムで実装することを想定し、状態方程式を用いた表現も示すことにする。

平面二輪自動車モデルは、表 2-4 の諸元を用いて導出する自動車の運動方程式である(安部, 2008)。本モデルは、以下の条件下で自動車の運動方程式を単純化できるとされている(安部, 2008)。

- ①自動車は平坦なアスファルトまたはコンクリートの路面上を走行するものとする。
- ②急激なハンドル操作は行なわない。車体のローリング、ピッチングは無視できるものとする。
- ③自動車の走行速度は一定である。
- ④y 方向重心点は車輻の中心点上にあるものとする。

本研究対象とする一般的な走行状態は、①から④の条件をおおよそ満たすと考える。

平面二輪自動車モデルの主要記号

- $m$  : 車輻重量
- $I$  : 車輻のヨー慣性モーメント
- $l$  : ホイールベース
- $l_f, l_r$  : 前/後車軸重心転換距離
- $V$  : 車速
- $\alpha$  : 横加速度
- $\varphi$  : ヨー角
- $\theta_t$  : 実舵角
- $K_f, K_r$  : 前/後タイヤコーナリングパワー
- $V_y$  : y 方向速度
- $V_x$  : x 方向速度
- $\beta$  : 車輻重心点の横すべり角
- $\beta_f, \beta_r$  : 前/後タイヤの横滑り角
- $\gamma$  : 重心まわりの角速度 (ヨーレート)
- $Y_f, Y_r$  : 前/後輪に働くコーナリングフォース
- $T_{sat}$  : セルフアライニングトルク
- $\xi$  : タイヤ横力力点のタイヤ回転軸に対するトレール(以下, トレール)

図 2-24 より、実舵角やヨーレートが十分に小さいとすると、

$$V_x = V, \quad V_y = V\beta \quad (2-5)$$

と近似できるため、タイヤの横滑り角が式(2-6)、式(2-7)のように近似できる。そして、横力は、タイヤの線形領域を用いる条件から近似した横滑り角に比例し発生するものとして式(2-8)、式(2-9)で表される。

$$\beta_f \approx \beta + \frac{l_f \gamma}{V} - \theta_t \quad (2-6)$$

$$\beta_r \approx \beta - \frac{l_r \gamma}{V} \quad (2-7)$$

$$Y_f \approx K_f \left( \beta + \frac{l_f \gamma}{V} - \theta_t \right) \quad (2-8)$$

$$Y_r \approx K_r \left( \beta - \frac{l_r \gamma}{V} \right) \quad (2-9)$$

つぎに、車輛の y 方向と重心周りの回転方向（以下、ヨ一方向）の運動方程式を示す(安部正人, 2008)。  
y 方向の運動方程式)

$$m\alpha = mV \left( \frac{d\beta}{dt} + \gamma \right) = 2Y_f + 2Y_r \quad (2-10)$$

$$= -2K_f \left( \beta + l_f \gamma / V - \theta_t \right) - 2K_r \left( \beta - l_r \gamma / V \right) \quad (2-11)$$

ヨ一方向の運動方程式)

$$I \frac{d\gamma}{dt} = 2l_f Y_f - 2l_r Y_r \quad (2-12)$$

$$= -2l_f K_f \left( \beta + l_f \gamma / V - \theta_t \right) - 2l_r K_r \left( \beta - l_r \gamma / V \right) \quad (2-13)$$

式(2-11)、式(2-13)を  $\gamma, \beta$  について整理すると、

$$\frac{d\beta}{dt} = -\frac{2}{mV} (K_f + K_r) \beta - \left\{ 1 + \frac{2}{mV^2} (l_f K_f - l_r K_r) \right\} \gamma + \frac{2K_f}{mV} \theta_t \quad (2-14)$$

$$\frac{d\gamma}{dt} = -\frac{2(l_f K_f - l_r K_r)}{I} \beta - \frac{2(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r)}{IV} \gamma + \frac{2l_f K_f}{I} \theta_t \quad (2-15)$$

式(2-14)、式(2-15)をシミュレーションで実装する状態方程式で表現すると、

$$\begin{bmatrix} \frac{d\beta}{dx} \\ \frac{d\gamma}{dx} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{2(K_f + K_r)}{mV} & -\left\{ 1 + \frac{2(l_f K_f - l_r K_r)}{mV^2} \right\} \\ -\frac{2(l_f K_f - l_r K_r)}{I} & -\frac{2(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r)}{IV} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{2K_f}{mV} \\ \frac{2l_f K_f}{I} \end{bmatrix} \theta_t \quad (2-16)$$

$$= \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}\theta_t \quad (2-17)$$

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix} \quad (2-18)$$

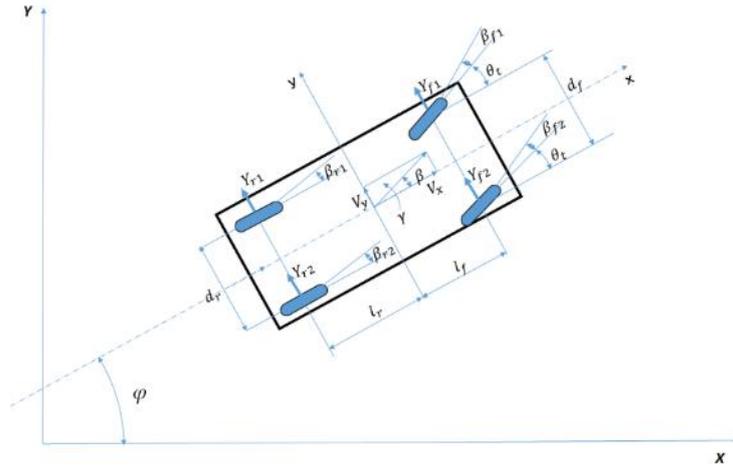


図 2-24 車輛の平面運動モデル(安部, 2008)

次に、前輪の 2 輪に働くコーナリングフォースよりセルフアライニングトルク  $T_{sat}$  を求める。セルフアライニングトルクは、図 2-25 に示すように横力が発生するタイヤの操舵回転軸周りのモーメントであり、式(2-19)で表される。

$$T_{sat} = 2\xi Y_f = 2\xi K_f \left( \beta + \frac{l_f \cdot \gamma}{V_v} - \theta_t \right) \quad (2-19)$$

$$= \left[ 2\xi K_f \quad , \quad 2\xi K_f \frac{l_f}{V_v} \right] \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix} - 2\xi K_f \theta_t \quad (2-20)$$

$$= \mathbf{C}\mathbf{X} + \mathbf{D}\theta_t \quad (2-21)$$

ここで、 $\xi$ は、タイヤの回転軸と横力の力点とを結ぶ  $x$  軸方向長さであり、タイヤ回転軸に対する横力のモーメントアームである。このトレールは、図 2-26 に示すように 2 つの要素よりもたらされる。

1 つ目は、垂直軸に対するタイヤ回転軸の傾きであるキャスタ角によって生じるキャスタトレールであり、サスペンション設計で決められるものである。通常、3deg.から 6deg.の範囲で調整されている。

2 つ目は、タイヤ駆動力によるタイヤの回転方向変形により生じるニューマティックトレールである。このニューマティックトレールは、車速、駆動力、タイヤのスリップ角の関数で決まる非線形特性を示すことが述べられている(ブリジストン編, 2008)。但し、本研究で対象とする操舵場面では、横力は、すべり角にほぼ比例し、セルフアライニングトルクもすべり角にほぼ比例するとしている。そのため、ニューマティックトレールも一定値とみなして扱うことが妥当であると考えられる。よって、トレールは、車速に対して一定値として扱う。

以上より、実舵角に対するセルフアライニングトルクの伝達特性は式(2-17)、式(2-21)より求められる。

$$T_{sat}(s) = \{\mathbf{C}(s\mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1}\mathbf{B} + \mathbf{D}\}\theta_t(s) \quad (2-22)$$

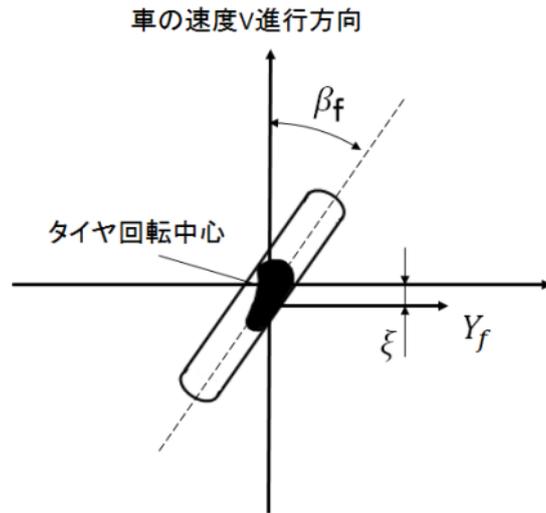


図 2-25 タイヤ粘着域とセルフアライニングトルク発生の関係

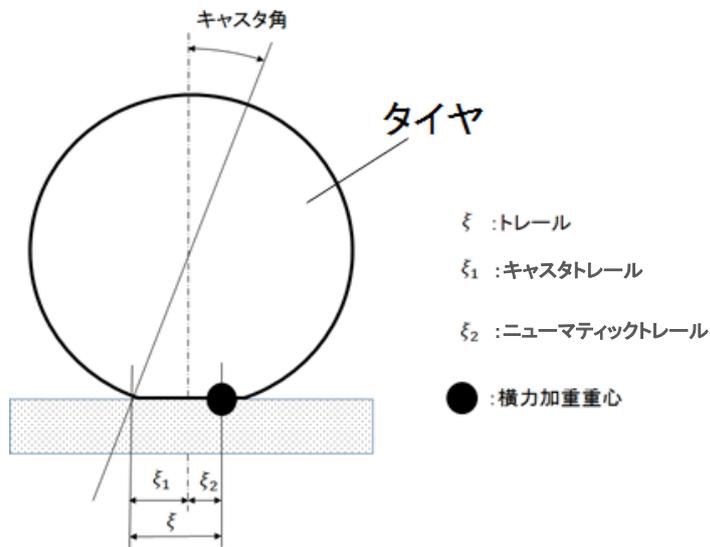


図 2-26 セルフアライニングトルクを発生するトレール

さらに、式(2-17)と図 2-27 より車輛軌跡を求めることができる(安部, 2008).

$$X(s) = (sI - A)^{-1} B \theta_t(s) \tag{2-23}$$

$$\frac{dX}{dt} = V \cos(\beta + \theta_t) \tag{2-24}$$

$$\frac{dY}{dt} = V \sin(\beta + \theta_t) \tag{2-25}$$

$$\frac{d\theta}{dt} = \gamma \tag{2-26}$$

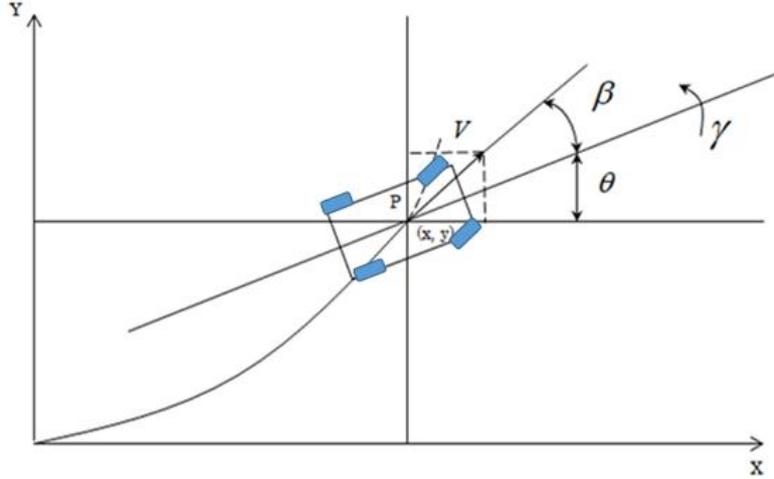


図 2-27 車輛重心点の軌跡

#### 2.8.4 平面二輪自動車モデルで考える操舵特性検討で用いる伝達特性

本節では、運転者が車輛挙動を認知する上での入力情報であるセルフアライニングトルクの伝達特性について平面二輪モデルを用いて求める。この検討は、解析モデルを検討する際に必要になるものである。

##### A) 実舵角を入力とした横力周波数伝達特性

運転者が車輛挙動を認知する上での入力情報であるセルフアライニングトルクの伝達特性について平面二輪モデルを用いてセルフアライニングトルク伝達特性を求める。式(2-10)、式(2-12)より、

$$2Y_f = \frac{ml_f \alpha + I \dot{\gamma}}{l} \quad (2-27)$$

また、式(2-16)、式(2-10)を用いて実舵角を入力し、横加速度  $\alpha$ 、ヨーレート  $\gamma$  を出力とする伝達関数を求めると、下式となる(安部, 2008)。

$$\frac{\alpha(s)}{\theta_t(s)} = VG_{\theta}^{\gamma}(0) \frac{1+T_{y1}s+T_{y2}s^2}{1+\frac{2\xi s}{\omega_n}+\frac{s^2}{\omega_n^2}} \quad (2-28)$$

$$\frac{\gamma(s)}{\theta_t(s)} = G_{\theta}^{\gamma}(0) \frac{1+T_{y\gamma}s}{1+\frac{2\xi s}{\omega_n}+\frac{s^2}{\omega_n^2}} \quad (2-29)$$

ここで、

$$T_{y1} = \frac{l_r}{v} \quad (2-30)$$

$$T_{y2} = \frac{l}{2lK_r} \quad (2-31)$$

$$T_{y\gamma} = \frac{ml_f v}{2lK_r} \quad (2-32)$$

$$\omega_n = \frac{2l}{v} \sqrt{\frac{K_f K_r}{ml}} \sqrt{1+KV^2} = 2l \sqrt{\frac{K_f K_r}{ml}} \sqrt{\frac{1}{v^2} + K} \quad (2-33)$$

$$\xi_n = \frac{m(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r) + I(K_f + K_r)}{2l \sqrt{mlK_f K_r(1+KV^2)}} \quad (2-34)$$

$G_{\theta}^{\gamma}(0)$  : 実舵角からヨーレートまでの伝達関数の定常ゲイン

$\omega_n$  : 実舵角からヨーレートまでの伝達関数極の固有角周波数

$\xi_n$  : 実舵角からヨーレートまでの伝達関数極の減衰率

式 (2-28) 式 (2-29) を式(2-27)に代入し, 前輪に働く横力 $Y_f$ を求めると,

$$2Y_f(s) = \frac{G_{\theta}^Y(0)}{l} \frac{ml_r V(1+T_{y1}s+T_{y2}s^2)+I(1+T_{yy}s)s}{1+\frac{2\xi_n s}{\omega_n}+\frac{s^2}{\omega_n^2}} \theta_t(s)$$

$$= \frac{G_{\theta}^Y(0)}{l} \frac{\frac{mVl}{2Kr}s^2+(ml_r^2+I)s+mVl_r}{1+\frac{2\xi_n s}{\omega_n}+\frac{s^2}{\omega_n^2}} \theta_t(s) \quad (2-35)$$

式(2-35)より, 実舵角に対する横力の伝達関数は, 分母, 分子が 2 次の伝達関数になることが分かる. 式(2-35)を用いて, 表 2-4 の諸元を持つ車輛の周波数特性を表したものが図 2-28 である. スタビリティファクタは, 0.0017 でアンダーステア特性を持つ. 伝達特性は, 車速の関数となるため, 60km/h, 80km/h, 100km/h, 120km/h を代表車速として伝達特性を表した. 60km/h, 80km/h の特性は, 一次の位相進み特性に近い特性となっていることが観察できる. そして, 車速が上昇するとともに極と零の減衰率低下の影響が, 1.8Hz 付近のノッチ特性として観察できる.

本研究での目標軌道に対する車輛軌道追従性を求める周波数帯域は, 0.5Hz 以下とした(2.4 節). 図 2-28 における 0.5Hz 以下の特性は, ほぼ一次の位相特性で近似できる特性となっており, 60km/h は位相進み特性, 80 km/h は一定のゲイン特性, 100km/h と 120km/h は位相遅れ特性で近似できることが分かる. ここで約 80km/h を境に位相特性が進みから遅れに変化している理由は, 極と零の周波数が車速により変化し, その大小の相対関係が変わったためである. なぜなら, 式(2-33)と式 (2-35) より, 零点の固有周波数は車速の関数ではないが, 極点の固有周波数は車速  $V$  に, ほぼ反比例する関数になる. そして, 極点の固有周波数が零点の固有周波数より高いと位相進み特性になり, 低いと位相遅れ特性の傾向を示すためである.

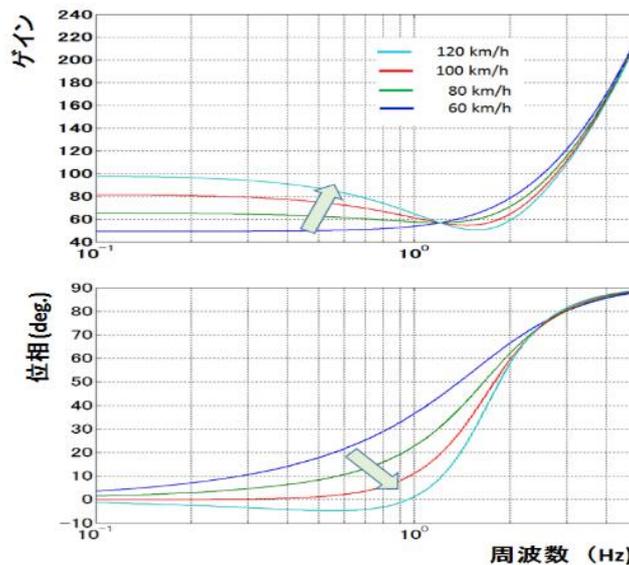


図 2-28 車速による実舵角から前輪横力までの伝達特性

## B) 実舵角を入力としたセルフライニングトルク周波数伝達特性

セルフライニングトルクは, 式 (2-19) に示すように横力とトレールにより発生するトルクである. よって, 車速に対してトレールが一定とするならば, 図 2-28 の特性に対し車速に応じて定常ゲインが変化した特性にな

る。2.8.5 項で詳しく述べるが、タイヤの横力と横滑り角が線形な領域では、トレールは一定値として扱えると考えられる。

### C) ヨーレートを入力としたセルフライニングトルク特性

次にヨーレートに対するセルフライニングトルク伝達特性を求める。式 (2-22)，式 (2-35) より，

$$\frac{T_{sat}(s)}{\gamma(s)} = \xi \frac{2Y_f(s)}{\theta_t(s)} \frac{\theta_t(s)}{\gamma(s)} = \xi \frac{\frac{mVl}{2K_r}s^2 + (ml_r^2 + I)s + mVl_r}{l\left(\frac{ml_fV}{2lK_r}s + 1\right)(T_1s + 1)} \quad (2-36)$$

ここで， $T_1s + 1$  は，式(2-36) をプロパーな伝達関数にするために入れたローパスフィルタ特性であり，そのカットオフ周波数を 10Hz として表したボード線図が図 2-29 である。この図では，0.5Hz 以下の周波数領域では，一次進み特性で近似できることがわかる。そして，位相進みの度合いは，車速と共に少なくなる傾向になることが観察できる。

ところで，式(2-36)には，ヨーレートと横加速度の極の特性が含まれていない。よって，式(2-36)の伝達特性が運転者にとって理解しやすい単純な特性にできれば，ヨーレートが振動的になっても運転者はセルフライニングトルクを通じてヨーレートの状態を認知できる可能性を示唆している。

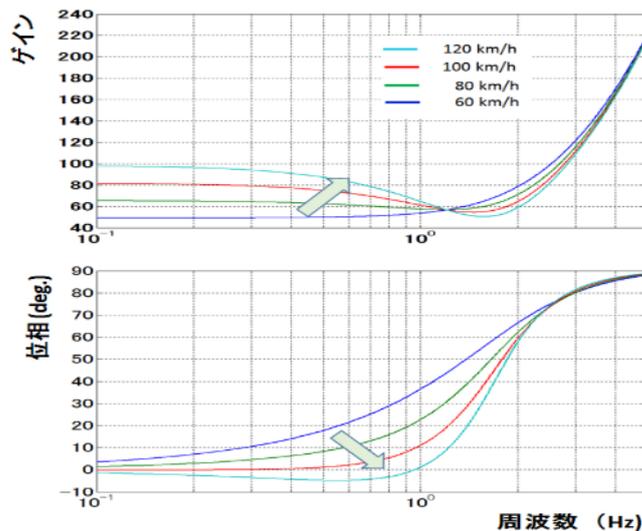


図 2-29 車速によるヨーレートを入力としたセルフライニングトルク特性

### D) 実舵角を入力としたヨーレートの伝達特性

本特性は，式(2-29)で表される伝達特性であり，そのボード線図を図 2-30 に示す。本図より，式(2-29)の特性方程式が 1 以上の減衰率を持つならば，0.5Hz 以下では一次遅れ特性で近似できることが観察される。

### E) 実舵角を入力とする横加速度の伝達特性

本特性は，式(2-28)で表される伝達特性であり，そのボード線図を図 2-31 に示す。本図より，式(2-28)の特性方程式が 1 以上の減衰率を持つならば，0.4Hz 以下では一次遅れ特性で近似できることが観察される。また，伝達関数の特性方程式固有値付近では，ゲインが低下している。つまり，ヨーレートが振動的になる周波数では，横変位の発生は少ないことを示している。よって，ヨーレートが，運転者にとって負担なく制御できるレベルでヨーレート振動があることは，意図しない横変位を防ぎ操舵運転安全目標に対し有効であると考えられる。

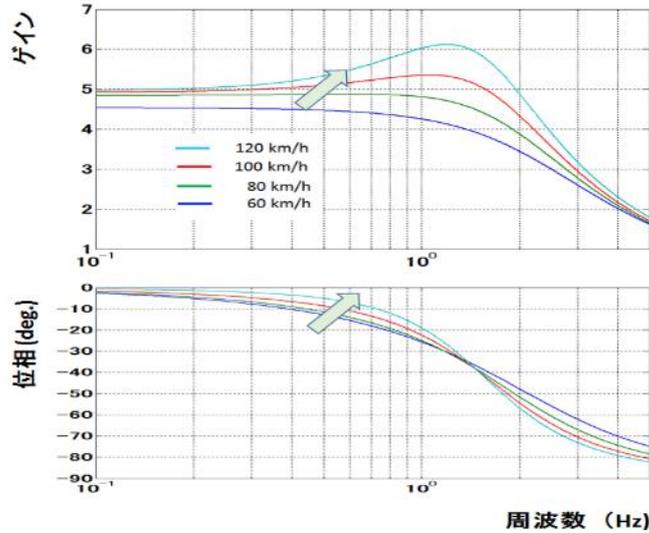


図 2-30 車速による実舵角を入力としたヨーレートの伝達特性

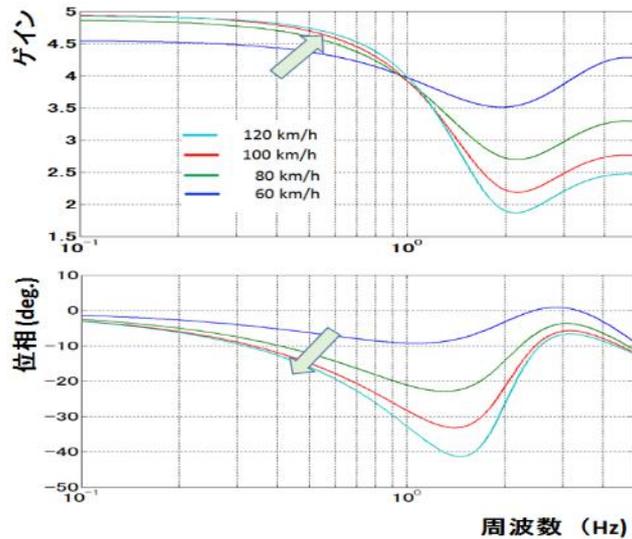


図 2-31 車速による実舵角を入力とした横加速度の伝達特性

## 2.8.5 動特性を考慮したタイヤモデル

### A) タイヤモデルの先行研究と本研究で用いるモデル選定

タイヤの特性は、ヨーレートに対する操舵トルク特性に影響するため、シミュレーションでモデル化する必要がある。

図 2-32 に同一車輻でノーマルタイヤとエコタイヤを履いた場合のヨーレートに対する操舵トルクのリサージュ波形の測定結果を示す。測定は、車速 80km/h で走行し、0.3Hz のサイン波状の操舵角入力を与え行った。図より、タイヤの違いによりリサージュは系のヒステリシス幅に違いが発生していることが観察できるため、シミュレーションモデルで考慮する必要性が明らかである。

本項では、本研究目的に適したタイヤモデルを先行研究調査により選定する。タイヤのモデルを大別すると、水野によると(水野,2010)、実験同定モデルと物理特性モデルに分けられるとしている。実験同定モデルの代表例は、“Magic Formula”であり、物理特性モデルの代表例は、“Fiala model”や FEM を用いたモデルであるとしている。さらに、Pacejka(Pacejka,2012)は、それぞれのタイヤモデルの特徴を図 2-33 に示すように、モデルの精度やモデルの複雑さ等をパラメータに整理している。

本研究の目的に対する運転環境モデルは、メカニズムを容易に理解できる物理特性モデルを用い、主にタイヤの横力が横滑り角に比例する線形領域を対象としている。よって、タイヤの静特性は、横滑り角に比例するものとするならば、“Fiala model”を応用したモデルを用いることが妥当であると考えられる。Carsten は、横加速度が 0.4 G 以内では、タイヤの静特性は横滑り角に比例することを述べている (Heißing and Ersoy, 2011)。そして、本研究が対象とする一般的な操舵運転場面の横加速度は、佐藤らの報告(佐藤他, 1990)により最大 0.3G 程度であり、Carsten が示す条件の範囲になる。

タイヤの動特性がセルフライニングトルク伝達特性に影響を与えることを景山らは、文献で報告している(景山一郎, 景山克三, 1974)。しかし、横力は単純な 1 次遅モデルで近似し実用的な精度が得られているとするのに対し、セルフライニングトルクは実験結果との乖離があることを宮崎ら(宮崎他, 2004)は指摘している。このため、セルフライニングトルクモデルについては、横力に対しトレールを掛けて求まるモーメント以外に補正項を加えることが検討されている。景山は、補正項を、実験同定モデルを用いてその特性を明らかにした。この結果、セルフライニングトルクは、周波数を車輪速度で割った、距離周波数に対し分母、分子ともに 2 次の伝達特性となることを明らかにした。安部(安部正人, 2008)は、景山の補正項は、タイヤのねじれ剛性がもたらしたものであるとしている。そして、タイヤの持つ横剛性とねじり剛性がそれぞれ 1 次遅れ特性を持つものとして、横滑り角に対するセルフライニングトルク伝達特性が分母、分子ともに 2 次の伝達特性で近似できることを導いている。また、宮崎ら(宮崎他, 2004) は、タイヤのジャイロ効果を加味しセルフライニングトルクの速度に対する依存性を説明した。さらに、水野はタイヤ変形とタイヤの接地面変形を力のフィードバックモデルで求める手法を提案していたが(水野, 2010)、同時に接地面の接触面圧力を測定し検証する必要性も指摘している。酒井(酒井, 1987)は、景山と同じ伝達特性を用いながらも、タイヤ試験器上で横滑り各初期値を与えた場合の横力とスリップ角の自由振動波形を用いて伝達関数パラメータを同定している。この方法では、接地面変形の影響が加味されると考えられるが、タイヤ試験器が必要になるという問題がある。

以上のように”Fiala model”を用いたセルフライニングトルクの物理特性モデルは、実験結果との乖離を埋めるための補正項がいまだに模索されている。特に 1 次遅れモデルでは、接地状態の過渡応答変化が考慮されていないため、高周波領域では定性的にも一致しなくなることが知られている(宮崎他, 2004)。”Fiala model”を用いたセルフライニングトルク物理特性モデルは課題があるが、本研究では安部が提示する”Fiala model”を用いることにする。その理由は、つぎに示すとおりである。

- ①安部の方法では、モデルパラメータの同定が容易
- ②実験結果と安部のモデルとの乖離は、主に 2 次特性の極とゼロの乖離で現れており、0.5Hz 以下を対象に 1 次特性で近似する場合には、乖離は少ない。
- ③本研究が対象とする 0.5Hz 以下に対し、上記極とゼロの周波数は、十分に高いため顕著な影響が現れないと考えられる

よって、”Fiala model”を用いた横力モデルとセルフライニングトルクモデルの物理特性モデルを示す。

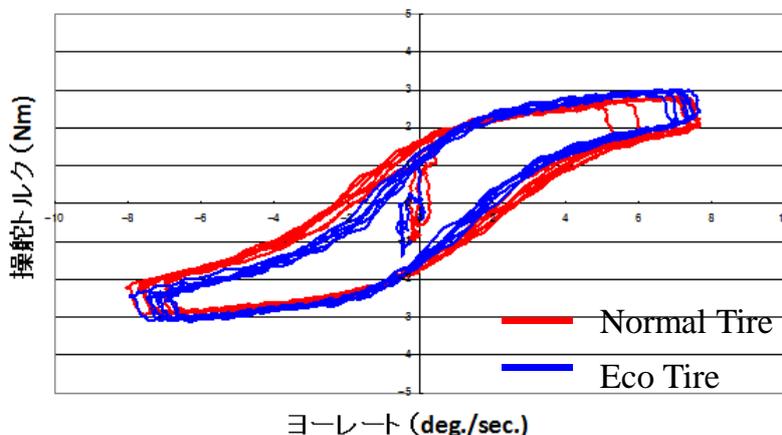


図 2-32 タイヤのリサージュ波形への影響(実測)

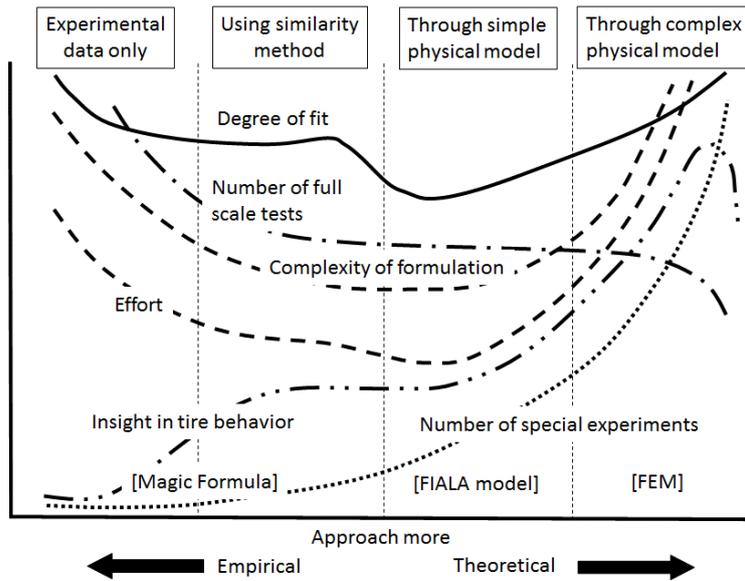


図 2-33 タイヤモデルの分類 (Pacejka, 2012)

## B) 横力とセルフライニングトルクの物理特性モデル

ここでは安部(安部, 2008)が示すマクロ的なモデルを用いて横力とセルフライニングトルクの動特性モデルを表す。

まず、横力発生時の動特性についてである。簡易的なモデルは、以下の方法でモデル化するものである。タイヤの回転が静止している状態で横滑り角を初期条件として与える。この状態でタイヤを回転した場合の横力とセルフライニングトルクの応答をタイヤの転動距離の関数で表す。図 2-34 に初期条件  $\beta$  を与え転動した場合のタイヤ変形を示す。タイヤの質量、タイヤ転動によるジャイロモーメント、トレッドのすべりは省略し、コーナリングパワーは、横滑り角に比例し、その係数を  $K_n$  とするという条件で示す。

タイヤの横力  $Y$  は、

$$Y = K_n \left( \beta - \frac{\dot{y}}{v} \right) \quad (2-37)$$

また、

$$Y = k_y y \quad (2-38)$$

式 (2-37)、式 (2-38) より  $y$  を消去し、タイヤ横力を求めると、

$$\frac{K_n}{k_y v} \frac{dY}{dt} + Y = K_n \beta \quad (2-39)$$

ラプラス変換し、

$$Y(s) = \frac{K_n}{1 + \frac{K_n}{k_y v} s} \beta(s) = \frac{K_n}{1 + T_1 s} \beta(s) \quad (2-40)$$

$Y$  : タイヤ横力

$K_n$  : タイヤのコーナリングパワー

$k_y$  : タイヤの横剛性

$Y$  : タイヤの横変位

次にセルフライニングトルクを求める。

セルフライニングトルクは、横力が発生するタイヤ回転軸周りのモーメントと初期値として与えた横滑り角が発生するモーメントとの和となる。この初期の横すべり角が発生するモーメントは、タイヤの転動にともなう

タイヤのねじれ変形のため、ゼロに近い値に収束していくことが景山の実験で示されている(景山一郎, 景山克三, 1974). つまり, タイヤのねじれ方向の過渡応答性については, 横滑り角初期値によるトルクに対するインパルス応答になる. このときの応答伝達特性が, 1次遅れ特性になることを景山は実験で明らかにしている. この結果, ステップ入力である入力 $\beta(s)$ に対するタイヤねじれ方向の応答性は, 初期値として与えた横滑り角が発生するモーメントを $T_{sat I}$ とすると, 以下で求めることができる.

$$T_{sat I}(s) = \left(1 - \frac{1}{T_{t2}s+1}\right)k_t\beta(s) \quad (2-41)$$

$$= \frac{k_t T_2 s}{T_2 s + 1} \beta(s) \quad (2-42)$$

$$T_{sat}(s) = \left(\frac{\xi K_n}{1+T_{t1}s} + \frac{k_t T_2 s}{T_{t2}s+1}\right) \beta(s) \quad (2-43)$$

$$= \xi K_n \frac{1 + \left(1 + \frac{k_{ty}}{\xi K_n}\right)T_{t2}s + \frac{k_{ty}}{\xi K_n}T_{t1}T_{t2}s^2}{1 + (T_{t1}+T_{t2})s + T_{t1}T_{t2}s^2} \beta(s) \quad (2-44)$$

- $T_{t1}$  : タイヤ横力に対するセルフアライニングトルクの応答時定数
- $T_{t2}$  : 横滑り角初期値に対するセルフアライニングトルクの応答時定数
- $k_t$  : タイヤのねじれ方向剛性

式(2-40)式(2-44)で与えられる横力とセルフアライニングトルク発生の動特性は, パラメータがタイヤの横剛性, ねじり方向剛性と減衰率, コーナリングパワーで求まることから容易に求めることができる利点がある. 一方, 慣性項に相当するものが省略されているため, 実際の伝達特性に対し, 極とゼロの周波数が高い方向に現れることが予想される. また, 実際の横力とセルフアライニングトルクよりも定常ゲインが大きく見積もられることも考えられる. なぜならば, モデルは, タイヤの横滑り角のステップ応答から導いているためである. ステップ応答を仮定するということは, 発生する横力やセルフアライニングトルクによりタイヤの路面に対する粘着域は変わらないことを仮定していることに相違ない. しかし, タイヤ自身が発生する横力とセルフアライニングトルクにより, 前記粘着域が部分的に剥離をおこすことが一般的に知られている. 但し, 本研究ではパワーアシストがない状態での操舵角に対する操舵トルクゲインを用いて, セルフアライニングトルクの定常ゲインを校正しているため, 本モデルを用いることの誤差の影響は補正されていると考えられる.

図2-35に式(2-38)式(2-42)を図2-20のシミュレーションモデルに加えた場合のシミュレーション結果を示す. エコタイヤは, ノーマルタイヤに対し $T_{t2}$ が2分の1と仮定した結果である. 実験結果に対しヒステリシス変化量は小さいが, 0.3Nm以内で傾向が再現できている.

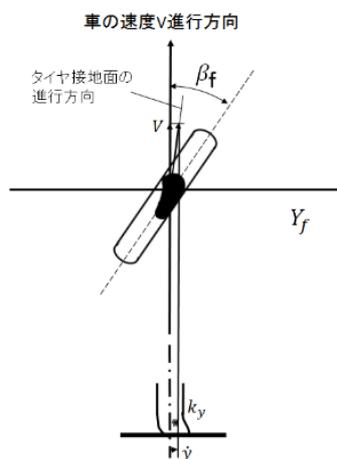


図2-34 タイヤ特性が及ぼす横力への動的な影響(安部, 2008)

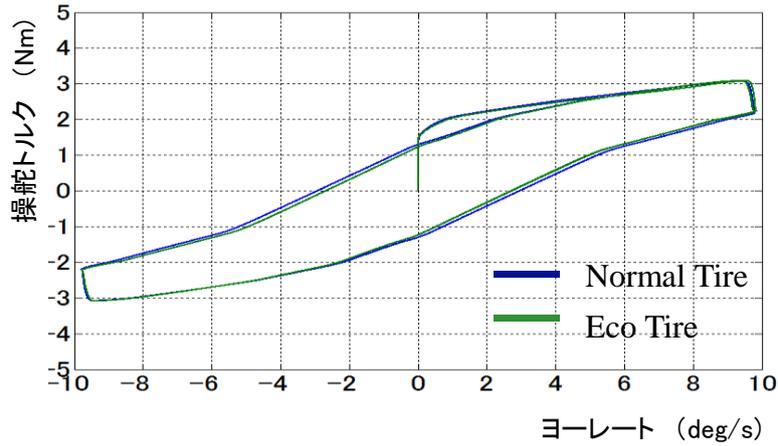


図 2-35 図 2-32 のシミュレーション結果

## 2.8.6 EPS モデル

### A) EPS の機械的特性

本項では、運転環境モデルに統合する EPS モデルを示す。EPS 機構のモデルは、これまで解決する課題に対してそれぞれ論じられている。例えば、中野ら(中野他, 2009)は、機構部品の要求特性を得ることを目的としたモデルを提案している。パワーアシストを行う制御系の安定化を目的としたモデル化は、Badawy ら(Badawy, at al.,1999), Vijayakumar ら(Vijayakumar at al.,2003), や Endo(Endo, 2000)の報告がある。

ここでは、EPS が持つ 2 慣性系の極を対象にした補償制御を議論することを目的としたモデル化について説明する。EPS 機構モデルは、主にパワーアシストを行うトルク制御系の安定性を議論することを目的とした機構モデルが提案されている。本研究では、EPS 固有の機構問題であるモータ慣性の影響を論じることを目的に単純化した機構モデルを作成している。図 2-36 に EPS の機構モデルを示す。図中の各要素のトルクの釣り合いより、以下の式が導かれる。

$$T_h = J_h \ddot{\theta}_d + T_{tor} \quad (2-45)$$

$$T_{tor} = K_{tor} (\theta_d - \theta_g) \quad (2-46)$$

$$g_m^2 J_m \ddot{\theta}_m \approx J_{STG} \ddot{\theta}_g \quad (2-47)$$

$$\frac{1}{g_{tot}} T_{sat} = g_m T_m + T_{tor} \quad (2-48)$$

$$T_m = K_t i_m \quad (2-49)$$

$$i_m = (V_m - K_t \dot{\theta}_m) / R_m \quad (2-50)$$

$$g_{tot} \theta_t = \theta_g \quad (2-51)$$

$$i_m \approx C_p (T_{tor}, V) \quad (2-52)$$

上記式をラプラス変換し、ブロック図にしたのが図 2-37 である。図で示すように、EPS の機械的特性は、モータ慣性とハンドル慣性の 2 つの慣性をばねであるトーションバーで結合した 2 慣性系の特性を持つことがわかる。この 2 慣性系の特性は、操舵運転負荷を軽減する EPS 機能と周波数領域で干渉するため、補償する必要がある特性である。つまり、2 慣性系の振動は、運転者が操舵トルク情報を通じて運転環境を認知するのを阻害する

からである。よって、以下に補償すべき2慣性系の特性を表す。図2-36において、タイヤからステアリングを通じて伝達されるトルクを外乱として扱えば、そこでの機械的な特性は、図2-37のように単純化し表される。この図より、EPS制御器から見た2慣性系の動特性は、トーションバーに発生するトルクを入力とし、モータトルクを出力とした伝達特性で表される。

$$P(s) = \frac{T_{tor}(s)}{T_m(s)} = \frac{K_{tor}J_h s}{J_h J_{STG} s^3 + J_h B_{STG} s^2 + K_{tor}(J_{STG} + J_h)s + K_{tor}B_{STG}} \quad (2-53)$$

補償すべき動特性を明らかにするために、式(2-53)で表される伝達特性をモータ慣性とハンドル慣性が剛体結合されたモードとそれ以外にモードに分解する。モータ慣性とハンドル慣性が剛体結合されたモードは、トーションバーの剛性が無限大である場合に相当するため、

$$P(s) = P_n(s)(1 + \Delta(s)) \quad (2-54)$$

$$P_n(s) = \lim_{K_{tor} \rightarrow \infty} P(s) = \frac{J_h s}{(J_h + J_{STG})s + B_{STG}} \quad (2-55)$$

$$1 + \Delta(s) = \frac{K_{tor}(J_{STG} + J_h)s + B_{STG}K_{tor}}{J_h J_{STG} s^3 + J_h B_{STG} s^2 + K_{tor}(J_{STG} + J_h)s + K_{tor}B_{STG}} \quad (2-56)$$

式(2-56)で表される動特性がEPS制御で補償すべき特性であることが分かる。つまり、EPS制御器の機能要求は、式(2-56)の特性を補償し、操舵運転負荷を軽減するEPS機能を実現することであると解釈できる。

以上より、EPS機能の検討は、式(2-56)で表される動特性が補償されることを前提に議論を進める。式(2-56)の動特性の補償方法については、第7章で論じる。

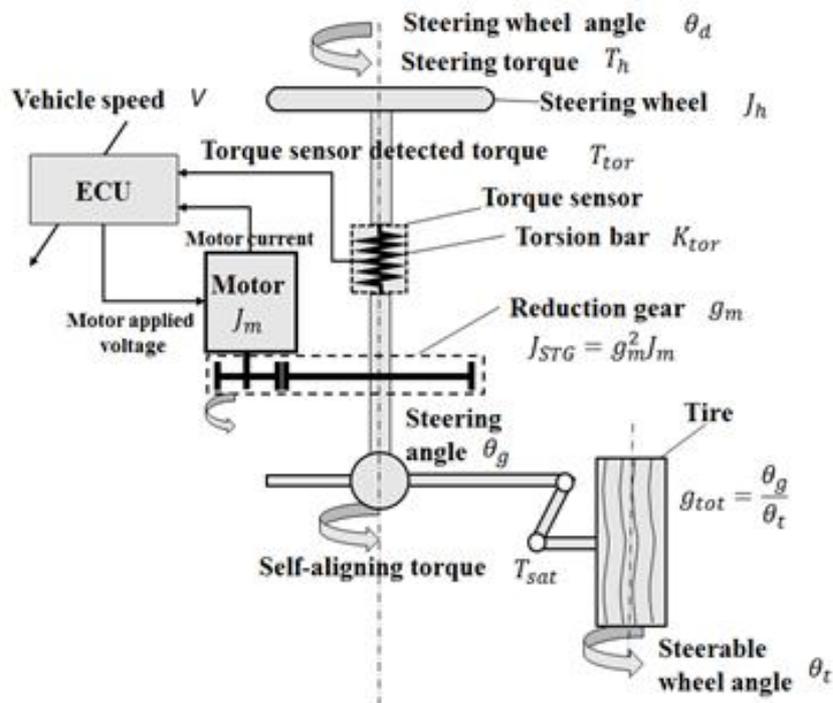


図2-36 EPSの機構モデル

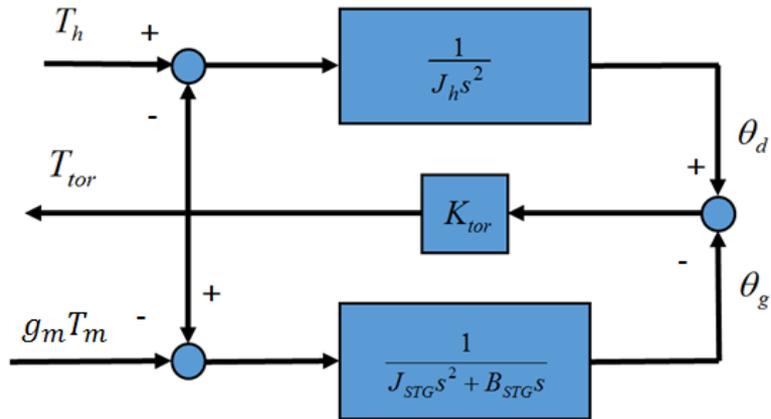


図 2-37 単純化した EPS 機構のブロック図

### B) EPS の制御器基本構成

運転支援である操舵運転負荷軽減のための EPS 機能に必要な制御器の入力信号は、操舵トルク信号と操舵角信号とした。運転支援を行うためには、運転者の操舵運転制御出力情報を認識する必要があるため、運転支援の目的に対しては必須の入力である。

以下では、議論を単純化するために操舵運転負荷軽減のための制御器は、操舵トルクを入力とした制御器と操舵角情報を入力とした制御器の 2 つを独立に扱い検討を行う。実際の設計では、両方の入力を同時に用いることがあるが、主機能とその入力の関係から独立した制御器として議論を進める。また、EPS の構成は図 2-38 に示すように 4 つの構成要素、すなわちハンドル、トーションバー、ステアリング機構部、制御器に大別して検討を進める。このようにグループ化する理由は、EPS 機構を用いる際の課題、特にモータ慣性が影響する 2 慣性系の問題を明確にするためである。

なお、2.6.2 項では、ヨーレートから操舵トルクまでの伝達特性、外乱から操舵トルクまでの伝達特性を代用特性として用いることを記した。そのため、運転環境モデルは、ステアリング特性とその摩擦特性、トーションバー、車輻特性そして、セルフアライニング特性の範囲に絞ることができる。つまり、図 2-38 に示す範囲で操舵運転負荷軽減の議論が可能になる。

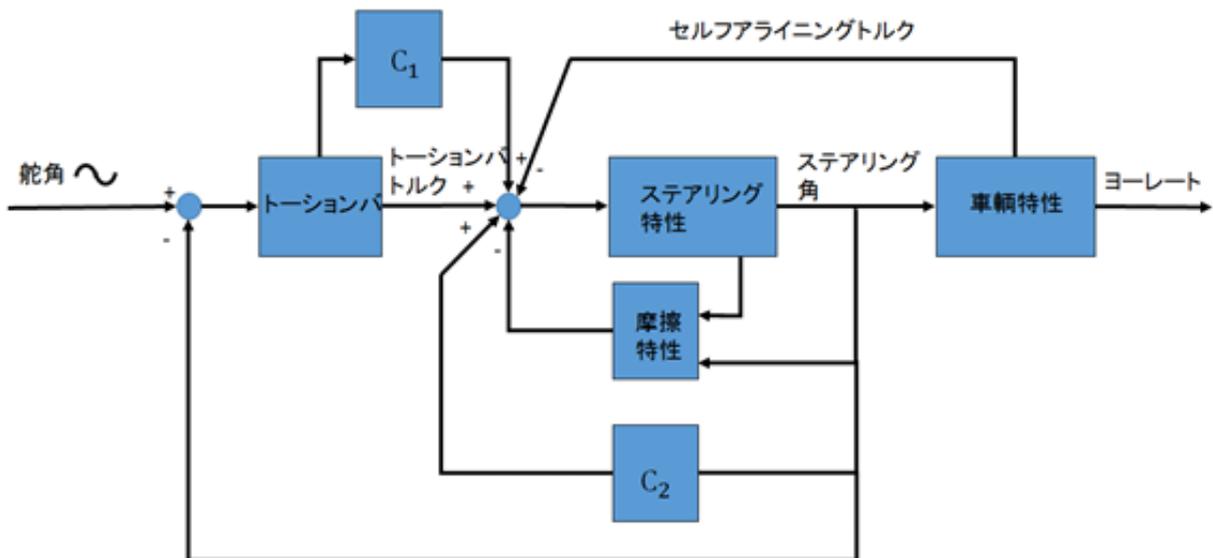


図 2-38 操舵運転負荷低減のための EPS 制御器構成

## 2.9 まとめ

本章では、操舵運転負荷低減による操舵運転安全の向上の検討課題を明らかにし、制御設計問題として検討可能にするフレームワークと基礎となる検討モデルを提示した。その結果、次の結論が得られた。

- (1) 操舵運転負荷低減が操舵運転の安全に果たす意味を整理し示した。
- (2) 操舵運転負荷軽減を論じるフレームワークを示し、操舵運転負荷を評価する代用特性を提示した。
- (3) 主観的な操舵感評価と代用特性の関係を明らかにし、操舵運転負荷軽減目標を検討するためのいくつかの必要条件を明らかにした。
- (4) 操舵運転負荷低減を評価する代用特性を再現すし、主観的に評価されてきた操舵特性の解析が可能になるシミュレーションモデルを示した。

## 2.10 文献

- 青木健一郎, 遊星歯車を用いた EPS によるアクティブ操舵の実現に関する研究, 東京大学 修士論文(2005).
- 安部正人, 自動車の運動と制御, 東京電機大学出版局 (2008), p.61
- 安部正人, 大沢洋, 自動車の運動性能向上技術 (普及版), 自動車技術シリーズ 4 (2008), p.22
- Badawy,A.,Zuraski,J., Bolourchi,F., Chandy,A.,Modeling and Analysis of an Electric Power Steering System, SAE, Steering and Suspension Technology Symposium, 01-0399 (1999)
- ブリジストン編, 自動車用タイヤの基礎と実際, 東京電機大学出版局 (2008)
- Carlo,P., Modelling Driver Behaviour in Automotive Environments, Springer (2007).
- 遠藤修司, EPS の制御技術, 自動車のセンサ・アクチュエータ技術 (講習会), 日本機械学会, No.00-33 (2000), pp.25-29
- 遠藤修司, エステイコ・リジヤント, 自動車のパワーステアリング装置, 特許 4639500 号 (2010).
- Heißing, B. and Ersoy, M., Chassis Handbook: Fundamentals, Driving dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives, ATZ (2011), pp.99-348. p.348
- 藤波宏明, 山本真規, 久岡雄二, 操舵特性とドライバフィードバックの関係について, 自動車技術会学術講演前刷集 951(1995), pp.181-184
- ISO/IEC GUIDE 51 (2014)
- Jones,I.G., 粘弾性体ダンピング技術ハンドブック, 丸善株式会社 (2003)
- 景山克三, 景山一郎, 自動車力学, 理工図書 (1974), p.52.
- 川上慎吾, 小出勝, パワーステアリング付車のステアリング操舵感評価について, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.871 (1987), pp.101- 106.
- 小林秀行, 坂口徹, 遠藤修司, EPS の制御装置,特許 4696572 号 (2011)
- 久代育生, 操舵感向上のためのヒステリシス, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.91-10 (2010), p.1-6
- 国土交通省自動車交通局(MILT), 先進安全自動車 (ASV) 推進計画 報告書 (2006), pp.19-26.
- Mitschke, M., and Wallentowitz, H., Dynamik der Kraftfahrzeuge, Spriger Vieweg, (2014), pp.705-706.
- 宮崎純, 須田義大, 椎葉太一, 関互, 自動車用タイヤの動特性に関する研究, 自動車技術会論文集, Vol.35, No.1 (2004), p.173-178
- 水野雅彦, 車輛運動解析用タイヤモデルに関する研究, 博士論文(2010), p.11
- 中野史郎, 吉本浩司, 木村秀司, 葉山良平, 操舵性能の物理特性モデリングと伝達系要素設計に関する考察 (第 1 報), JTEKT Engineering Journal, No.1007 ( 2009), p.15-22
- 西原修, 熊本博光, ドライバによる操縦動作のモデル化と車輛軌跡曲率, 日本機械学会, [No.02-9] Dynamics and Design Conference, No.408 (2002).
- Pacejka,H., Tyre and Vehicle Dynamics, Butterworth-Heinemann,2012,p.627
- Pauwelussen,J.,P., Essentials of Vehicle Dynamics, Butterworth-Heinemann (2014).
- Reimpell,J., Fahrwerktechnik: Lenkung, Vogel-Buchverlag (1984),pp.201-203.
- 齋藤孟, 山中旭, 自動車の基本計画とデザイン, 山海堂 (2002), p.204
- 酒井秀男, タイヤ工学, グランプリ出版 (1987), p.234
- 佐藤博文, 原口哲之理, 大沢洋, 操舵感に関わる操舵応答特性の考察, 自動車技術, Vol.44, No.3 (1990) , pp.52-58
- 清水康夫, 河合俊岳, 杠順司, 滝本繁規, ギア比が車速と操舵角の関数として変化するステアリングシステムの研究, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.1 (1999), pp.107-118.
- Sugita,M., Tomizuka,M., Cancellation of Unnatural Reaction Torque in Variable-Gear-Ratio, Journal of Dynamic System, Measurement, and Control, Vol.134 (2012).

竹原伸, 自動車のサスペンション制御と EPS 制御に関する研究, 博士論文 (2004).

Vilayakumar,S., Chandran, R., Analysis of an Electric Power Assisted Steering System using Bond Graphs, SAE World Congress (2003), 2003-01-0586

Watari,A., Lateral Stability of an Automobile, Report of the Institute of Industrial Science, The University of Tokyo, UDC 629, 113 (1975),pp.285-326

山下秀也, 村田重雄, 乗松尚樹, 小野恒男, ステアリング操舵感の評価方法について, 自動車技術, Vol.45, No.2 (1991),p.83-86

吉本堅一,鎌田実, 第 7 章 安全・安心なシステム設計,それは足からはじまった (モビリティの科学) , 技報堂出版 (2000), p.268

Zommotor, A., Fahrwerktechnik:Fahrverhalten,Vogel (1991), p.299-301.

## 第3章 操舵トルク情報の意味で明らかにする操舵運転負荷軽減の条件

### 3.1 本章の目的と構成

本章では、運転者の操舵運転特性を明らかにすることで操舵運転負荷を軽減する条件を求めることを目的とする。図3-2で示す操舵運転環境モデルにおける本章での検討対象を青の塗りつぶしで示す。

近年、高度な運転支援システムが導入され、さらに自動運転が検討される中、運転者の運転特性の解明が盛んに行われるようになってきた。例えば、近藤が前方注視モデルを提唱したのをはじめとして(近藤, 1967), Hessらは、航空機パイロットモデルを応用し運転者の操舵運転における操舵運動モデルを提案した(Hess and Modjtahedzadeh, 1990)。また、Ungorenらは、操舵運転における予測行為を目標軌道に対するプレビューと車両到達地点に対するプレディクトに分け、適応予測モデルによる操舵運転モデルを提案している(Ungoren and Peng, 2005)。そして、Carloらは、運転を支援するシステムを総称シインテリジェント・トランスポートシステムと呼び、このシステムと運転者との相互作用で発生する問題解決に必要な運転者モデルについて、従来の研究を集約し体系的にまとめた(Carlo, 2007)。しかし、これらの研究成果が、車両開発現場における操舵感評価に十分に活用されているとは言い難い。その理由として、操舵運転における操舵トルク情報の意味が明らかにされていないことが考えられる。

一般に運転者が操舵運転を行う上で活用している情報は、視覚情報、ハンドルを通じた操舵情報である操舵角情報、操舵トルク情報、そして、シートを通じた加速度情報といわれている(黒澤, 2013)。また、操舵トルク情報を用いた操舵運転の重要性については、ドイツ交通科学研究所の調査なども指摘している(Heißing and Ersoy, 2011)この中で、筆者のEPS特性を適合する工程で車両挙動と操舵トルクの相関性を重視した適合要求の経験からは、操舵トルク情報を用いた操舵運転の意味とメカニズムについての解明が不十分であることが上記の状況に影響していると考えられる。

例えば、運転者の運転特性を解明する研究では、ステアリングを単純な機構モデルとして扱っている。しかし、車両開発現場では、ステアリング系の剛性、摩擦特性、パワーアシスト特性等の微妙な調整を行うことで、運転者特性に適合する操舵感を創出し、操舵運転の安全に努めている。こうした車両開発現場で行われる調整の意味を理解するためには、詳細なステアリングの機構モデルはもとより、運転者が操舵トルク情報を用いた際の操舵運転のメカニズム解明が必要であり、運転者が操舵運転を理解するうえでのアナロジーモデルや操舵運転に必要な情報を認知する仕組みと特性の理解が必要であろう。

上記の問題意識から、Keen,Coleらは、小脳における手腕の運動制御モデルを用いた制御則を運転者の操舵運転制御則に当てはめ、操舵運転制御とのアナロジーで車両運動の制御を説明している(Keen and Cole, 2006)。特に車両特性の非線形性の制御に着目し、手腕の運動制御モデルの1つである複数の内部モデルを用いた制御則を操舵運転に当てはめている。そして、車両やタイヤが持つ非線形特性を制御できることを示し、操舵運転と手腕の運動制御のアナロジーがあることと妥当性を示した。手腕の制御とのアナロジーで操舵運転特性を論じる試みは、優れた操舵特性が「一体感がある」あるいは「リニアな特性」といった言葉で形容されていることから、運転者が操舵運転特性を理解するモデルに応用できる可能性があると考えられる。そこで、本研究では、手腕の運動制御とのアナロジーが活かされる操舵運転条件を導く。

このため、本章では、本来複雑なプロセスで成り立っているといわれてきた運転者の操舵運転が人の腕や手の制御とのアナロジーで行われると仮定し、その解析を行う。さらにアナロジーで得られた解析結果を基に望ましい操舵特性を導き、やや急なレーンチェンジを行った際のトラッキング性能比較によりアナロジーモデルの妥当性を確認する。本解析で対象としているのは、一般の道路を運転する際の操舵運転安全の向上であるため、シートを通じた加速度情報を活用した操舵運転は検討から除外する。なお、視覚情報や操舵角情報を用いた操舵運転については従来の研究(西原, 熊本, 2002)を応用し議論できると考えられるため、過去の研究を応用した。よって、本章では、操舵トルク情報を用いた操舵運転の意味とメカニズム解明を中心に行う。

さらに、運転者は操舵トルクを特に手の皮膚を通して感じるといわれている(Pfeffer and Harrer, 2013)。このため、操舵トルク情報を活用する操舵運転機能を理解するためには、皮膚を通じた操舵トルク検出の理解が必要と考え

られ、調査を行った。そして、視覚情報、操舵角情報、操舵トルク情報を用いた操舵運転制御の機能分担について考察を行う。

以下は、ステアリングによる運転支援を検討するうえで必要になる運転者の操舵運転特性を求めるための本章構成である。

第2節では、制御系設計から見た運転者の操舵運転課題を述べる。

第3節では、操舵トルク情報が車挙動把握に貢献していると考えられる理由について示す。

第4節では、手腕の運動制御とのアナロジーで考える運転者の操舵運転モデルについて述べる。

第5節では、優れたステアリング特性を「一体感がある」や「リニアな特性」といった言葉で形容されることから、人の手腕の制御の類似性（アナロジー）を仮定してモデル化を行い、良い操舵性能の条件を導く。そして、実車実験により導いた良い操舵特性の条件の妥当性を示す。

第6節では、以上の議論を基に操舵運転負荷軽減に必要な操舵特性の要求を整理する。

最後に第7節で本章のまとめを行う。

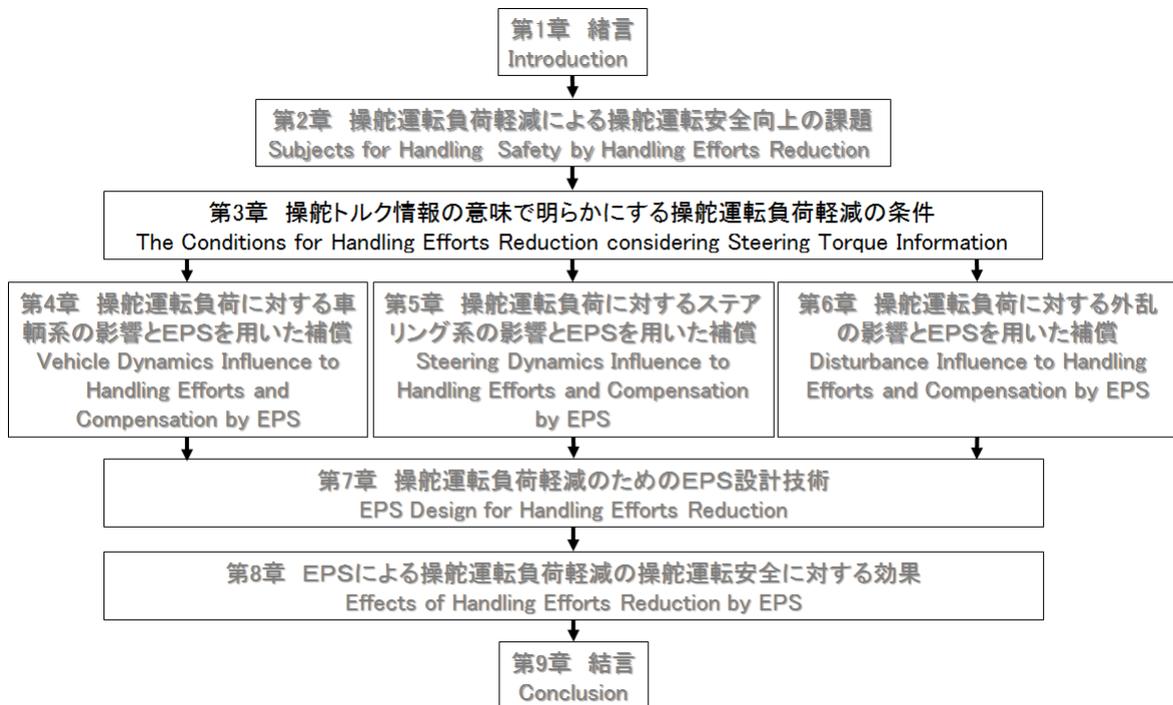


図 3-1 本章の位置づけ

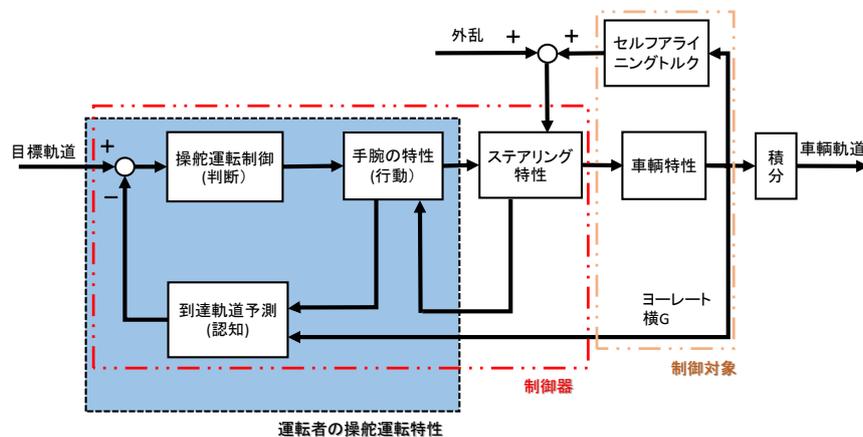


図 3-2 操舵運転環境における本章の対象

## 3.2 制御系設計から見た運転者の操舵運転課題

最初に運転者による操舵運転制御の制御課題を述べる。制御器の役割を果たす運転者は0.25秒から最大2秒の認知と判断時間の遅れ、すなわち無駄時間を有する。また、制御対象である車輛応答遅れの時定数は、例えば車輛のステア特性を1次遅れモデルで近似した場合、0.05秒から0.15秒程度の時定数となる。さらに、運転者は視覚情報を用いて車輛軌道を予測し制御を行っている。この予測時間も制御系設計問題上、無駄時間になる。よって、操舵運転を目標軌道に実際の軌道を合わせる単純なフィードバック制御問題と捉えた場合、制御対象の応答時定数に対する無駄時間の比が大きく安定化が難しい問題であるといえる(Hang,2009)。例えば、フィードバック信号に遅れがあり、それを遅れのある制御器で補償することを想定すれば難しさが理解しやすい。特にアンダーステア傾向を持つ前輪駆動車では、操舵から車輛応答までの遅れが後輪駆動車に比べ大きく、操舵運転負担に及ぼす影響が大きいことが想定される。Pauwelussenらは、アンダーステア特性が操舵運転負担を与えていることを運転環境シミュレーションにより示している(Pauwelussen and Pauwelussen, 2004)。

この問題に対し、運転者は何等かの方法で遅れの影響を学習し補償していると考えられる。こうした制御は、一般の運転者にとって一見困難であるように見えるかもしれない。しかし、操舵運転制御動作が、人の手腕の制御動作と同じように行えるのだとするならば、一般運転者も容易に学習し、遅れの影響を補償できることが期待できる。

ところで、上記した制御対象の遅れ、制御動作の遅れの問題は、手腕の運動制御を行う上の重要な制御課題であることが知られている(Miall et al., 1993)。手腕の運動制御の認知と判断で発生する無駄時間は、操舵運転で運転者が有する課題と同じであり、制御対象である手腕は、慣性モーメントが大きく応答遅れがあるためである。このため、Miallらは、小脳に遅れモデルを有した内部モデルを持つことにより、制御対象である手腕の機械的な遅れや制御動作遅れを補償していることを述べている(Miall et al., 1993)。

以上より、大きな遅れや無駄時間を有する制御問題という意味で手腕の運動制御と操舵運転制御は類似であるといえる。したがって、人が手腕の制御で無駄時間を補償しているメカニズムを明らかにし、これと同じような制御則で操舵運転が行えるための条件を以下で検討する。まずは、運転者は、操舵トルク情報を用いて操舵運転制御を行っていることを示す根拠を述べ、手腕の運動制御と同じ制御則で操舵運転を行うと仮定することの妥当性を示す。

## 3.3 操舵トルク情報が車輛挙動把握に貢献していると考えられる理由

### 3.3.1 操舵トルク情報を用いた運転者の操舵運転モデルの先行研究と問題

ここでは、操舵トルク情報を用いた操舵運転モデルの先行研究についてより詳しく述べる。

操舵運転モデルに操舵トルクを用いたのは Modjtahedzadeh, Hess の研究が最初のものである(Modjtahedzadeh and Hess, 1993)。この研究は、Hessが行った航空機パイロットの運転モデルを応用したもので、図3-3に示すようにフィードフォワード制御、速いフィードバック制御、遅いフィードバック制御の3つから制御系が構成されているとしている。そして、運転者出力を操舵トルクとし、運転者の入力情報は操舵角と車輛挙動としている。しかし、操舵トルクを情報として扱っていないという問題がある。

このモデルを応用し Sentouhらは、セルフアライニングトルクを入力信号とする運転者モデルを提案している(Sentouh et al., 2009)。このモデルを図3-4に示す。図より、セルフアライニングトルクは、手腕の機械的な特性を補償し操舵トルクを出力とする制御系を安定化するための入力信号として扱っている。このSentouhの構成は、事実上、操舵角を制御するためのインナーループとしてセルフアライニングトルクを用いたトルク制御系を構成していると解釈できる。

Coleらは、運転者の手腕の機械的特性が操舵角を制御する上で制御器の一部として働くことを指摘し、運転者の手腕の運動制御機能を運転者モデルに取り込み、操舵に対する手腕の機械的特性が適応するメカニズムを明らかにした(Pick and Cole, 2003)。この成果は、以降運転者の手腕の機械的な特性をモデル化し議論するうえでの基礎となっている。よって、ここでColeらが提案する操舵運転における手腕の機械的特性モデルについて紹介する。

Coleらが提案する操舵運転モデル図3-5は、目標軌道と車輛軌道予測により求まる目標操舵角に対し、脊髄反射でのフィードバック制御と脳から発せられる内部モデルを用いた指令により追従させる制御則を提案している。

セルフライニングトルク情報を含む操舵トルク情報は、本制御系では外乱として扱われている。Cole らは、この研究で EPS が失陥した際の運転者挙動を評価しているため操舵トルク情報を外乱として扱っているものと考えられる。

この研究は、操舵トルクに対する舵角の伝達特性が運転者により適応的に調整されることを示しており、かつその定量的な特性を明らかにしている。操舵トルクに対する操舵角伝達特性の測定結果を図 3-6 に示す。図は、伝達特性は 2 次の伝達関数で近似できることを示している。そして、緊張した状態とリラックスした状態での伝達特性を比較すると慣性項は一定で、剛性項と減衰項が適応的に変化していることが見て取れる。これをトルクを入力とする機能に当てはめると、剛性は比例制御係数、減衰率は微分制御係数に相当し、目標舵角に対する追従性を達成するため、手腕の剛性と減衰を適応的に調整していることが想定される。伊藤は、手腕を対象に筋が脊髄レベルでインピーダンス調整が行われていることを述べている(伊藤, 2005)が、Cole らのモデルは、この結果を操舵制御に応用したものと考えられる。操舵運転における手腕の機械的な特性を考慮する上で貴重な研究であると考えられる。

したがって、本研究でも、手腕の剛性を脊髄レベルでの調整が行われたものとしてモデル化する。

上記の研究では、いずれも視覚情報により認知し予測した車軌道と目標軌道により、追従制御が行われるものとしている。しかし、操舵トルクと車挙動の関係性を追及する車軌道開発現場での認識と乖離がある。

酒井は、「ドライバはステアリングホイールを操舵する際に、手の位置と力加減の 2 つをコントロールしている」と述べた上で「従来の車軌道理論や性能設計のほとんどがポジションコントロールを対象にしている。」と指摘し、操舵系と車体系のそれぞれの根の性質を解析している(酒井, 2013)。ただし、操舵系の特性に含まれるセルフライニングトルクを単純なばねとして扱っていることでの解析の限界が見られる。次に操舵トルク情報の意味を実証研究により明らかにした先行研究例を示す。

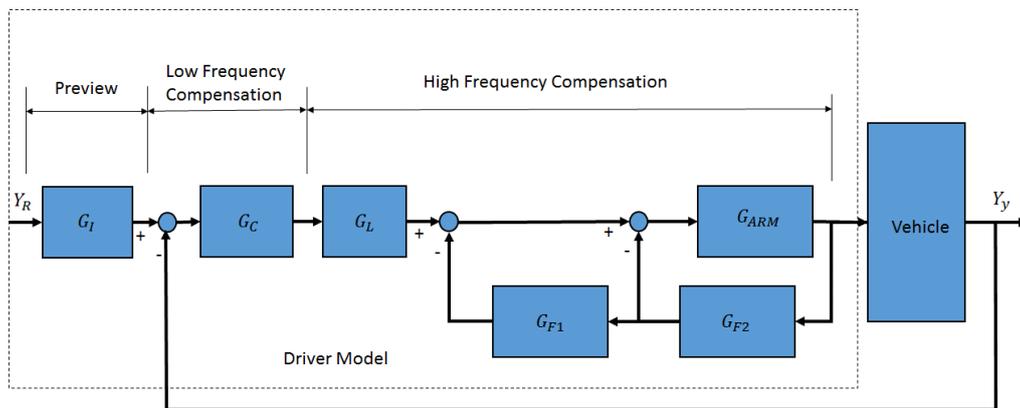


図 3-3 Hess の操舵運転環境モデル(Modjtahedzadeh and Hess, 1993)

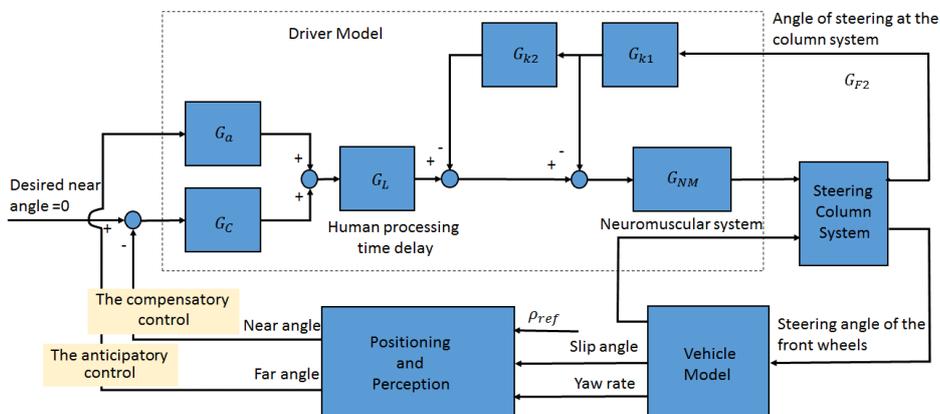


図 3-4 Sentouh らの操舵運転環境モデル(Sentouh et al., 2009)

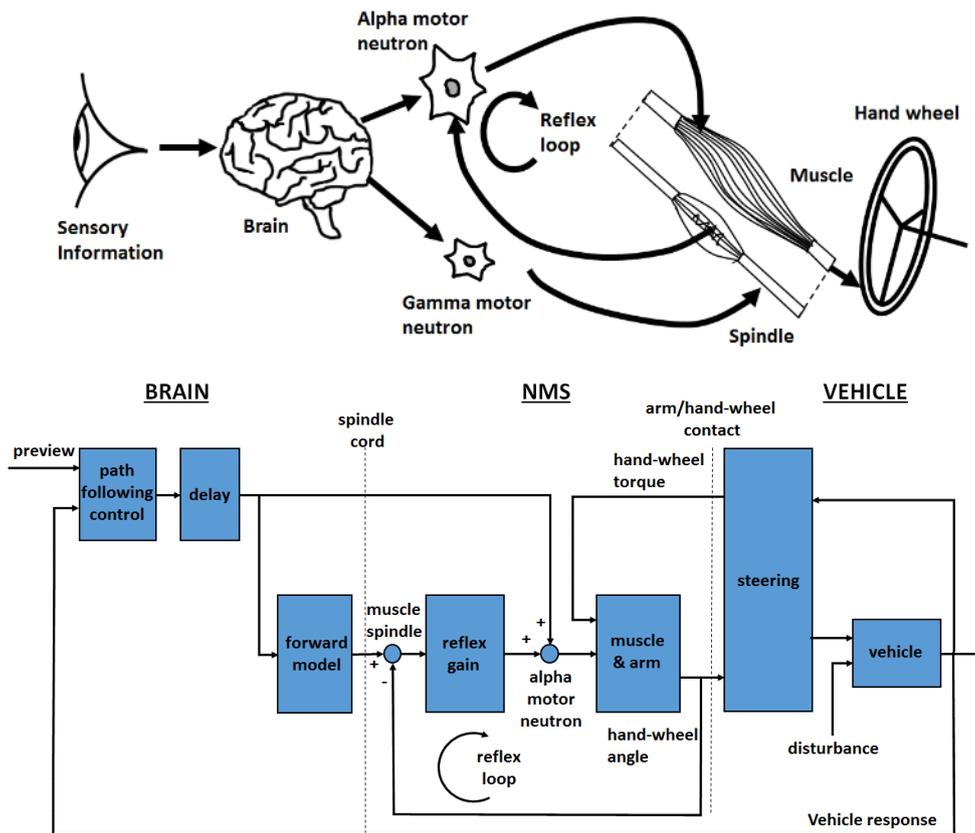


図 3-5 Cole らの操舵における手腕の運動制御モデル(Pick and Cole, 2003)

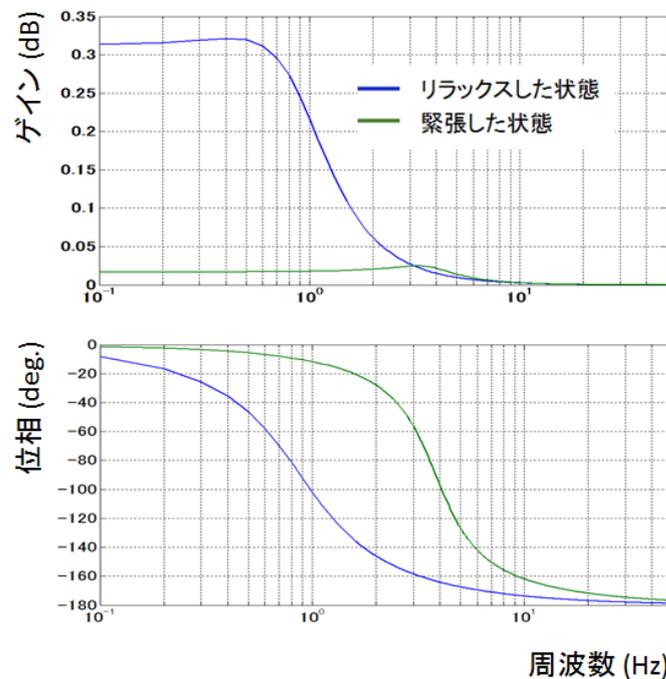


図 3-6 手腕の機械的コンプライアンス特性(Pick and Cole, 2003)

### 3.3.2 操舵トルク情報活用を示唆する実証研究例

本研究では、操舵トルク情報を車軌道予測に活用できれば手腕の運動制御と同じような制御則で操舵運転できるものと仮定している。根拠は、筆者が EPS の開発を行う過程で得た EPS 特性を車輛特性に適合させる際に、

操舵トルクを通じて車輻挙動が把握できることを求められてきたという経験に基づいている。同様な要求を、笠原、宇野らは、以下のように述べている(笠原他, 2008)。

「中高横加速度旋回においては、車輻の横加速度旋回やタイヤの横力の大きさ、タイヤのグリップの状況が、操舵反力から感じ取れることが重要である。そのために、まず、車輻の旋回横加速度とステアリング反力の特性がリニアに感じられるものとなっていることが必要である。」

また、山下らは、操舵運転のしやすさと操舵反力感の相関性を実車と台上試験により調査を行い、その結果で適切な操舵反力の意味を次のように述べている(山下他, 1991)。

「ドライバがハンドルを通じて車輻の動きを把握しやすくする性能」

このように、開発現場では操舵トルクと車輻挙動の関係は意識されており、操舵反力情報の意味を報告する研究がいくつかあるので紹介する。

操舵トルク情報と車輻挙動の関係が求められるのは、操舵トルク情報で車輻挙動を予測できることが好ましいためであると考えられる。例えば、Chassis Handbook では、以下のドイツ交通科学センターの研究報告を紹介している (Heißing and Ersoy, 2011)。

「運転者が皮膚感覚で受け取った情報は、経験が未熟な運転者であっても、非常に明確に識別されると多くの実験の結果、わかっている。ハンドルの向きが前輪に伝達されること、ハンドルと車輪の間のシステムに無駄な動きが介入しないことが非常に重要だ。走行するタイヤにかかる力について、運転者が常に把握していることも重要である。この情報はハンドルにかかるトルクで運転者に伝達される。ドイツの交通科学センターの調査で、ハンドルを通じた皮膚感覚による情報伝達は自動車が高速で移動している時こそ重要であることが証明されている。視覚よりも、触覚情報に対しての方が運転者は迅速に反応する。」

と述べており、間接的に操舵トルク情報により車輻挙動を把握できることの重要性を述べている。なぜならば、タイヤにかかる力は、これからの車輻の動きを示しているからである。

また、Godthelp は、操舵運転制御における操舵トルク情報が重要な役割を果たしていることを実証的に明らかにした (Godthelp, 1985)。Godthelp は、0.2Hz と 0.5 Hz の操舵周波数でのレーン変更において、まず、視覚情報の重要性を検証するためにレーン変更の途中で目隠しを行い、視覚情報を遮断した際の目標軌道に対する誤差を実験で調査した。さらに、舵角に対する操舵トルク変化率を変えて、目標軌道に対する誤差の影響も調査した。その結果、視覚情報がある場合と途中で遮蔽された場合とで、発生する誤差に大きな変化は無く、かつ操舵角に対する操舵トルク変化が大きいほど、視覚情報がある場合の軌跡に近づくことが分かった。よって、この実験における操舵運転では、視覚情報の代わりに操舵トルク情報による操舵運転制御が役割を果たしていると結論している。

以上から、運転者は、操舵トルク情報を用いて車輻挙動を予測しているとの仮定することは、妥当であると考えられる。これをより明確にするために次に、視覚情報のみによる車輻軌道予測の問題点から、操舵トルク情報を用いた操舵運転の必要性を導く。まず、最初に視覚情報のみによる車輻軌道予測の問題点を明らかにする。

### 3.3.3 視覚情報による車輻軌道予測の問題点

ここでは、運転者が認知する情報は、目標軌道と予測到達地点の差を偏角として認知し修正操舵を行っているものとする。そして、到達地点予測は、視覚で捉えたヨーレート情報と操舵トルク情報により推定したヨーレート情報に基づいて行われているものとする。以下、(A) 視覚情報による到達地点予測について述べた上で、(B) 視覚情報を用いた車輻軌道予測の問題点について考察を行う。

#### A) 視覚情報による到達地点予測

本研究では、運転者による運転特性を明らかにする目的から運転者目線でのローカル座標系で議論を行う。

ローカル座標での目標軌道の捉え方は、①注視点で捉える、②範囲 (ホライズン) で捉える、③遠方点と近視点で捉えるという3つに大別できる。そのうち本研究では、目標軌道を最も基本的で単純である①注視点で捉える考え方を導入し検討を進める。つまり、運転者は目標到達点を車輻進行方向に対する方向 (本研究では目標角度と呼ぶ) として認知する。そして、前方注視時間後の到達地点を予測し、その偏差である偏角をゼロにするように制御するものとする。図 3-7 に運転者目線から見た偏角の定義を示す。

次に運転者の車輻到達予測について述べる。一般の運転者は、必ずしも道路軌跡に沿うように操舵を行っているわけではない。たとえば、曲率が異なる2つの曲率で構成されるカーブを曲がる際、道路の線形に目標軌道を合わせるならば、ステップ波形に近い急操舵が必要になる。実際には、一般の運転者は急操舵を行わないように、自らの操舵運転能力の限界を考え、徐々に操舵を行っていることが多い。

この徐々の操舵は、運転者の車輻到達予測モデルによってなされる。本研究は一般の運転者を対象にしていることから、2次予測モデルを用いている。2次予測とは、車輻軌跡のテーラ予測の2次項までをモデル化し予測するものである。一般に高次になるほど高度な予測となり熟練が必要になる。高速道路などは、曲線の曲率の変化率が一定となるクロソイド曲線を緩和曲線として用いて、運転者に対する操舵負担軽減を図っている(家田, 2000)。これは、テーラ予測の2次までを考慮した場合に相当する。この点からも、前述した2次予測モデルが安全に運転するための基本的条件であることがわかる。よって、一般の運転者は、偏角を式(3-1)、式(3-2)で示す関数で認知しているとする。

$$e_{\varphi}(t) = \frac{\varphi_d(t) - \varphi_e(t)}{T_p V} \quad (3-1)$$

$$\varphi_e(t) = \varphi(t) + T_p \dot{\varphi}(t) + \frac{T_p^2}{2} \ddot{\varphi}(t) \quad (3-2)$$

$$T_p = \frac{L_p}{V} + T_d \quad (3-3)$$

- $T_p$  : 前方注視時間 (s)
- $T_d$  : 運転者制御動作特性の遅れ (s)
- $L_p$  : 前方注視距離 (m)
- $\varphi$  : ヨー角度 (rad)
- $\varphi_d$  : 目標ヨー角度 (rad)
- $\varphi_e$  : 車輻到達予測角度 (rad)

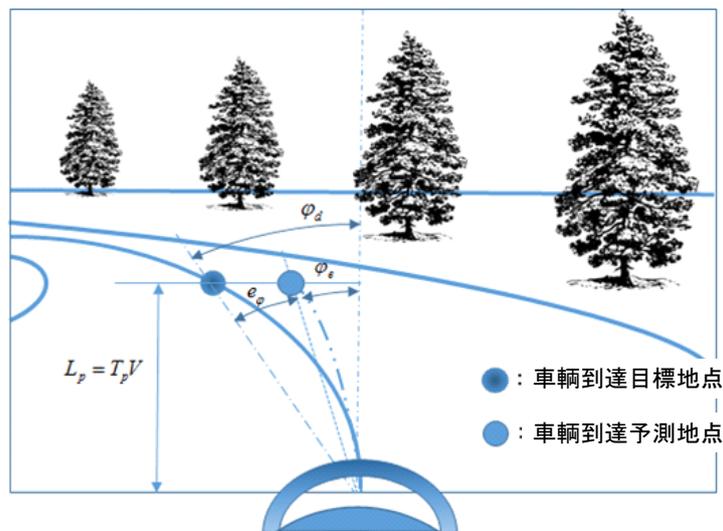


図 3-7 偏角の定義

次に式(3-1)、式(3-2)に現れる前方注視時間について述べる。前方注視時間は、前方注視距離に車輻が到達するまでの時間と定義される。前方注視時間は、Landらは、コーナ侵入時に最小1秒以上の前方注視時間が必要であることを実験で示し(Land, 2006)、清水らは車速に関わらず約1.2秒になることを調査で示している(清水他, 1999)。さらに、藤岡は前方注視時間を、補正制御ゲインとの関係で理論解析を行っており、1.3秒が推奨値であることを

示した(藤岡, 2007). 以上を参考に, 続いて前方注視時間を 1.2 秒とした場合の視覚情報のみによる車軌道予測の問題点を以下に考察する.

### B) 視覚情報を用いた車軌道予測周波数特性と周波数特性上の問題点

ここでは, 視覚情報を用いた 2 次予測モデルの周波数応答性により, 視覚情報を用いた追従制御の限界について考察する. 2 次予測モデルは, 車軌跡の関数をテーラ展開で線形近似したものである. よって, 2 次予測モデルは周波数特性を持ち, 予測時間と予測モデル次数に依存し変化することがわかる. 式(3-2)の周波数特性を求めると, ローパスフィルタを考慮する必要がある. 運転者操舵の応答性は最大 2 Hz までであることから, 2 Hz をカットオフとする 2 次のローパスフィルタを式(3-2)に組み合わせ, プロパーにした 2 次予測の伝達特性で周波数特性を評価する.

$$C_{pred}(s) = \frac{\frac{T_p^2}{2}s^2 + T_p s + 1}{(T_{fit} s + 1)^2} \quad (3-4)$$

$T_{fit}$  : 運転者が適応できる最大周波数(2Hz)に相当する時定数 (s)

式(3-4)に対し, 前方注視時間をパラメータとして 0.25 秒, 0.5 秒, 1 秒, 1.5 秒, 2.0 秒と変化させた場合の周波数特性を図 3-8 に表す. 図より 2 次の予測伝達特性は, 位相進み特性を示し, 前方注視時間により, ゲインが高くなる変極点があることが分かる. 位相が進んでいるのは予測によるもので, ゲインが 1 以上になる変極点付近までは, 前方注視時間に相当する位相進み量を示している. そのため, 目標地点が正確に予測できると考えられる. また, ゲインが 1 を超える周波数では偏角を大きく予測し, 予測誤差が増えることを示している. よって, 例えば, 予測ゲインが 20%以内となる周波数を予測可能な周波数と考えると, 前方注視時間と予測可能な周波数の関係は表 3-1 のようになる. この結果から, 清水らが実車実験で実証し, 藤岡が理論的に求めた前方注視時間では, 0.5 Hz の目標応答特性を得ることが困難だということになる.

次に, 図 3-9 に予測モデルの次数による周波数特性を示す. 図より次数の増加にともない正確に予測できる周波数帯域は上がるが, 0.5 Hz に対し十分な改善効果は無いことが分かる. この結果, 予測の周波数帯域に対し前方注視時間が支配的であり, Land が述べるように最小予測時間が 1 秒であるとするならば, 視覚情報のみでは 0.5 Hz の周波数応答を達成することが困難であるということになる.

したがって, Godthelp の実験が示すように, 操舵トルク情報を用いて視覚情報で達成できない予測周波数帯域を補完していることが強く想定される. また, 視覚情報を用いた予測の周波数特性上の制約は, 目標軌道に対し車軌道を追従させるフィードバック制御系からは, 遅れ要素となることから生じる. つまり, 軌道予測による遅れに対する制御対象の遅れの比が 1 よりさらに大きくなり, フィードバック制御系の安定化が困難になる. この意味からも, 運転者は視覚情報による車軌道予測が持つ遅れを補完する制御を行っていると考えられ, 操舵トルク情報がそれに活用されていることが想定できる. Godthelp は, 前述の実験で操舵トルク情報が視覚情報に変わる制御情報の役割を果たしていることを実験的に示すと同時に, その間の制御は, 人の運動制御則を用いて予測制御しているとの仮説も述べている.

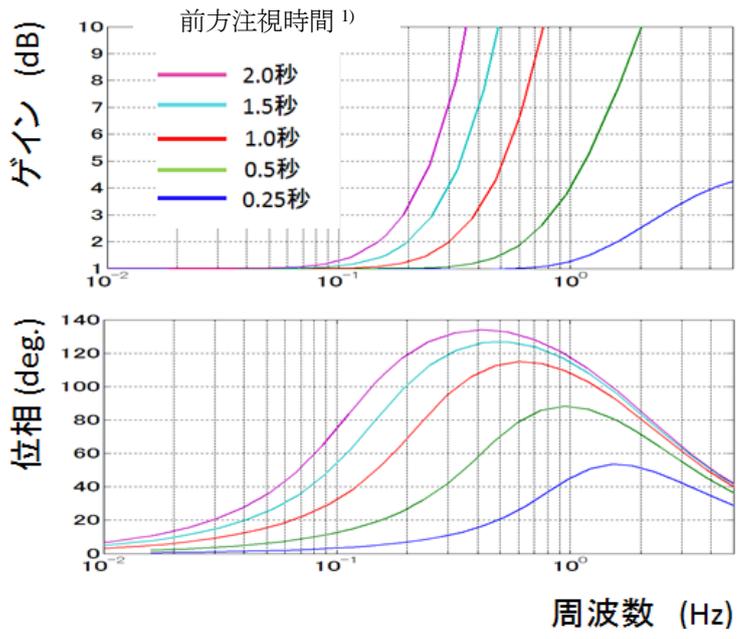
以上より, 視覚情報のみによる車軌道予測では, 必要な目標軌道に対する追従応答性が得られないであろうことが予想され, シミュレーションにより検証を行う. また, 視覚情報を用いた予測では, 予測が有効な範囲で用いていると仮定できる. 次に手腕の機械的な特性から操舵トルク情報を用いて車軌道予測し制御する意味を考察する.

表 3-1 前方注視時間<sup>1)</sup>と予測可能な周波数<sup>2)</sup>の関係

前方注視時間 (s)	2.0	1.5	1.0	0.5	0.25
予測可能な周波 (Hz)	0.08	0.12	0.2	0.3	0.7

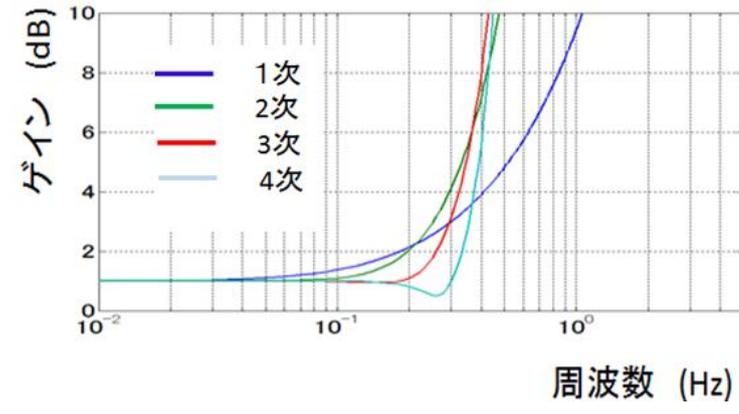
1) ここで述べる前方注視時間は, 式(3-3)で示す前方注視距離の時間換算値

2) 予測可能な周波数は, 2 次予測の周波数特性定常ゲインに対し 20%ゲインが増えた時の周波数とした



前方予測時間増加に伴い、予測可能な周波帯域は狭くなる

図 3-8 2次予測モデル前方注視時間と周波数特性の関係



前方注視モデル次数より前方注視時間の影響が大きい

$$\varphi_e(t) = \varphi(t) + \frac{\dot{\varphi}(t)}{1!} T_p + \frac{\ddot{\varphi}(t)}{2!} T_p^2 + \frac{\dddot{\varphi}(t)}{3!} T_p^3 + \dots$$

0次    1次    2次    3次

図 3-9 前方予測モデル次数と予測可能な周波数特性の関係

**3.3.4 手腕の機械的特性から考察する操舵トルク情報による操舵制御の意味**

3.3.1 項で、手腕の剛性は比例制御係数、減衰率は微分制御係数に相当し、目標舵角に対する追従性を達成するため、手腕の剛性と減衰を適応的に調整していることが想定されることを述べた。ここでは、操舵トルク情報を用いた操舵運転制御の意味を解析するために、A) 運転者が操舵トルクを検出する仕組みを、研究例を基に考察し、B) 操舵トルク情報から車軌道予測を行う必要性を示し、制御器の役割を果たす手腕の構成との関係を考察する。

**A) 運転者が操舵トルクを検出する仕組み**

運転者は、ハンドルを握っている手の皮膚を通して操舵トルクを感じ取っており、認知した操舵トルクから車輛の運動状態や路面とタイヤのグリップ状態を認識している。そして、ハンドルの握り方は、操舵場面に応じて適応させている。例えば、高速走行で直進時には腕および手の緊張を緩和し操舵を行う。このときの操舵は、絶対舵角で1度以下の正確さで操舵を行っていることが多く、このレベルの絶対舵角の正確さを運転者が手の位置で認識し制御することは困難であろう。

一方、操舵トルクでは、手の皮膚が必要な弾性を示す領域であるなど条件がそろえば可能である。手の皮膚のせん断方向の変位は、皮膚に働く法線力が低い状態で 1mm 以下の精度で検出できることが知られている(前野, 2012)。舵角に換算すると約 0.2deg に相当する。この例が示すように、手の皮膚の弾性により手の皮膚が検出する力を用いれば、1 度以下の正確さで操舵角を検出できることが予想される。

ところで、近年、人の手が力を検出するメカニズムは、ロボットの把握力制御に関連し研究が進んでいる。図 3-10 に手の皮膚が持つ感覚器官を示す。把握対象物との摩擦で皮膚表面にせん断ひずみ分布が発生し、皮膚内の変位センサでひずみを検出している。この情報を用いて、把握対象物と皮膚の摩擦力とすべり限界とを把握し、把握制御がされるのである(前野他, 1999)。

これを運転者の運転行為に当てはめてみる。例えば、微小な力で操舵を行う際に、運転者はハンドルを軽く握ることが多い。それは、運転者が手で感じるせん断ひずみ分布等により、手がハンドルから滑らない条件を認知しながら筋肉疲労を抑制していると考えられる。同時に皮膚弾性変位で発生するせん断ひずみによりハンドルに加えている接線力を検出していると考えられる。図 3-11 は手の皮膚のセンサ特性である(前野, 2012)。皮膚には、いくつかの変位(歪)、速度、加速度を検出するセンサがあり、それぞれが、検出変位範囲や周波数を補うように分担しており、検出範囲が広いことがわかる(前野, 2012)。韓らは、手指組織の剛性を解析し、皮膚に加わる法線方向変位により、皮膚のせん断方向剛性が指数的に上昇することを明らかにしている(韓他, 1999)(図 3-12)。それは、ハンドルを強く握ると、ハンドルと手は高い剛性で結合され、弱く握ると弱い剛性で結合されることを意味する。さらに中沢らは、せん断方向の変位が 6mm を超えると飽和し、皮膚がすべることを示した(中沢他, 1998)。また、ステアリング操舵における手先のインピーダンス特性を線形化し同定した例もある(田中他, 2006)。

これらの結果は、手の皮膚を通して操舵トルクを感度良く検出するためには、手の皮膚にかかる圧力を適切に下げる必要性を意味する。また、高いせん断力が働く場合には、手の皮膚にかかる圧力を上げ、剛性を上げる必要があることが分かる。しかし、せん断力に対するせん断歪量が減るので、せん断力の検出感度は下がるものと考えられる。つまり、操舵トルクによる操舵角の検出感度を上げるためには、手の皮膚にかかる圧力を下げる必要があると考えられる。

## B) 皮膚特性から考える操舵トルク情報を用いた車軌道予測の意味

上記の手の皮膚特性研究結果は、笠原らの「高速走行で横加速度が低い時は、操舵トルク情報で、横加速度が大きいときには、操舵角制御を行っているといわれている」という指摘(笠原他, 2008)に合致する。つまり、リラックスして、手の皮膚剛性が低い状態では、腕の剛性も低い状態であると考えられることから、以下では、手腕の剛性と操舵トルクとの関係とで考察を進める。

まず、高速走行で横加速度が低い状態では、操舵トルクが小さい。操舵トルクが小さいので、運転者は手腕の緊張を緩和した状態でハンドルを握る。この状態では、手腕の剛性が影響し、ハンドルの角度制御は難しい。しかし、操舵トルクとヨーレートが運転者にとって認識しやすい関数で表されるなら、操舵トルク情報を用いて精度の高い操舵運転が可能になる。

つぎに、高い横加速度が求められる操舵では、一般的に大きな操舵トルクが必要になる。この結果、運転者はハンドルを強く握るため、手腕の剛性が高くなり、手の位置での操舵角制御の精度が上がる。反面、操舵トルク検出精度は下がり、それに伴って操舵トルク情報を用いた制御の有効性も下がることになる。例えば、Cole は、大きな操舵トルクが必要なダブルレーン変更運転では、操舵角制御が優位になることをドライビングシミュレータによる実験で示した(Cole, 2003)。

上記から、手の皮膚特性から操舵トルク情報を用いることによって、

- ①直進時で精度の高い操舵制御が行える
- ②操舵制御による負担や疲労を軽減できること

が期待できる。これは、運転時の経験からも納得できるだろう。ところで、有効な操舵トルク情報が得られるのは、手の皮膚の弾性変位範囲である。それは、操舵トルク情報を用いた操舵運転場面では、必要な精度で操舵情報を得るために適切にパワーアシストを行うことの有効性を示唆している。

したがって、ステアリング特性を検討する場合には、単なる力学的な負担軽減のみならず、運転者の手によるトルク検出感度の点からもパワーアシスト特性の調整が求められることになる。このため、ステアリング特性の

開発現場では、操舵運転場面に応じたハンドル保持方法で操舵感の評価を行っている。例えば、高速直進状態では厳しい評価条件としてハンドルを指先でそっと握り、車輻挙動がわかるかテストする場合もある。

上記の例が示すように、手腕の剛性と操舵特性には因果性があると考えられる。そのため、例えば池浦らは、「人間のハンドル操作を考えてみると、リラックスして操舵できるほうが操舵感は良くなると思われ、そのときの人間の筋力は小さくなるのが予想される」とし、腕のインピーダンスに基づく操舵感評価方法を研究している(池浦他, 2006)。

以上より、手腕の筋肉をリラックスさせて運転するためには、操舵トルク情報を用いて操舵角または車輻挙動を予測していると考えられることを導いた。続いて、操舵トルク情報を用いて車輻挙動を予測し制御する効果について手腕の運動制御とのアナロジーによって考察する。

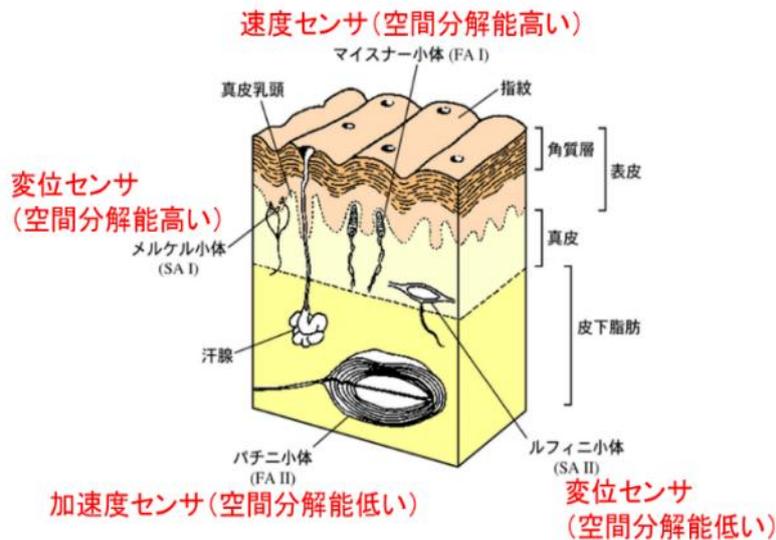


図 3-10 手の皮膚のセンサ構造(前野, 2012)

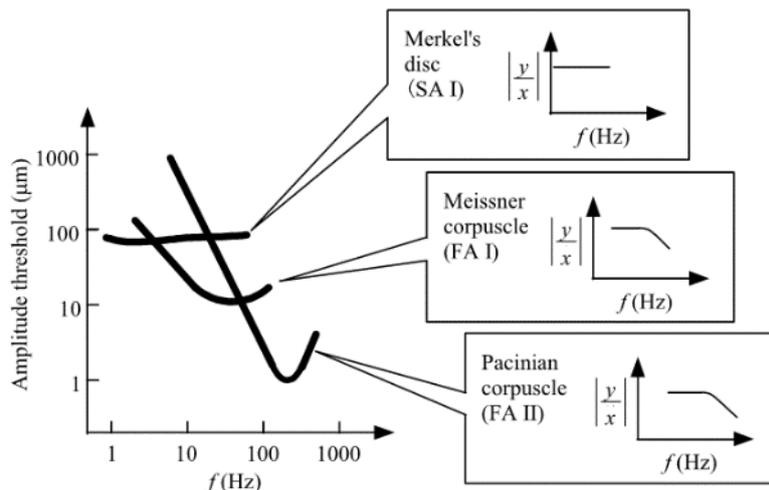


図 3-11 皮膚の各感覚受容体の特性(前野, 2012)

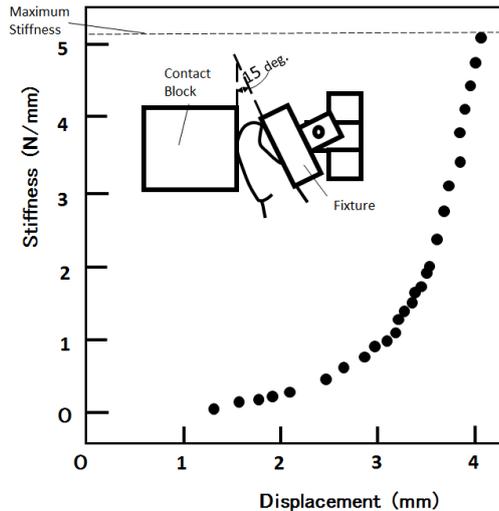


図 3-12 皮膚剛性の変位依存性(韓他, 1999)

### 3.3.5 手腕の運動制御とのアナロジーで考える操舵トルク情報による操舵制御の意味

ここでは、操舵運転制御のメカニズムを手腕の運動制御とのアナロジーで解析するために、A)手腕の運動制御における遅れ補償の研究動向を概観し、B)操舵運転とスミス予測器で説明する手腕の運動制御との類似性について遅れ補償の観点から述べる。

#### A) 手腕の運動制御における遅れ補償の研究動向

手腕の制御メカニズムの解明は、今も研究が続く複雑な課題である。手腕の運動制御は、主に小脳が、学習から得られた内部モデルを用いて制御している (Miall et al., 1993), (川人, 2005)。川人によれば、この小脳が持つ内部モデルは、伝達関数のような数学モデルではなく「脳の外に存在するある対象の入出力特性をまねることができる脳内の神経回路」である。この様な複雑性に対し手腕の運動制御の内部モデルやそれを用いた制御方法について線形解析手法を用いて、制御場面や目的に応じた解析モデルがいくつか提案されている。そこでまず、手腕の運動制御の先行研究に基づき、操舵運転制御を説明する上で適した解析モデルを見出していく。

既述のように、操舵運転制御課題は運転者と車輛が有する遅れ特性の影響が大きいことであり、手腕の運動制御も基本的に同じ制御課題を有する。人の情報認識は、視覚と手腕から得られる情報により運動制御される。そして、情報の認知から行動までに遅れがあることも同じである。

手腕の運動制御解析モデルについて Miall らが制御モデルを分類し述べている (Miall and Wolpert, 1996)。この中で人の認知遅れを対象にした内部モデルによる制御としてスミス予測器が紹介されている。さらに Miall らは、小脳による運動制御がスミス予測器を用いることで説明できることをシミュレーションにより検証している (Miall et al., 1993)。

そこで、本研究では、手腕の制御における遅れ補償として、スミス予測器を用いて操舵運転制御との類似性を考察することとした。

#### B) 操舵運転とスミス予測器で説明する手腕の運動制御との類似性

操舵制御における課題は、前述したように制御対象に大きな遅れ要素があることである。遅れ要素には、運転者が有する無駄時間と車輛応答遅れ、そして、視覚情報から車輛軌道を予測する上で発生する遅れがある。この遅れ要素に対する制御則は、手腕の運動制御を説明するスミス予測器を用いて説明できる。

スミス予測器とは、制御対象が制御系安定性に影響するレベルの無駄時間や遅れを持つ場合に有効な制御器である。制御系設計では、無駄時間を持つ制御対象に対して有効な制御器として紹介されている (阿部, 児島, 2007)。人の手足の制御で用いられているスミス予測器の構成を図 3-13 に示す。スミス予測器は、図に示されているように補償すべき無駄時間や遅れを内部モデルとして持ち、フィードバック信号に対する無駄時間や遅れの影響を排除するというものである。この結果、スミス予測器を用いたフィードバック系の極には、無駄時間や遅れが含まれず、その安定性に対する影響が排除され高速なフィードバック応答性が達成できる。

図 3-13 中のオブザーバがスミス予測器であり、人の制御遅れ  $D_{en}(s)$  を内部モデルに持ち遅れを補償している。状態推定誤差は、出力誤差型の外乱オブザーバの出力に相当し外乱とモデル誤差を含む信号である。この信号を遅れのない動作対象の予測モデルに加算している。よって、フィードバック信号である状態推定値は、制御遅れが除かれた信号になる。

ここで、モデルと制御対象に誤差がない、すなわち、

$$P_n(s) = P(s) \quad (3-5)$$

$$D_{en}(s) = D_e(s) \quad (3-6)$$

とするならば、図 3-13 のブロック図を等価変換し整理をすると図 3-14 となる。図より、フィードバック系の中に遅れ要素である  $D_e(s)$  が含まれないことがわかる。つまり、フィードバック制御器安定性に対する遅れの影響が排除されている。この結果、遅れ要素があっても高い目標値応答特性を得ることができる。このことは、外乱抑圧に対する応答性に対しても有効である。

図 3-15 は、図 3-14 を更に等価変換したブロック図である。操舵トルク情報を用いた操舵制御をスミス予測器との類似性で考えていく上で本図を用いるとわかりやすい。つまり、アウトーループを視覚情報による制御、インナーループを操舵トルク情報による制御と考えることができるためである。

インナーループの機能は、遅れ要素の影響を排除し高い応答性を得ることであり、アウトーループの機能は、応答性は遅いがインナーループで補償しきれない外乱やモデル誤差の影響を補償できる構成となっていることが図 3-15 のブロック図から想定される。この効果を遅れ要素を 1 次遅れモデルで近似し検証を行う。インナーループ制御器  $(1 - D_{en}(s))$  は、加法的に遅れ特性の影響を 1 に補償するものであり、補償対象である遅れ特性  $D_{en}(s)$  の相補関数となっている。このことから、アウトーループとインナーループとで、フィードバック制御周波数帯域が相補的に分担される構成であることがわかる。つまり、

$$D_e(s) = \frac{1}{T_e s + 1} \quad (3-7)$$

に対し、 $D_{en}(s) = D_e(s)$  とすると

$$1 - D_{en}(s) = \frac{T_e s}{T_e s + 1} \quad (3-8)$$

となる。この伝達特性は、カットオフ周波数  $1/T_d$  の微分特性であり、予測モデル出力に対し、インナーループはハイパスフィルタを通した出力で、制御を行っている。そして、その残りの低周波成分をアウトーループが受け持っていることが式 (3-7) と式 (3-8) により示される。また、式 (3-8) の特性は、単純な微分であることから人が容易に処理できる伝達特性であることがわかる。したがって、補償対象である遅れが、式(3-7)で示すような 1 次遅れ特性であるならば人にとって補償が容易であると考えられる。

3.3.2 項で視覚情報を用いた予測制御では、その応答性に遅れがあることを示した。この遅れは、運転者の制御動作特性や車輻の遅れ特性に対して大きく、スミス予測器のような制御則で補償していることが想定される。その場合、運転者入力である操舵トルクか操舵角が、視覚情報を用いた予測制御周波数応答を補完する制御器の入力として用いられていることが想定される。

次に操舵性能で評価の高い車輻の操舵特性が、本項で述べたスミス予測器による遅れ補償が機能する条件を満たしていることを示す。

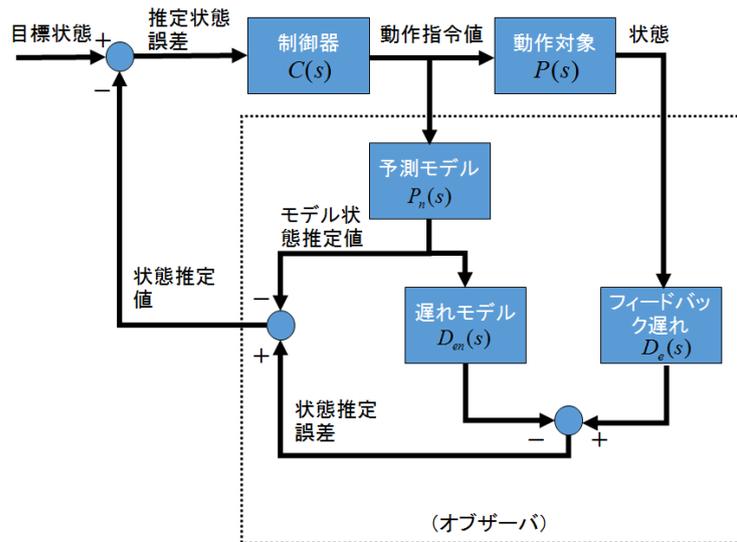


図 3-13 スミス予測器による手腕の位置制御説明図 (Miall et al., 1993)

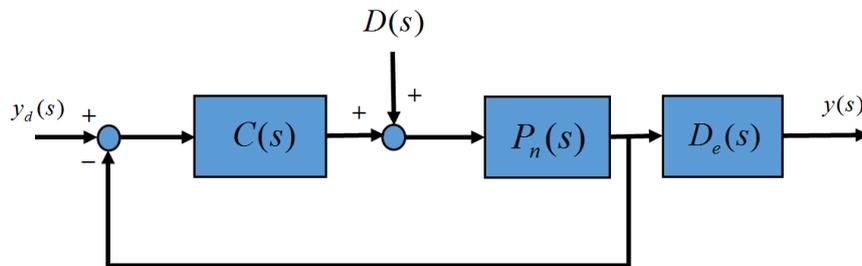
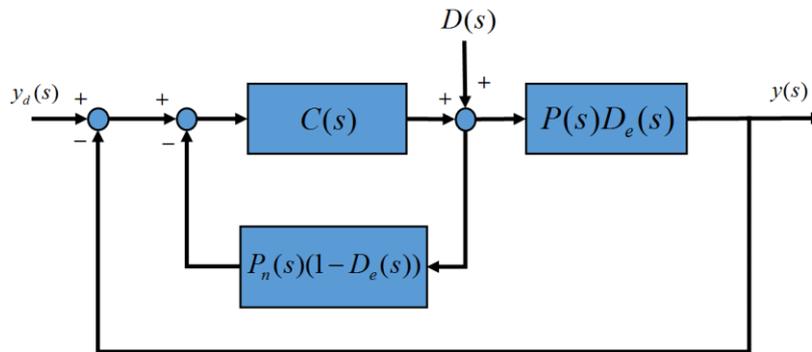


図 3-14 スミス予測器の等価ブロック図



プラントの持つ遅れ特性を補正するインナーループとアウトーループで構成されている

図 3-15 スミス予測器の等価ブロック図 2

### 3.3.6 操舵性能で評価の高い車輛の操舵特性から考える操舵トルク情報による操舵制御の意味

前項で、制御対象が1次式で表されるならば、運転者は遅れの内部モデルを学習し、スミス予測器で説明する制御則で遅れがもたらすフィードバック制御に対する影響を補償し、フィードバック制御を行うことができることを示した。また、3.3.2項で、視覚情報を用いた目標軌道追従制御は、その予測特性から2次のローパスフィルタが必要であり、制御上無視できない遅れ要素になっていることを示した。この結果を図3-15に当てはめると、車輛特性が $P(s)$ であり、予測特性が持つ補償すべき遅れ特性 $D_e(s)$ と考えることができる。よって、運転者が学習し獲得する内部モデルは、車輛モデル $P_n(s)$ と予測特性の遅れ $D_e(s)$ である。このため、獲得する車輛モデルは、学習が容易である最も単純な特性である1次伝達特性で近似できることが望ましいことは、3.3.2項で示した。

以上より、本項では、式(3-9)から式(3-11)で表した車輛モデルを用いて操舵トルクを用いた操舵制御の有効性を示し、操舵運転特性で評価の高い車輛では操舵トルクによる情報を用いた操舵制御が有効に働く条件が整ってい

ることを確認する。検討を行うにあたり、ステアリング特性を単純なばね特性とし、このコンプライアンス特性を $C_s$ とする。そして、EPS機能を用いて補正できることを前提に、操舵トルクからヨーレートまでの伝達特性は、以下に示す1次式に単純化できるものとする。

$$D_e(s) = \frac{\gamma(s)}{T_h(s)} = \frac{G_\gamma C_s}{T_{dd}s + 1} \quad (3-9)$$

$$\frac{\gamma(s)}{\theta_t(s)} = \frac{G_\gamma}{(T_\gamma s + 1)} \quad (3-10)$$

$$\frac{\ddot{Y}(s)}{\theta_t(s)} = \frac{G_\alpha (T_\alpha s + 1)}{(T_\gamma s + 1)} \quad (3-11)$$

$T_{dd}$  : 遅れ時定数

次に式(3-9)による近似の妥当性を検証する。図3-16は、ほぼニュートラルステア特性を持つ、操舵運転が良いと評価されている車輛のヨーレートに対する操舵トルク特性を測定した結果である。周波数をパラメータとしたサイン波状の操舵トルクを入力している。本例では、約2Nmの操舵トルクからアシスト力が発生している。2Nm以上で波形に変曲点が見られるのはこのためである。この図から、ヨーレート固有振動数以下の0.3Hzと0.5Hzでは、ヨーレートと操舵トルクが比例でかつ周波数による変化が見られないという特徴がわかる。一方、1.5Hzでは、式(3-10)から想定される位相遅れによるヒステリシス幅拡大とゲインの低下が見られる。このヒステリシス幅拡大は、位相遅れによりもたらされたものと考えられる。入力と出力の位相がそろっている場合は、直線を示す特性になる。つぎに入力に対し、出力の位相がずれるに従い、楕円形の軌跡になり、90度ずれると円になる。よって、1.5Hzでは、90度以下の位相遅れが生じている状態と考えられる。したがって、ニュートラルステアを持つ図3-16で示す車輛特性は、1.5Hz以下では、1次遅れ特性で近似できる式(3-10)に近い特性であると考えられる。よって、操舵感で評価が高い車輛の操舵特性は1次遅れ特性で近似できると考えられるため、望ましい車輛特性を1次伝達式で表し検討を進める。

望ましい車輛特性を1次伝達式とするならば、スミス予測器の $(1 - D_e(s))$ は、1次のハイパスフィルタ特性で表されるため、図3-16の特性は、運転者がスミス予測器の手腕の場合と同じように内部モデルを学習しやすいことが期待される。例えば、図3-16における運転者が目標軌道に対する追従が可能な0.5Hzまでの周波数帯域では、ヨーレートが30deg./sec.未満の通常運転で用いる範囲では、ヨーレートと操舵トルクの関係が線形で、かつ0.3Hzと0.5Hzのリサーチ波形はほぼ一致し、操舵周波数に依存しない。この結果、運転者は、通常のゆっくりとした操舵で学習した内部モデルで0.5Hzまで操舵制御できる特性であると考えられ、「リニアな特性」と評される理由であると考えられる。

この結果、手腕の運動制御における遅れを補償する制御則とのアナロジーで操舵制御が行えれば、操舵運転負荷が軽減できることが期待できると考えられる。

#### 3.4 手腕の運動制御とのアナロジーで考える運転者の操舵運転モデル

3.3節では、手腕の運動制御における遅れを補償する制御則とのアナロジーにより、操舵トルク情報を用いて車輛軌道予測を行っている可能性を示した。本節では、手腕の運動制御とアナロジーを用いて操舵運転を行うことで操舵運転負荷が軽減できることの妥当性をシミュレーション解析によって評価し、視覚情報、操舵角情報、操舵トルク情報それぞれを用いた操舵制御機能と機能分担について明らかにする。このため、3.4.1)手腕の運動制御の研究動向を概観し、遅れ補償以外の手腕の運動制御則を示し、3.4.2)手腕の運動制御則とのアナロジーから視覚情報、操舵角情報および操舵トルク情報を用いた制御機能と機能分担について明らかにする。そして、操舵運転行為である3.4.3)認知、3.4.4)判断、3.4.5)行動のシミュレーション可能なモデルを検討し提案する。

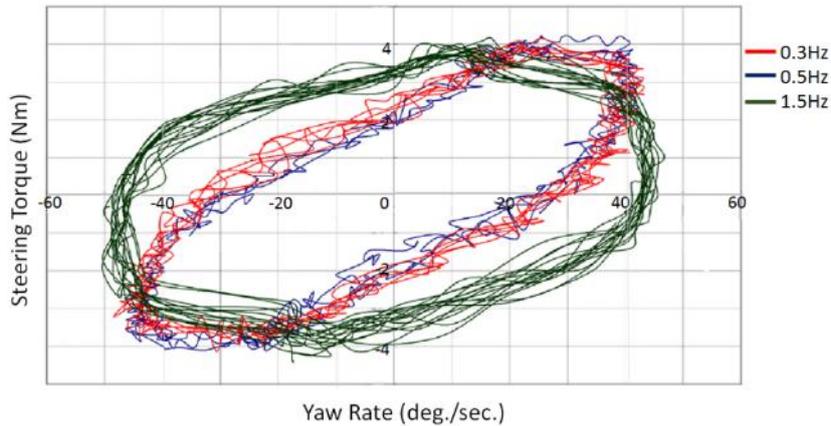


図 3-16 ニュートラルステア特性を持つ車輛のヨーレートと操舵トルクの実測特性

### 3.4.1 手腕の運動制御の先行研究

手腕の運動指令は、視覚情報や自己受容感覚情報を基に大脳で生成される。この部分は、目標軌道生成に相当する。そして、運動指令は、小脳、脳幹、脊髄に伝えられ運動指令が運動に変換される。つまり、目標軌道に対する追従制御は、小脳、脳幹、脊髄によって行われるが、これらもまた機能分担されていることを伊藤は述べている(伊藤, 2005)。さらに、伊藤は、脳幹、脊髄系は「もっとも下位に位置する調整機構であり、フィードフォワードによるパラメータ調節およびフィードバック制御原理に基づくサーボ機構を構成している」また、小脳は、「主に、運動の対象や外部環境の変動に応じて、運動指令やパラメータを絶えず調節するという適応制御系としての機能を担っている」と述べている。

脳幹、脊髄系の制御機能は、Cole らが車輛の操舵制御を対象に役割を解明した研究事例がある(Cole, 2008)。そして、操舵制御における運転者出力を操舵角とした上で、各筋骨格系が目標位置に一致するように制御する役割を担っていることと、筋骨格系が構成する機械的な特性を反射的に適応し目標位置に対する位置決めを行っていることを明らかにした。実証実験として、ハンドルが外乱によって取られそうになった場合、反射的に手腕の剛性を高くし、ハンドルが取られないようにする行動の応答性を測定し妥当性を示している。

伊藤は、「手腕を目標軌道に収束させる制御機能は、予測機能が重要な役割を果たして行われており、この予測機能を実現するためには内部モデルと呼ばれる内部表現が脳内に形成される必要がある」と述べている。Wolpert らは、この内部モデルは、制御対象の逆モデルと順モデルにより構成され、それぞれが学習により進化し、高度の運動能力を得ること、そして、この機能を主に小脳が担っていることを明らかにした(Wolpert et al., 1998)。この研究の順モデルとしてスミス予測器が紹介されている(図 3-17)。

また、Smagt らは順モデルであるスミス予測器だけでは、説明できないケースがあることを指摘し、逆モデルも含めたモデルを主張している(Smagt and Hirzinger, 2000)。さらに Wolpert らは、複数の順モデルと逆モデルのセットを小脳内に内部モデルとして持ち、制御していると述べている(図 3-17)(Wolpert et al., 1998)。Keen と Cole は、川人の逆モデルと順モデルを組み合わせた複数モデル理論を用いた非線形領域における操舵運転制御を、ダブルレーンチェンジを対象に妥当性を評価している(Keen and Cole, 2006)。但し、緊急回避時の予測制御則を議論しているため、操舵運転制御則入力に操舵トルク情報は十分には考慮されていない。

以上より、一般走行での認知や制御動作遅れを課題とし、手腕の運動制御とのアナロジーを検討する本研究では、Miall らの研究成果であるスミス予測器を用いた内部モデル制御を順モデルとし、逆モデルを加えた制御則で操舵運転とのアナロジーを検討すべきと考える。よって、図 3-18 に Miall が提唱するスミス予測器の順モデルに、川人が提唱する順モデルと逆モデルを合わせた制御ブロックを示す。以下、本図を用いて運転行為を認知、判断、行動に分け、手腕の運動制御に近い制御則になる条件を議論していく。この制御構成は、McRUER らが提唱する実験的に求めたフィードフォワード制御器とフィードバック制御器からなるとするレーン変更時等の運転者モデル構造(McRUER et al., 1977)と一致する。

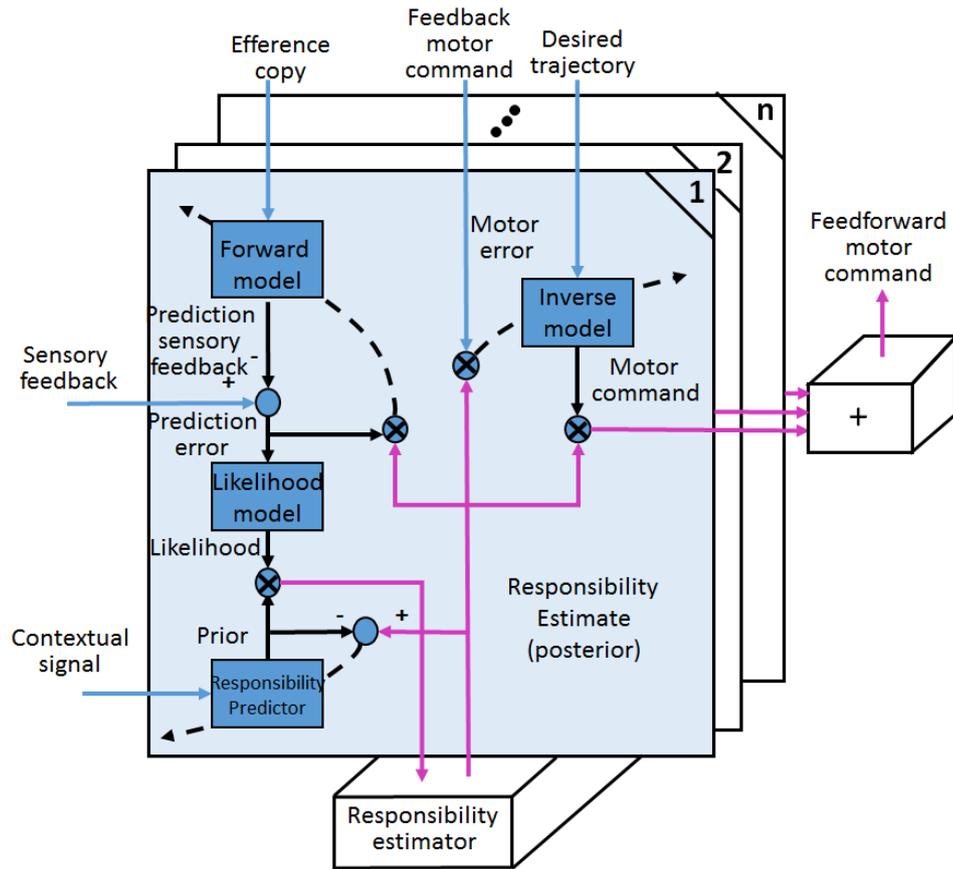


図 3-17 Wolpert らの運動制御モデル(Wolpert et al., 1998)

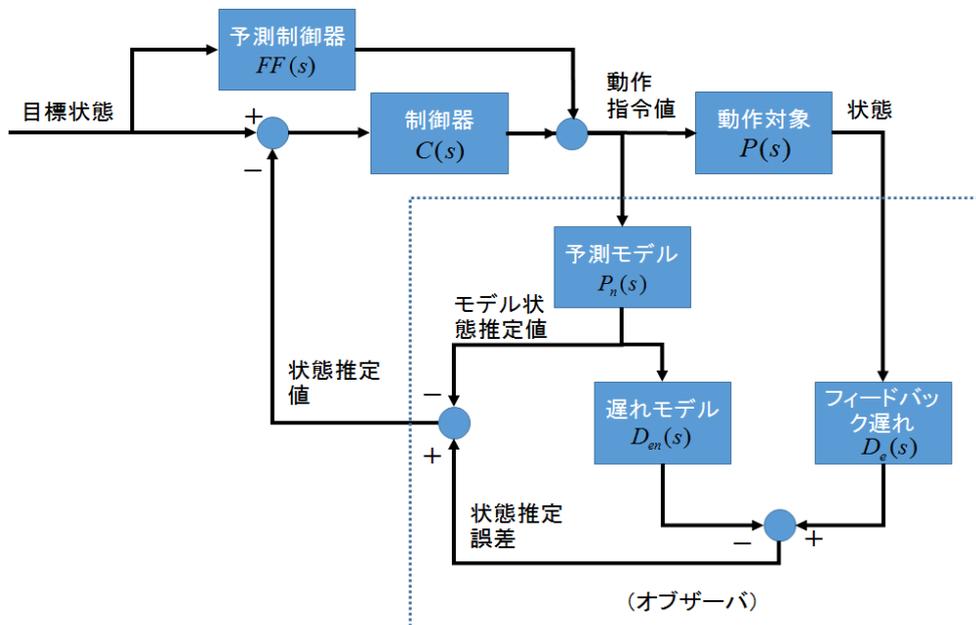


図 3-18 本研究で用いる手腕の運動制御ブロック図

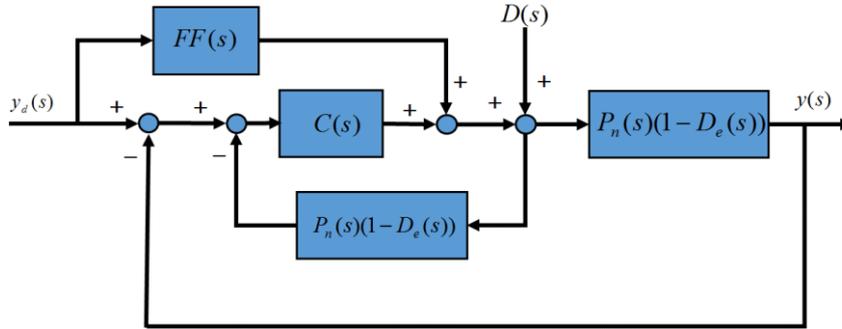


図 3-19 図 3-17 の等価変換ブロック

### 3.4.2 スミス予測器を含む手腕の運動制御モデルから考える操舵運転制御機能と機能分担

これまで本節では、人の手腕の運動制御との類似性から運転者の操舵運転特性について明らかにしてきた。その結果、操舵運転入力情報である視覚、操舵トルク、および操舵角について、それぞれを用いた制御が機能分担されているという仮説を立てた。この仮説を図 3-18 に当てはめて考えると、表 3-2 に示す機能分担となる。運転者出力を手の位置とし制御量を操舵角としているので、逆モデルの出力は、操舵角になる。順モデルによる制御は、操舵トルク情報を入力とする制御器になる。そして、アウトーループが、視覚情報を用いた制御となる。

人の手腕の運動制御の場合、内部モデルによる制御の比重が大きいほど、手腕の剛性を下げて、疲労を防ぎ、より効率的な運動を行っていることが今泉により明らかにされている(今泉, 2001)。したがって、運転者が認識する車輻の内部モデルが学習により獲得しやすく、その結果、内部モデルによる操舵運転が行えるほど、運転者にとって、操舵運転負荷が少なくなり、一体感やリニアな操舵感を感じるものと想定される。

Modjtahedzadeh 他は、航空機パイロットによる操縦モデルを用いて自動車の操舵運転モデルを検討し、応答性の高い補償制御器と応答性の遅い補償制御器、および予測制御器からなる操舵運転モデルを提唱している (Modjtahedzadeh and Hess, 1993)。また、同様な制御構造を McRuer も実験同定モデルを基に提案している (McRuer et al., 1977)。表 3-2 は、上記文献が提唱するモデルと構造が一致している。結果として、本研究では操舵運転のメカニズムを手腕の運動制御との類似性の観点から裏付け、かつ、操舵トルク情報を用いた操舵運転が機能分担されている意味について新たな仮説が立てられたものとする。

表 3-2 運転者の操舵運転制御機能分担仮説

操舵入力 情報	制御の位置づけ	制御機能	目標軌道追従 応答性	目標軌道追従 性精度
操舵角	フィードフォワード 制御	逆特性による 予測制御		
操舵トルク	インナーループ FB 制御	遅れ要素の補償		
視覚	アウトーループ FB 制御	定常偏差の収束		

### 3.4.3 操舵運転認知モデル

表 3-2 に示した仮説では、運転者が車輻軌道を予測認知するための情報は、視覚上と操舵トルク情報とした。これに基づき、図 3-18 に示すようにスミス予測器を用いた手腕の運動制御とのアナロジーから周波数領域で機能分担しているという仮説を導いた。この結果、本研究では、以下①から④のように認知モデルを構成することにする。

- ①視覚情報と操舵トルク情報ともに 2 次予測モデルを用いる
- ②視覚情報には、ローパスフィルタを適用する

③トルク情報には、ハイパスフィルタを適応する

④ローパスフィルタとハイパスフィルタは、周波数帯域で相補的に1になるよう設定されている。

次にフィルタのコーナリング周波数をこれまでの検討結果を用いて導く。車輛軌道認知に必要な周波数帯域は0.5Hzとする。視覚による車輛軌道予測の周波数応答は、前方注視時間を1.2秒とすると図3-8より約0.15Hzであると考えられる。よって、視覚情報と操舵トルク情報が機能分担されるならば、その周波数は、0.15Hzであるとする。この結果、視覚情報には、コーナ周波数が0.15Hzのローパスフィルタを適応し、操舵トルク情報には、コーナ周波数が0.15Hzのハイパスフィルタを適応したモデルとする。さらにモデル作成では、以下の条件を追加した。

⑤操舵トルク情報を用いた予測は、運転者の無駄時間分を予測するものとする。この結果、車輛軌道認知の上限周波数0.5Hzより大きい0.7Hzを、操舵トルクを用いた予測の周波数応用とした。

⑥操舵トルク情報を用いた予測に、運転者の操舵運転制御周波数の上限である2Hzのローパスフィルタを用いる

⑦運転者の認知遅れは、運転者モデルで一般に用いられる0.13秒とする。

以上の①から⑦を反映したSimulinkを用いた認知モデルを図3-20に示す。

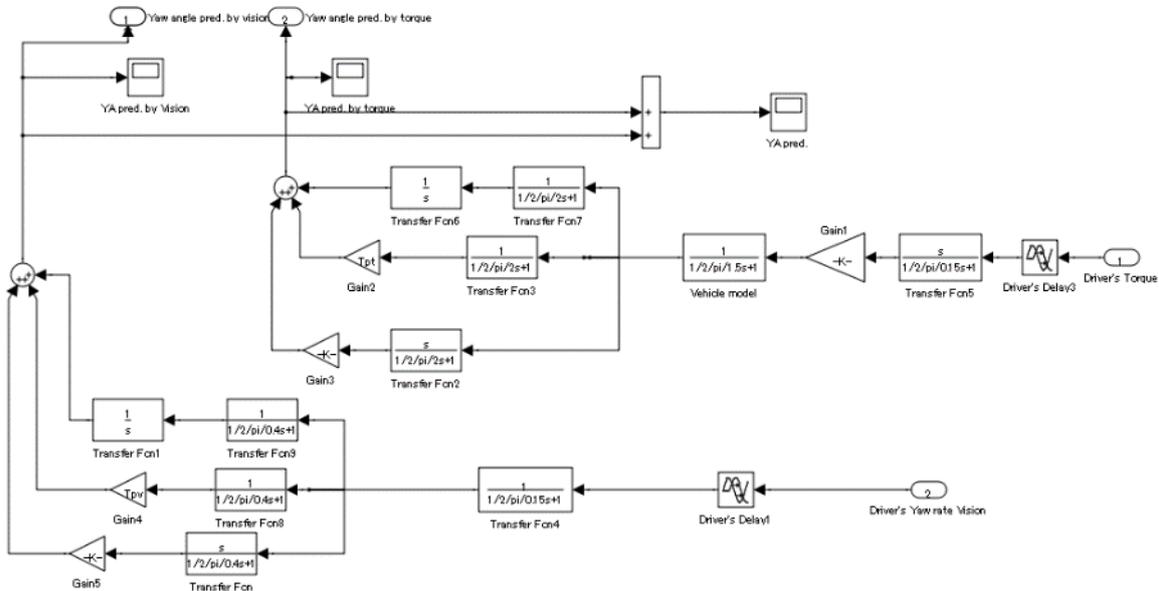


図 3-20 操舵運転認知モデル

### 3.4.4 操舵運転判断モデル

手腕の運動制御とのアナロジーを用いると、操舵運転制御則は順モデルと逆モデルに基づいた制御則からなることになる。そして、順モデルについては、スミス予測が相当する。逆モデルは、主に予測制御器の一部として用いられる。よって、図3-18から判断行為として議論すべき構成は、予測制御器 ( $FF(s)$ に相当)と、目標軌道に予測軌道を収束させる制御器 ( $C(s)$ に相当)である。議論を進めるにあたっては、運転者出力を明らかにする必要がある。運転者出力は、操舵トルクとする説と操舵角とする説がある。一方、車輛に対する入力、操舵角であることは、統一した意見であると考えられる。よって、本研究では、制御器としての運転者出力を操舵角とする。そして、操舵角は手の位置と手の剛性によって調整されるものとしてモデル化を行う。このモデル化の考え方は、3.3節での議論に基づくものである。

#### A) 操舵角を用いたフィードフォワード制御機能

運転者が扱うフィードバック信号は予測するヨー角度であり、ヨーレートを認知し積分し予測している。運転者出力は、操舵角である。したがって、予測制御器で用いる逆特性は、操舵角に対するヨーレートまでの車輛特性と積分を合わせた特性の逆特性と考えられる。つまり、次の式とする。

$$FF(s) = sP_n^{-1}(s) \tag{3-12}$$

この制御則は、目標ヨーレートに操舵角を合わせることを意味し、直感的な理解とも一致していると考えられる。

## B) ヨー角度偏差情報を用いた制御機能

目標軌道と車輪軌道の差を用いた制御則については、諸説がある。本研究では、手腕の運動制御と McRuer が提唱するクロスオーバーモデル(McRuer, 1977)に着目し、制御則を考察する。

クロスオーバーモデルは、運転者は、車輪特性の違いを吸収して運転を行うが、その状態を車輪特性と運転者特性の一巡伝達特性の条件で実験的に明らかにしたものである。このクロスオーバーモデルは、車輪制御の応答周波数近傍では、妥当なモデルであることを Macadam は述べている(Macadam, 2003)。以下、クロスオーバーモデルについて簡単に説明する。クロスオーバーモデルは、制御系を安定化する位相余裕を確保する条件を実験的に明らかにしたものである。その条件は、一巡伝達関数のクロスオーバー帯域でのゲイン垂下特性が $-20\text{ dB}$ となるように運転者は制御器特性を適応させるというものである。すなわち、図 3-18 において、

$$C(s)P(s) = \omega_c e^{-s\tau_D} \quad (3-13)$$

$\omega_c$  : 目標とする閉ループの応答性 (rad/s)

この考え方には、軌道予測で生じる遅れの影響が具体的に議論されていないという問題はあるが、前項で述べたように軌道予測が正確に予測でき、運転者の制御遅れが補償されるならば、式(3-13)の閉ループ特性は、カットオフ周波数が  $\omega_c$  の 1 次遅れ特性となり、安定性が補償できかつ追従制御の応答性が調整できるというものである。また、式(3-13)の条件を満たす運転者モデルとして、

$$C(s) = K_c \frac{(T_L s + 1)e^{-s\tau_D}}{T_1 s + 1} \quad (3-14)$$

$T_1$  : 運転者の予測帯域を表す時定数 (s)

$T_L$  : 運転者の操舵応答性 (s)

$\tau_D$  : 運転者の操舵運転制御の無駄時間 (s)

を提案しており、単純化した運転者モデルとして用いられている。例えば、Sakai らは、式(3-14)を用いた運転者モデルを用いてケーブル機構を用いた EPS の操舵運転特性シミュレーション評価を行っている。そして、 $T_1$  を  $0.1\text{sec}$ ( $\approx 1.6\text{Hz}$ )としている(Sakai, et al., 2002)。本研究では、このフィルタを 3.3 項で、カットオフ周波数  $2\text{Hz}$  としたものに相当する。 $T_L$  については、本研究では、運転者が認識する最も単純な特性を用いて、ロバストな目標軌道追従が行える条件を検討する目的から  $T_L$  は、零とした。運転者制御モデルとして最も直感的に理解しやすく簡単な特性は、目標軌跡の曲率と操舵角が比例関係で制御できることであることが知られており、SBW(西原, 熊本, 2002)やステアリング可変ギア比機構(小野他, 2013)を用いてこの条件で操舵運転を行えるステアリング制御が検討されている。

本研究では、 $T_1$  のフィルタは、2 次予測モデルをプロパーにするため、2 次予測モデルと目標軌道に対するローパスフィルタとして実装している。よって、運転者の判断モデルは、以下を用いる。

$$C_D(s) = K_c e^{-s\tau_D} \quad (3-15)$$

式 (3-12) で表す伝達特性の出力は、操舵角である。よって、式(3-13)の  $C(s)$  に対し、手腕の機械的な特性が含まれる。このため、式(3-15)で式(3-13)の条件を得るためには、手腕の特性は、式(3-15)の出力周波数範囲では、単純な剛性モデルである必要である。このため、運転者は、手腕の剛性を適応させ式(3-13)の条件を満たすように調整しているものと考えられる。よって、次に運転者制御の一部として機能する手腕の機械的な特性について考察する。

### 3.4.5 操舵運転行動モデル

本項で述べる運転者の行動特性は、運転者の操舵制御出力である操舵角に対し手腕の位置と機械的特性を制御する特性を意味する。

一般に、低い横加速度領域では操舵トルク情報に基づき操舵制御し、高い横加速度領域では舵角により操舵制御を行っているといわれている。しかし、どちらの領域でも、実際には操舵トルク情報と操舵角情報の両方を用いて操舵制御を行っている(Limpibunternrg and Fujioka, 2004)と考えるのが妥当である。本研究では、この操舵角と操舵トルク情報の使い分けは、手腕の機械的な特性調整により行われていると考える。また、制御器ゲインの調整を手腕の剛性調整によってなされていると考えられる。

以下この理由を、A) 操舵運転行動に対する手腕剛性の役割についての仮説を整理し、B) 手の皮膚の機械的な特性の操舵制御上の役割と C) 腕の機械的な特性と操舵制御上の役割を考察し、物理特性モデルを議論する。そして、D) 手腕の機械的な特性から考察する操舵制御の機能分担を導く。

#### A) 手腕の機械的特性から考える行動モデル仮説

最初に、操舵性能で評価の高い車輻の実例から考える。図 3-16 では、通常での運転に相当する 0.3Hz と 0.5Hz の操舵では、2Nm 以下で操舵トルク情報を用いた操舵制御が有効に作用する特性になっている。しかし、高めのヨーレートを発生させている 2Nm 以上では、ヨーレートに対する操舵トルクの感度は低い。ここでは、操舵角情報で操舵制御しやすいように設定されているものと考えられる。さらに、緊急回避時を想定した 1.5Hz の操舵では、全体的に操舵トルクとヨーレートの相関性は低く、操舵角情報による操舵制御が行われていると考えられる。

こうした操舵トルクと操舵角の使い分けは、手腕の剛性調整によりなされていると考えられる。力が必要な高横加速度時には、腕や手の筋肉が緊張し剛性が上がる。反対に、低い横加速度領域では手や腕の筋肉緊張は緩和され剛性が低い。図 3-21 に手腕の機械的な特性の概略図を示す。以下、本図を用いて操舵運転行動における手腕の役割を検討する。

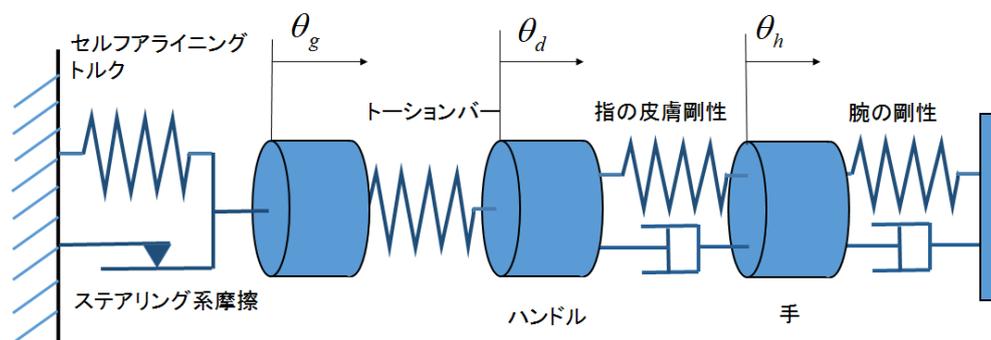


図 3-21 手腕の機械的特性概略図

#### B) 手の皮膚の機械的な特性の操舵制御上の役割

運転者は、操舵角と車輻軌跡曲率の関係から必要な操舵角を入力するようにハンドルを操作すること、その際、手の位置を制御し舵角を調整し、手の位置と舵角との差により操舵トルクを検出していることを示した。この操舵トルクと舵角、手の位置の関係は、式 (3-16) で表現できる。

$$T_h(s) = -C_h s(\theta_h(s) - \theta_d(s)) - K_h(\theta_h(s) - \theta_d(s)) \quad (3-16)$$

$\theta_h$  : 手の位置 (rad)

$\theta_d$  : 操舵角 (rad)

$C_h$  : 手の皮膚の粘性係数 (rad/Nms)

$K_d$  : 手の皮膚のばね定数 (rad/N,)

$T_h$  : 操舵トルク (Nm)

式(3-16)は、制御設計の観点から見ると、手の位置を入力とし、舵角をフィードバック信号とするフィードバック制御系であり、その制御器の役割を手の皮膚の弾性項が P 制御器、手の皮膚の粘性項が D 制御器の役割を果たしていることがわかる。そして、手の圧力の度合いにより、PD 制御器ゲインに相当する手腕の機械的特性を適応させていると考えられる。その結果、手の剛性が高い場合には操舵角制御の比重が大きくなり、剛性が低い場合には操舵トルク制御の比重が大きくなると考えられること、そして PD ゲインは、手の皮膚にかかる圧力で調節可能であることは、3.3.3 項を参照されたい。

### C) 腕の機械的特性

Pick らは、手腕の機械的特性を明らかにするため、ハンドルをリラックスした状態で把持した場合と緊張し把持した場合で機械的な特性の同定を行った(Pick and Cole, 2003)。そして、1 自由度振動系で近似できることを明らかにした。その結果が図 3-22 である。Cole らが示す結果を用いて、図 3-21 の解析モデルを導いた。その理由を以下に説明する。

Cole らの測定は、手腕の機械的な特性が含まれた系を同定したものである。本来、手腕の機械的な特性は多自由度系である。ただし、手の皮膚剛性は、腕の剛性に対し十分に大きいため、この実験で同定しているのは、主に腕の機械的な特性であると考えられる。また、腕の特性は、Cole が測定した一般的な走行状態では、1 自由度振動系で近似できることを示しているものとする。よって、腕の機械的特性は、1 自由度振動系で近似できることを Cole らの実験から読み解くことができる。この前提でモデル化したものが図 3-21 である。

次に腕の機械的な特性の操舵運転制御上の意味について考察する。リラックスした操舵が可能な操舵周波数をやや速いレーン変更に相当する 0.3Hz とすると、図 3-22 より、リラックスした状態での腕の機械的な特性の極は 0.9Hz である。一方、リラックスした操舵が可能な操舵周波数帯域は、やや速いレーン変更に相当する 0.3Hz 迄と考えられ、手腕の機械的特性の極は、0.9Hz であり、3 倍高いところに位置する。また、緊張した状態の手腕の機械的特性の極は約 4 Hz であり、運転者が制御可能な上限周波数である 2Hz に対し 2 倍高いところに位置している。この結果、図 3-22 より操舵周波数範囲では、腕の機械的特性は、腕の剛性が支配的な単一ゲインで近似できることがわかる。

図 3-21 に示すように腕の機械的な特性は、手の位置決め精度に影響する。腕の機械的な特性が剛性のみ特性に近似できる結果、手の位置は、目標とする手の位置に対し、腕の剛性に応じた定常偏差を生じるが、本研究で対象とする操舵の周波数帯域内であれば、目標とする手の位置決めができると単純化することが可能である。おそらく、運転者は操舵に腕の動特性が影響しないように、そして剛性が発生する定常偏差を考慮し、腕の剛性を調整しているものと考えられる。

したがって、本研究では、手の位置は目標位置に位置決めされるものとして、モデル化する。

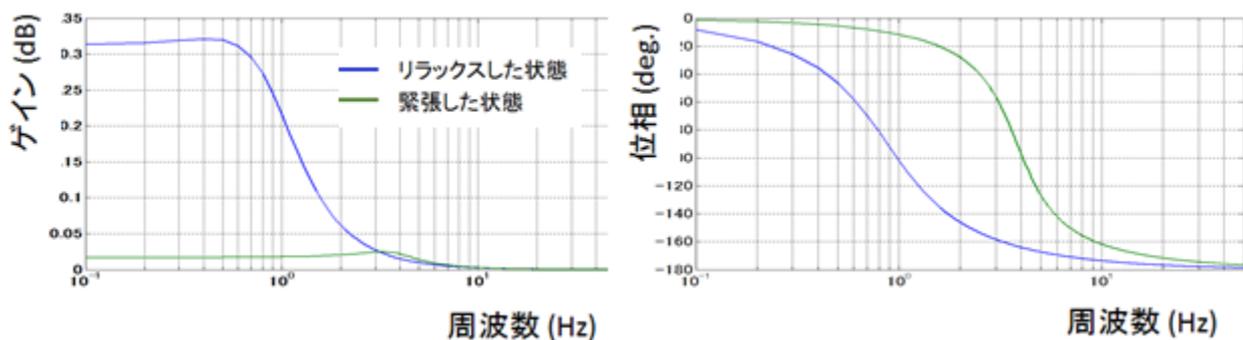


図 3-22 手腕の機械的な周波数特性(図 3-6 の再掲)

### D) 手腕の機械的な特性から考察するパワーアシスト特性の意味

ここでは、本項で議論した手腕の機械的な特性から操舵トルク情報による操舵制御と操舵角情報による機能分担について考察する。この機能分担は、手腕にかかる力学的な負荷量である操舵トルク量により変化するのであることを本項の A) で述べた。このため、操舵トルクに対するパワーアシストが、機能分担に大きく影響していると考えられる。したがって、1) 手腕の機械的な特性から考察する操舵トルク情報による操舵制御、2) 手腕の

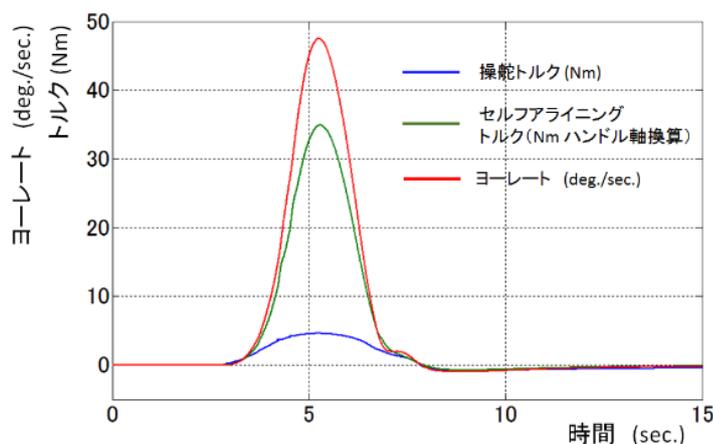
機械的な特性から考察する操舵角情報による操舵制御でこれまでの検討結果をまとめ、3) 操舵トルク、操舵角を用いた操舵運転の機能配分に対するパワーアシスト特性の役割の順で考察する。

- 1) 手腕の機械的な特性から考察する操舵トルク情報による操舵制御
  - 操舵トルク検出のためには、手腕の筋肉の緊張を緩和することが必要となる。つまり、リラックスして運転する場合に効果的である。
  - 操舵周波数に応じて、リラックス可能な手腕の剛性が調整されているものと考えられる。このことは、道路環境によって、異なるパワーアシスト特性が用いられる理由であると考えられる。
  - 操舵トルク検出は、皮膚の弾性変形量を検出して行われるため制約がある。したがって、操舵角情報により大まかな操舵制御が行われ、操舵トルク情報により精度よく制御されるものと推測される。
- 2) 手腕の機械的な特性から考察する操舵角情報による操舵制御
  - 操舵角情報による操舵制御は、緊急回避時等速い操舵が求められる場合に適している。
  - 運転者は、手の位置により操舵角を認識するため、操舵角検出精度は低い。
  - 操舵角制御では手の位置と操舵角の一致性が求められ、手腕の剛性を高める必要がある。そのため、運転者は、手腕の筋肉を緊張させ運転することになる。

以上のように、皮膚剛性を考慮すると、操舵角による操舵運転と操舵トルクによる操舵角制御はトレードオフの関係になることがわかる。このトレードオフ関係は、操舵運転安全に有効である。例えば、運転者が誤って高いヨーレートを発生させることを防ぐことも可能になる。運転者が意志を持って筋肉を緊張させない限り、高いヨーレートを発生させることがないからである。

- 3) 操舵トルク、操舵角を用いた操舵運転の機能配分に対するパワーアシスト特性の役割
  - 操舵トルク情報と操舵角情報の機能配分は、手の皮膚の剛性によってなされるため、パワーアシスト特性が重要な役割を果たすことが導かれる。たとえば、図 3-16 で示した車輻では、操舵トルク 4Nm までは、パワーアシスト量を少なめに設定し、4Nm 以上でパワーアシストを積極的に行うようにパワーアシスト特性を調整している。

以上より、パワーアシスト特性は、操舵トルクを用いた車輻軌道予測に影響する。図 3-23 に次節で述べるレーン変更を EPS のパワーアシストを行った状態でシミュレーションを行ったときの、セルフアライニングトルク、操舵トルクおよびヨーレートの関係を示す。図より、ヨーレートとセルフアライニングトルク波形は、ほぼ相似形であるのに対し、操舵トルクは、約 3Nm 以上では操舵トルク変化量が小さくなっており、操舵トルクを用いた予測が機能していないことが予想される。本例が示すように、パワーアシスト特性は、量のみならず関数形状も考慮し、操舵トルクを用いた操舵運転制御範囲を設定し、かつ、その範囲では操舵トルクの関数がヨーレートの関数と認識できるように設定する必要があることがわかる。



セルフアライニングトルクと操舵トルクとの差は、パワーアシストトルクによるものである。パワーアシスト特性調整により、ヨーレートが 20deg./sec.以上の領域では操舵トルク変化が小さく、20deg./sec.以下の領域で操舵トルク情報による操舵制御が有効になるように調整している。

図 3-23 パワーアシスト特性による操舵トルク情報感度調整

#### 3.4.6 本研究目的に対する運転者特性モデル

これまで論じた運転者の操舵運転行為を認知、判断および行動に分解し論じた結果を、操舵運転負荷軽減を論じるフレームワークに統合し図 3-24 に示す。図中  $P_{eV}$  は、視覚情報を用いた予測特性であり、 $P_{eT}$  は、操舵トルク情報を用いた予測特性である。  $T_v$  は、表 3-1 で示した視覚情報で予測可能な周波数で予測を行うために用いるフィルタ時定数である。 スミス予測器を用いた手腕の運動制御とのアナロジーを検討した結果、視覚情報を用いた予測に対し、周波数領域で相補的な役割を果たすフィルタ特性を操舵トルク情報による予測の入力に適用している。 なお、操舵可能な周波数を表すフィルタ時定数  $T_{fil}$  (2Hz 相当) は、図中では省略している。 また、操舵場面に応じて行動特性である  $K_h$  を適応し、操舵場面で必要な応答性と身体的な操舵運転負荷の軽減を調整しているものと考えられる。 特に高速直進時に影響があることが経験的に知られている。

次に本図を基にシミュレーションを行い、操舵トルクを用いたヨーレート予測の妥当性と操舵運転負荷軽減の効果を提案する運転者モデルの妥当性を検証する。

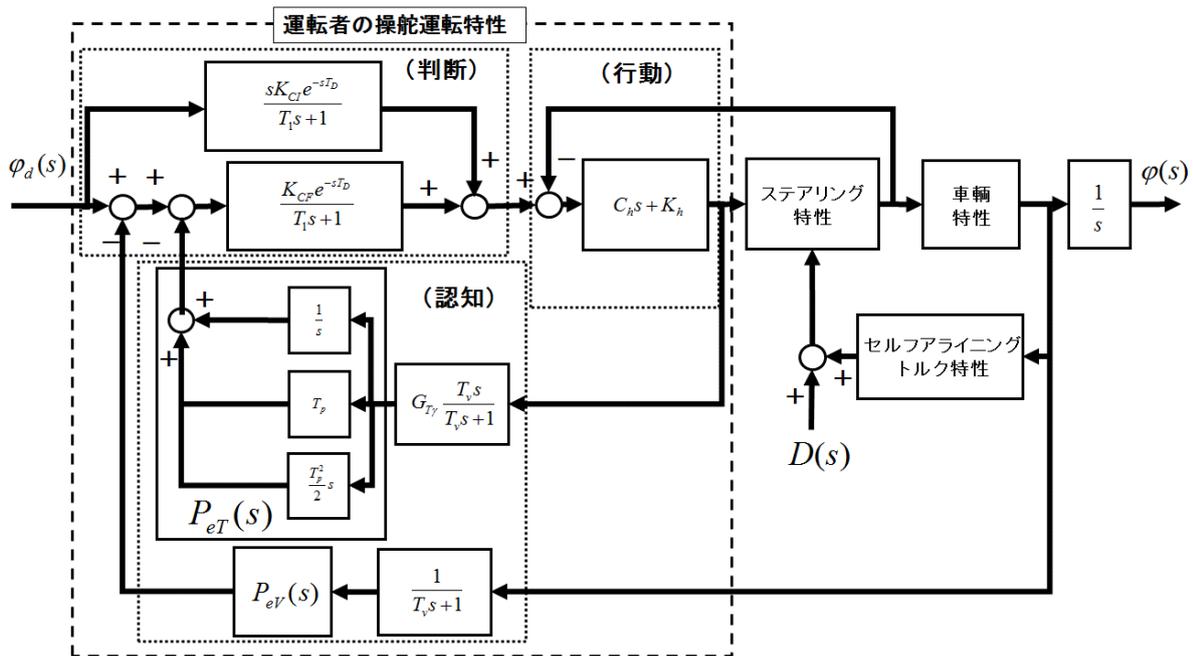


図 3-24 本研究が提案する運転者モデル

### 3.5 手腕の運動制御とアナロジーで考える操舵運転モデルの妥当性

本節では、運転環境モデルを用いて、本章で論じた運転特性の妥当性を検証する。妥当性は、これまで実証的に行われてきた運転者特性の評価実験と比較できるようにレーン変更運転をベンチマークに行う。そして、視覚情報のみの車軌道予測の場合と、視覚情報と操舵トルク情報を用いた車軌道予測との目標軌道に対する追従性を評価することで、本研究で提案する運転者モデルの妥当性を検証する。また、提案する運転者モデルによる目標軌道に対する追従性能のロバスト性についても評価する。運転者は、操舵運転環境変化に対し適応し運転する能力がある。しかし、適応能力に頼る操舵運転は、操舵運転負荷となるため、運転者が学習しやすいモデルを用いて、操舵トルク情報を活用することで操舵運転安全目標に対しロバストになることをシミュレーションで示す。よって、運転者の適応行動はモデルに含めないこととする。

#### 3.5.1 操舵トルク情報を用いた操舵運転制御の妥当性を検証するベンチマークテスト条件

提案する運転者モデルの妥当性を評価する操舵運転場面としてシングルレーン変更を選んだ。その理由は2つある。第一に、研究が対象とする一般的な操舵運転場面では、レーン変更で最も目標軌道と車軌道の差が現れやすいと考えられるためである。第二に、本研究で参照する実証的な運転者特性研究では、シングルレーン変更を用いて評価を行っているためである。よって、本研究では、時速 80km/h で走行した場合のレーン変更とし、清水らが行った実験と同じレーン変更コースを用いて評価を行う(清水他, 1999)。そして、清水が測定した 1.2 秒の前方注視時間に対して、視覚情報のみによる予測の場合と、操舵トルク情報を含めた予測とで比較を行う。こ

のときの目標軌道は，レーン変更開始時間を 0 とし，式(3-17)で与える．このレーン変更コースと目標軌道を図 3-25 に表す．

$$\varphi_d(t) = \frac{3.5}{2} * (1 - \cos(\omega t)) \tag{3-17}$$

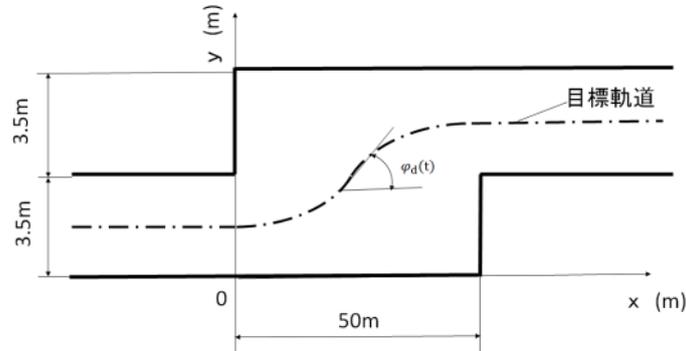


図 3-25 検証に用いたテストコースと目標軌道

### 3.5.2 操舵トルク情報を用いた操舵運転制御を議論する運転環境シミュレーションモデル

#### A) シミュレーションモデル全体

図 3-26 に運転環境モデルの全体図を示す．シミュレーションモデルは，Simulink 上で作成した．運転環境モデルを構成する各要素のモデル化については，すでに説明したものをを用いている．

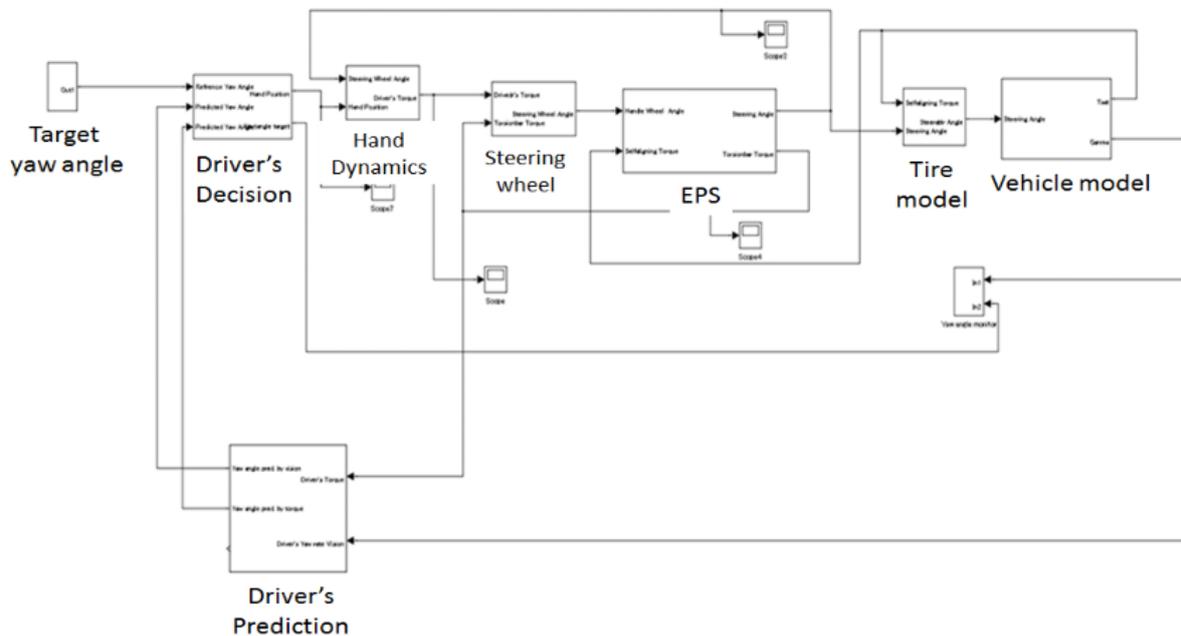


図 3-26 運転環境モデルのシミュレーションモデル全体図 (Simulink)

#### B) EPS 制御モデル

シミュレーションを行うにあたっては，ステアリングの機械的な特性と制御機能が影響する．よって，シミュレーションモデルは，EPS の 2 慣性系モデルを用いて，第 7 章で述べる補償機能をモデルに含んだ．そして，EPS のパワーアシスト機能のみを入れた場合でシミュレーションを行う．この場合の EPS 制御器の構成は，図 3-24 より運転者の操舵運転特性を除き，ステアリング特性の基本構成を示した図 3-27 の通りである．80km/h で走行時のパワーアシスト特性は，図 3-28 に示すものを用いており，C<sub>1</sub>の一部として実装している．

### 3.5.3 シミュレーションによる提案する操舵運転モデルの妥当性検証

本項では、操舵トルク情報で車軌道を予測することにより、従来の実証研究で示された結果を再現できることを検証し、本研究が提案する運転者モデルの妥当性を示す。

最初に A) 目標軌道に対する車軌道追従性の観点からの検証を行い、B) 目標軌道に対する車軌道追従制御のロバスト性の観点からの検証を行う。

#### A) 目標軌道に対する車軌道追従性の観点からの検証

視覚情報のみで車軌道予測を行った場合の目標軌道に対する追従性シミュレーション結果を図 3-29 に示す。式(3-18)で示す制御ゲインをパラメータに追従性評価を行った。制御ゲイン  $K_c$  は、舵角に対するヨーレート伝達関数の定常ゲインの逆数を 1 とした場合の相対ゲインを変数としてシミュレーションを行った。

$$K_c = K \frac{1}{G_{\theta y}(0)} \quad (3-18)$$

図より、0.6 では、車軌道が、振動的になっており、 $K$  は 0.5 が最適値であった。最適ゲインである 0.5 の場合の目標軌道に対する車軌道の誤差は、1.5m であり、本研究で用いる操舵運転安全基準 0.8m を満たしていない。この結果は、前方注視時間は 0.13 秒で、運転者の制御ゲインは 0.5 が妥当と述べる藤岡の結果とほぼ一致している(藤岡, 2007)。ただし、安定であっても追従性は満足できないため、清水らが行った実証試験結果とは乖離がある(清水他, 1999)。

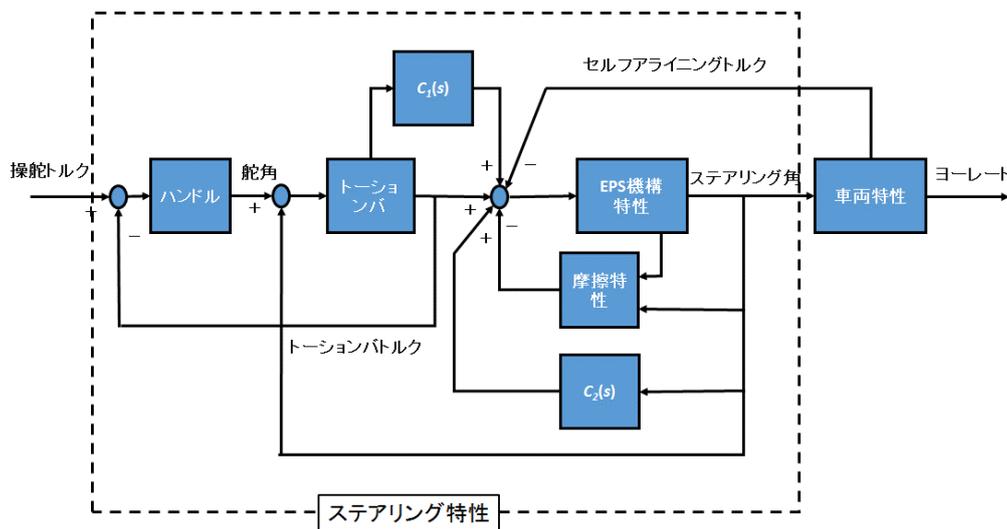


図 3-27 EPS の制御構成

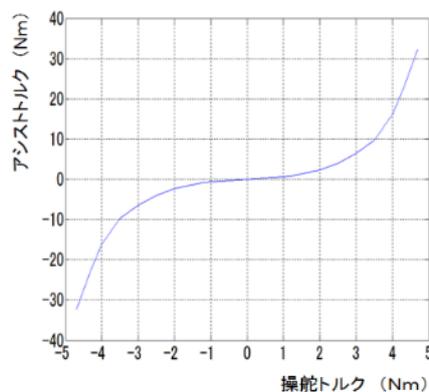
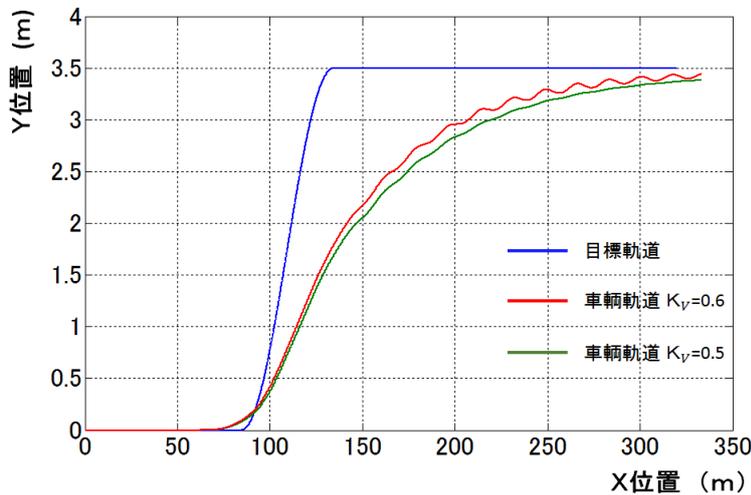


図 3-28 シミュレーションで用いる 80km/h で走行時のパワーアシスト特性

次に、本研究が提案する運転者モデルの場合を図 3-30 に示す。操舵トルク情報による予測の効果を明らかにするため、逆モデルを用いた予測ゲインは、0.2 と小さく設定した。そして、その残りを視覚情報と操舵トルク情報

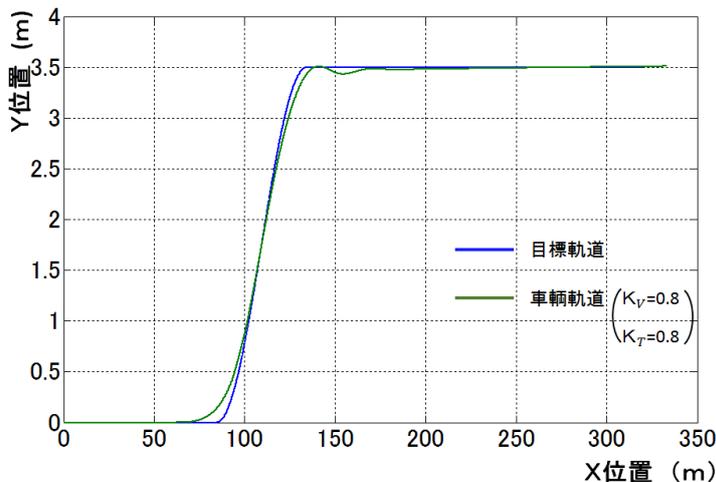
とで予測を行うものとして  $K$  を 0.8 に設定して評価を行った。図より、追従性はよく、かつ十分に安定である。清水の実証試験結果とも一致している。

以上から、視覚情報と操舵トルク情報とで車軌道を予測すると考える本提案モデルは、視覚情報のみの予測と比較して、より妥当な運転者特性モデルであると考えられる。一方、提案する運転者モデルは、内部モデルを用いているのでモデル化誤差があった場合のロバスト性が懸念される。そこで、次に提案する運転者モデルの内部モデルモデル化誤差に対するロバスト性を検証する。



視覚情報のみによる車軌道予測制御では、実際に行われている急なレーンチェンジに対する応答が得られない。

図 3-29 視覚情報のみで車軌道予測を行った場合の目標軌道に対する追従性能



操舵トルク情報による車軌道予測を含めると、実際に行われている急なレーンチェンジに対する応答が得られる。

図 3-30 視覚情報と操舵トルク情報を用いて車軌道予測を行った場合の目標軌道に対する追従性

### B) 目標軌道に対する車軌道追従制御のロバスト性の観点からの検証

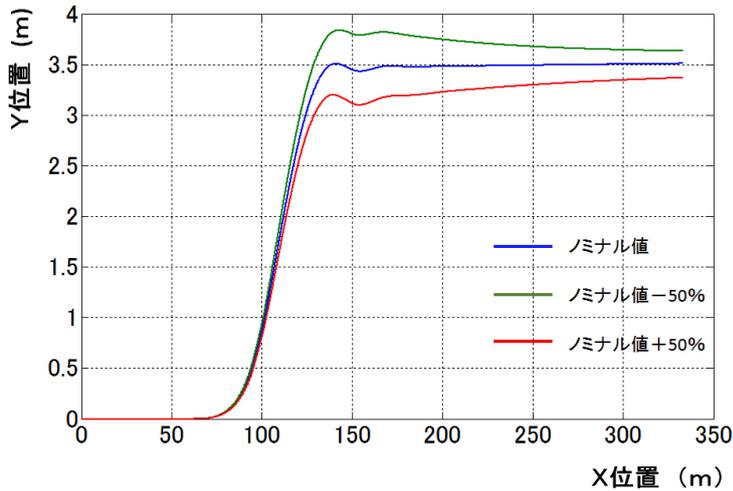
運転者が獲得する内部モデルは、1) 車軌モデルと、2) 車軌道予測がもたらす遅れモデルになる。そこで熟練者を想定した内部モデル精度が高い場合と未熟練者を想定した内部モデル誤差がある場合でのロバスト性に対する操舵トルク情報を用いることの効果を評価する。

#### 1) 運転者が認識する車軌モデルに対するロバスト性

提案する運転者特性モデルでは、単純なゲインモデルを用いている。よって、モデル化誤差は、ゲイン変動とモデル次数に表れる。以下では、ゲイン変動とモデル次数それぞれに対し想定される変動を与え、ロバスト性を評価する。図 3-31 は、 $K_c$  にモデル化誤差を与えたときの車軌跡を示す。モデル化誤差は、 $K_c$  に対し、+50%と-50%とした。これは、運転者が実際に発生する舵角に対するヨーレートを半分に見積もった場合と、1.5 倍に見積もった場合の車軌跡に対する影響を評価するのと等価である。-50%の場合、操舵が遅れるため車軌跡

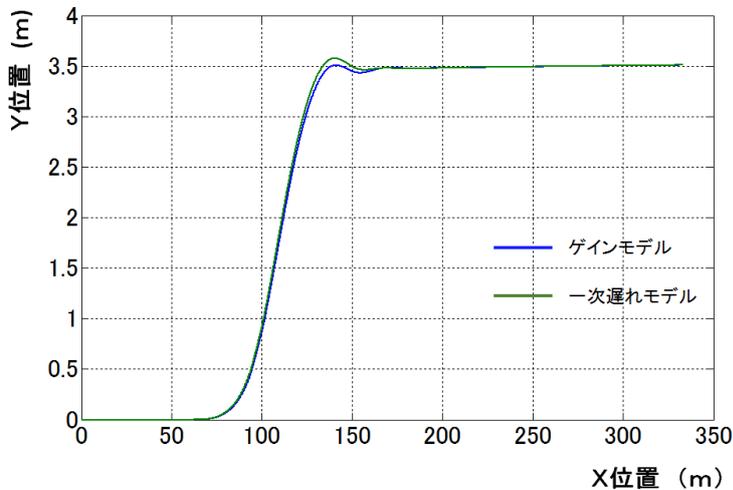
が一旦オーバーシュートしている。+50%の場合は、操舵が速すぎるため Y 位置目標に達する前に収束し、修正を行っている様子が伺える。このモデル化誤差に対しての目標軌道に対する車輛軌道誤差は、最大 40cm 程度であり、操舵運転安全基準である 0.8m 以内を満たしており、操舵運転安全に対しロバストであることがわかる。

次に車輛モデルの次数について対するロバスト性評価を行った。単純なゲインに近似した場合と 1 次遅れモデルで近似した場合とで比較を行った。その結果を図 3-32 に示す。図より、車輛モデルに 1 次モデルとゲインモデルとでは、目標軌道に対する誤差は、ほぼ同じでありロバストである結果を示している。ただし、本結果は車輛特性のヨーレートの減衰率が大きく 1 次遅れ特性に近似できる効果も含まれていると考えられる。



運転者が認識する車輛ゲインモデル変動に対し、操舵トルク情報で車輛挙動を予測できればロバストな追従性能が得られる

図 3-31 車輛ゲインモデル変動に対する車輛軌道のロバスト性



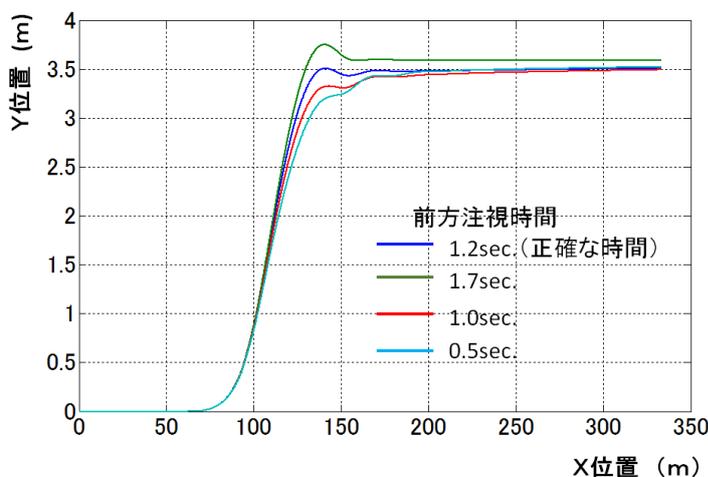
運転者が最も単純なゲインで車輛モデルを認識しても、操舵トルク情報で車輛挙動を予測できればロバストな追従性能が得られる

図 3-32 車輛モデル次数に対する車輛軌道のロバスト性

## 2) 運転者が認識する遅れモデルに対するロバスト性

次に、運転者が認識する主に前方注視時間で発生する遅れ時間変動に対するロバスト性を評価する。前方注視時間の影響は、3.2 項で予測可能な周波数に現れることを示した。このため、運転者は予測可能な周波数内で予測できるようにフィルタリングしているとした。つまり、図 3-8 で示した前方注視時間で予測可能な周波数帯域のフィルタリングを行っていると考えられる。このフィルタリング周波数に変動を与え評価を行ったものが図 3-33 である。ノミナルは 0.15Hz(前方注視 1.2s に相当)であり、0.1Hz (1.7s)から 0.3Hz(0.5s)迄の変動を与え評価した。図より 0.3Hz の場合が最も車輛軌道誤差が大きい。これは、0.3Hz の場合は、図 3-8 で示したように実際より大きく車輛軌跡を予測する結果、操舵量が足りず車輛軌道が遅れて発生するからである。この場合であっても車輛軌

道誤差は、約 40cm であり、操舵運転安全基準を満たしている。よって、評価した範囲であれば、遅れモデル変動に対し提案する運転者モデルはロバストであるといえる。



運転者が認識する前方注視時間に誤差があっても、操舵トルク情報で車挙動を予測できればロバストな追従性能が得られる

図 3-33 運転者が認識する遅れモデルに対する車軌道のロバスト性

### 3.5.4 実車実験による本操舵運転モデルの妥当性検証

運転者の操舵運転プロセスを実験的に検証することは困難である。よって、本項では操舵トルクの微分特性とヨーレートとの相関性が強い場合と弱い場合とで比較し、スミス予測器で説明する操舵トルク情報による操舵運転制御の妥当性を評価する。

図 3-34 は、操舵トルクを用いた 2 次予測の第 3 項の微分特性を表したものである。目標軌道に対する追従性が求められる 0.5Hz 以下では、ほぼ 1 次以上の微分特性を示している。したがって、操舵トルクとヨーレートとの相関性は、少なくとも 1 次微分特性までは求められるとして議論を進める。よって、実験では操舵トルクの 1 次微分特性とヨーレートとの相関性が強い場合と弱い場合を 2 例用意し、比較を行った。一例目は、A)EPS 制御で操舵トルクの 1 次微分の相関性を変化させたものである。二例目は、B)インターミディエートシャフトのがた量で、操舵トルクの 1 次微分との相関性を変化させたものである。表 3-3 に本実験で用いた車軌諸元を示す。

表 3-3 実験に用いた車軌の主要諸元

車軌形式	FWD SUV
エンジン排気量	1.9 l (ディーゼル)
重量	1450kg
ホイールベース	2.55m
スタビリティファクタ	0.0019

#### A) EPS 制御により操舵トルク 1 次微分まで連続な関数とした場合の効果

操舵トルクの 1 階微分がヨーレートの単調な関数となっている場合と、なっていない場合の操舵特性を EPS 制御により作成し、主観評価と目標軌道に対する追従性評価を行った。比較するために、車軌や EPS 機構は同一のものを使用し、操舵トルクの 1 階微分特性の単調連続性に差を与えた。このときの操舵トルク特性を図 3-35 と図 3-36 に示す。両図は、ヨーレートの代用特性に操舵角を入力として用いており、80km/h で走行し、0.5Hz のサイン波状の操舵角を入力し、操舵トルクを出力とした波形である。まず主観評価では、図 3-35 の特性に対し図 3-36 の特性のほうが、車軌の動きと操舵トルク変化に一貫性があると評価された。操舵角に対する操舵トルク特性は、図 3-36 の特性のヒステリシス幅がやや広い以外はほぼ相似形に見える。

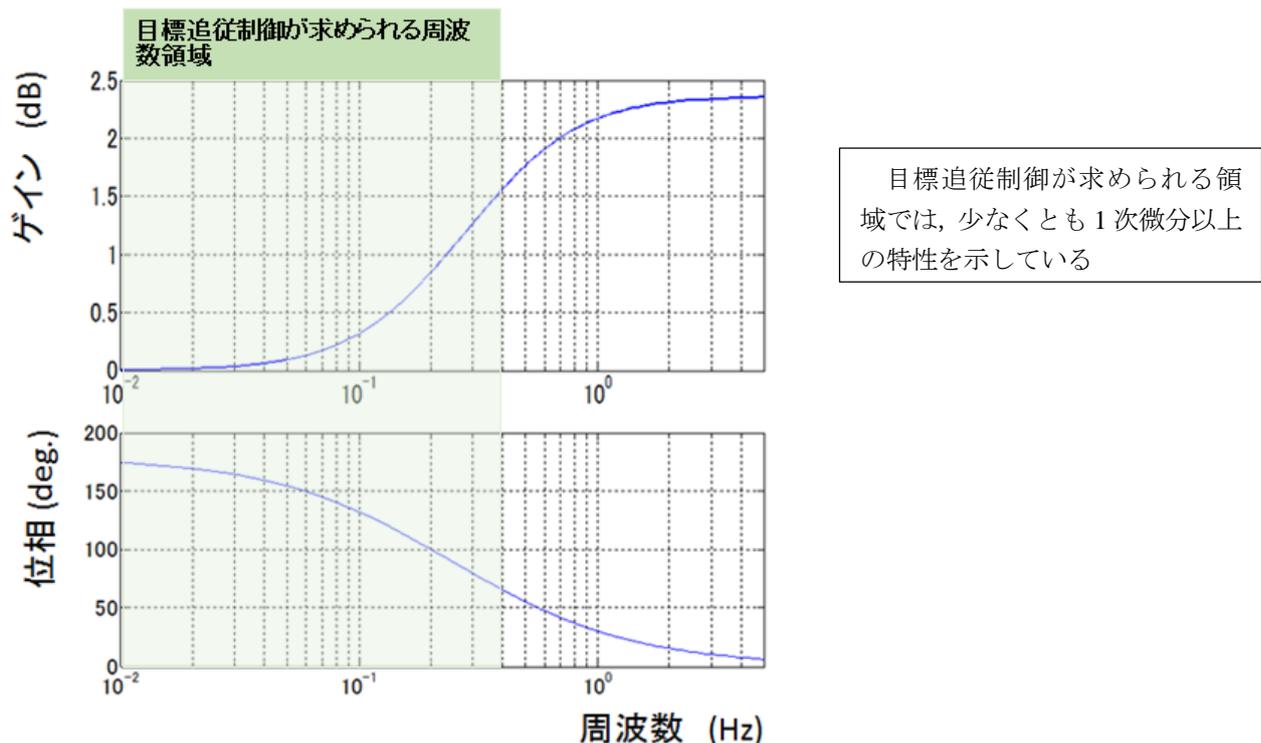


図 3-34 操舵トルクを用いた予測の操舵トルクに対する微分特性

しかし、操舵トルクの一階微分特性については、図 3-35 は全体に操舵角に対する操舵トルクの 1 階微分が変動し変曲点を持つ単調ではない関数になっている。一方、図 3-36 では、操舵角中心付近で変曲点があるものの、戻し側の操舵と切り増し側の操舵でそれぞれ滑らかな単調な関数になっている。運転者がこの関数を車軌道の予測に用いる場合、ヨーレートの関数として認識できると考えられる。この結果、図 3-35 では、運転者はテラ予測の 1 次項でさえ予測を効果的に行うことは困難であるが、図 3-36 では効果的に行えることが予想でき、主観評価で差が生じたものと考ええる。

つぎに、やや急なレーン変更を 2 つの特性に対し行い、車軌跡とヨーレートの挙動を測定し比較したものを図 3-37 に示す。この結果、図 3-35 の特性を用いた(a)では、レーン変更後にヨーレートがオーバーシュートしているが、図 3-36 の特性を用いた(b)では、オーバーシュートは発生していない。この結果、(b)は、(a) に対し赤線で支援した範囲で操舵運転安全目標に対し余裕が生じている。これは、図 3-36 の特性では、運転者に軌道予測が適切に行われたため、目標軌道に対する良好な収束性が得られたものと考ええる。

ところで、レーン変更時に発生するオーバーシュートは、操舵運転安全目標余裕を減らすだけでなく、操舵運転負荷になっていることを Pauwelussen (Pauwelussen and Pauwelussen, 2004) らや Sakai ら(Sakai, et al., 2002)が指摘しており、オーバーシュートの度合いを操舵運転負荷の指標として提案している。この指標から、(b)は、(a)よりも操舵運転負荷が軽減できているといえる。

### B) 操舵トルク情報仮説を用いたインターミディエートシャフトのがたと操舵感の関係考察

次に、ステアリング構成要素のインターミディエートシャフトの回転方向がたの影響を操舵トルク微分して用いて説明することにより、スミス予測器を用いた操舵トルク情報による操舵運転仮説の妥当性を調べた。ステアリング系構成部品であるインターミディエートシャフトが有するバックラッシュは、操舵性能に与える影響が大きいことが知られている。そのため、0.001 度の精度で計測できないレベルまでバックラッシュを管理することもある。主観評価では、このバックラッシュにより、高速直進時の操舵性能のみならず、レーン変更操舵においても車軌との一体感に差が発生すると言われてきた。しかし、その理由は、これまで不明であった。よって、操舵トルクの微分特性との因果性により、この理由解明を試みた。

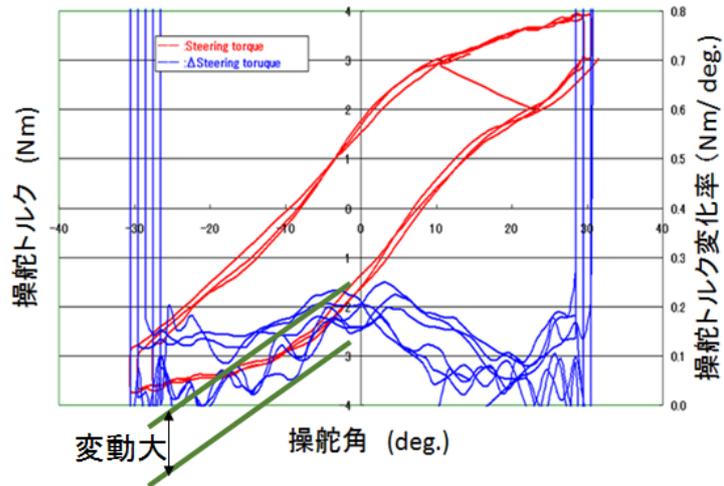


図 3-35 操舵特性 (パワーアシストのみ)

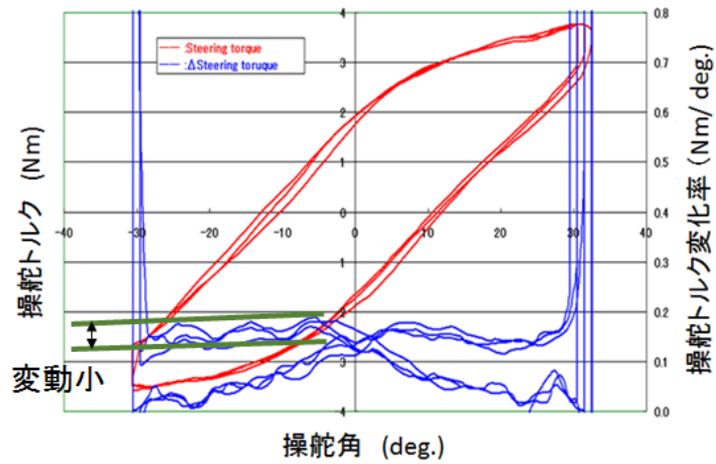
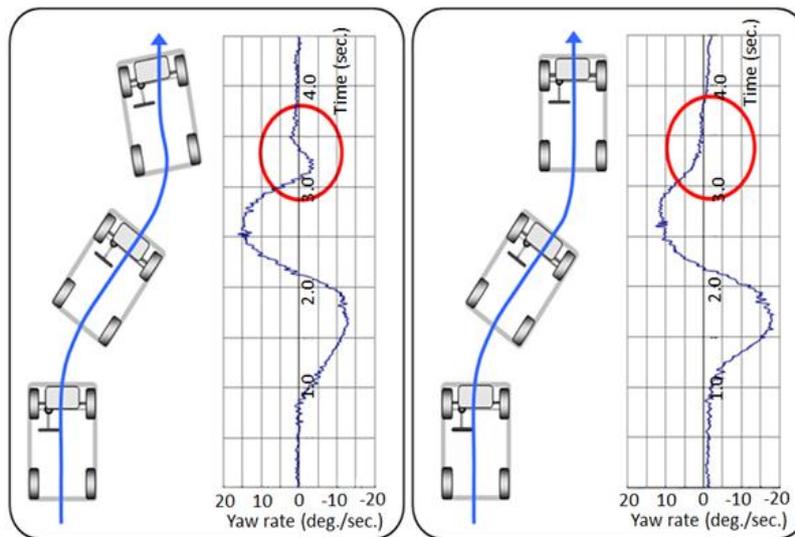


図 3-36 操舵特性 (提案する EPS 機能あり)



(a) EPS 機能による補償なし (b)EPS 機能による補償あり

図 3-37 運転支援機能有り無しによる車輛軌跡比較

検証を行うため、インターミディエートシャフトの回転方向がた 0.06 度のもつと 0.01 度の精度でがたが 0 度のもつを用意し(図 3-38)、同じ車輛に装着し、2つのインターミディエートシャフトの違いによる主観的な操舵感評価を行った。その結果、がたゼロのほうが一体感があるとの評価が得られた。このときの操舵角と操舵トルク、操舵トルクの角度に対する特性とその微分特性を示したのが図 3-39 と図 3-40 である。

がたがあるインターミディエートシャフトのハンドル接線方向相当変位は、0.2mm であり非常に小さい。このため、操舵角に対する操舵トルク特性もほぼ同じ波形のように見える。一方、操舵トルク微分特性波形では操舵トルクがゼロを横切る付近で変曲点が現れていることがわかる。このため、2 階微分を行うとこの変曲点では不連続になる。つまり、関数が不連続になることで 2 次予測が困難になると考えられる。よつて、操舵トルクの微分特性が不連続にならないようにすることが重要であり、不連続性をもたらすバックラッシュはたとえわずかであっても管理する必要性が本仮説により説明できる。

以上より、操舵トルクの 1 階微分特性と操舵感評価および目標軌道とに対する収束性に相関があり、かつ、ミス予測によって因果性が説明できた。よつて、運転者は操舵トルクの微分情報を操舵運転に用いていると考えられることは妥当であろう。操舵トルクによる車輛軌道到達予測を行う場合、定常誤差が発生することからも 1 階微分を行った情報で予測を行っていると考えられる。

上記 2 例から、運転者は、操舵トルクの 1 階微分特性に 0.1Nm/deg.以下のレベルを用いて車輛挙動を予測していると考えられる。したがつて、操舵角の関数で現れる外乱は 0.1Nm/deg.以下に抑えることが望ましいと推定できる。ここまで、線形解析法を用いて運転者特性を明らかにしてきた。その結果、操舵トルクの微分特性と運転者の予測性との相関性を示すことができた。しかし、線形解析の限界も見えてきた。例えば、操舵トルクの 2 回微分を行うと操舵情報とノイズの分離が困難で、定量的な評価が難しい。実際の運転者は、トポロジー的な情報処理を行つて 2 回微分相当の情報を得ていることが予想される。皮膚を通した接触状態の認識は、トポロジー的な情報処理により判断がなされていると言われる(前野他, 1999)。したがつて、更なる運転者特性の解析に対してはトポロジーを用いた解析が必要と考えられる。これについては今後の課題としたい。

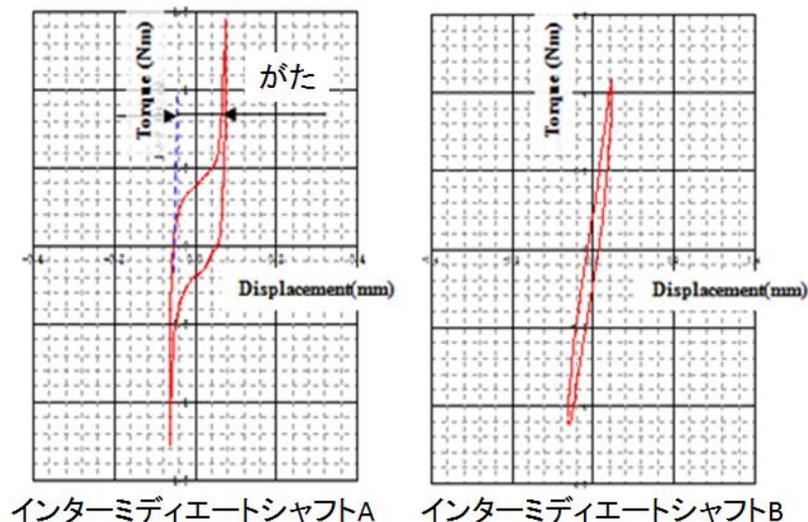
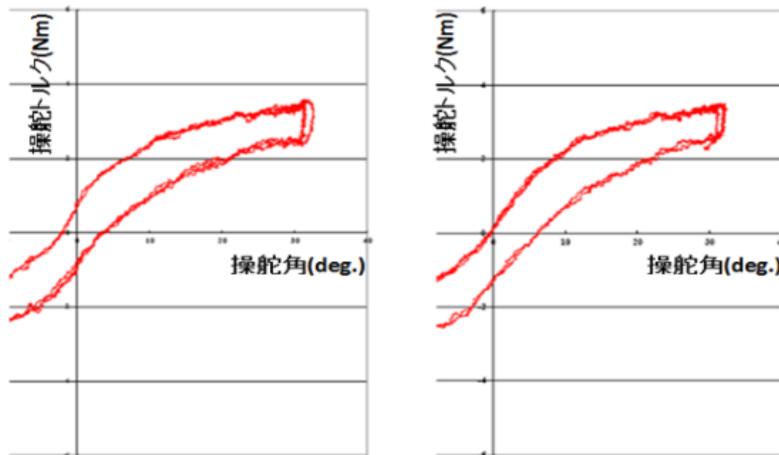


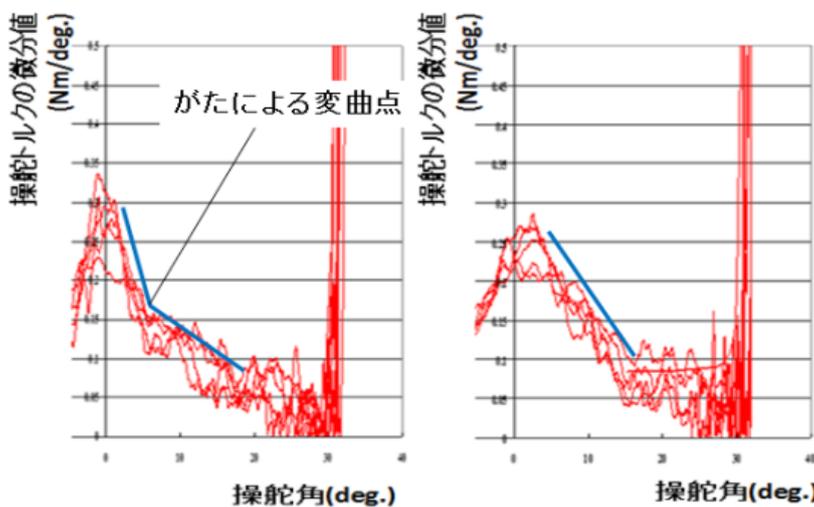
図 3-38 比較に使用したインターミディエートシャフトの剛性線図



インターミディエートシャフトA インターミディエートシャフトB

図 3-39 インターミディエートシャフトのバックラッシュによる操舵トルク特性比較

2つのインターミディエートシャフトによる操舵角と操舵トルク特性には、ほとんど違いが見られない。



インターミディエートシャフトA インターミディエートシャフトB

図 3-40 インターミディエートシャフトのバックラッシュによる操舵トルク微分特性比較

操舵角に対する操舵トルク1階微分では違いがあり、よりリニアな特性を持つBの方が主観的な操舵評価が

### 3.6 手腕の運動制御とのアナロジーから導かれる望ましい運転環境特性の検討課題

本節では、これまでの手腕の運動制御とのアナロジーを用いて解析した結果を用いて、運転者特性以外の操舵運転環境要素である車輻特性、セルフアライニング特性、ステアリング特性および外乱特性に対する要求事項を示す。

図 3-41 は、運転者特性の解析結果を本研究で用いる操舵運転負荷軽減を論じるフレームワークに統合したものである。このフレームワーク図を基に各運転環境要素に対する操舵運転負荷軽減のための要求事項を検討する。尚、以降の章では図 3-41 を操舵運転負荷軽減議論のフレームワークとして用いていく。

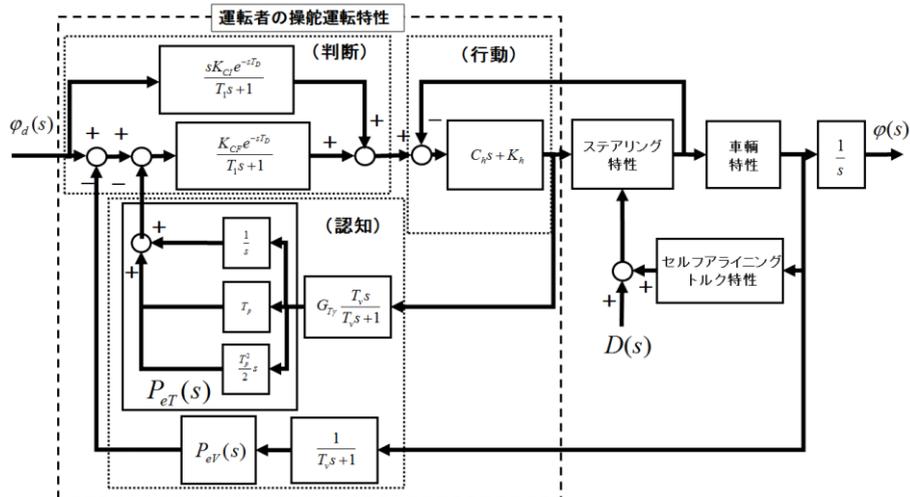


図 3-41 本研究が提案する運転者モデル (図 3-24 の再掲)

### 3.6.1 手腕の運動制御とのアナロジーから導かれる望ましい車輻特性の検討課題

Heißing は、よい操舵運転を達成する第 1 条件として、ニュートラルステア特性あるいは弱アンダーステア特性を有することを挙げている (Heißing and Ersoy, 2011)。さらに Wallentowitz は、図 3-42 に示すようにヨー角の固有振動数とヨーのダンピング係数の関係で示している。図中、一般乗用車のヨー角の減衰係数は、弱アンダーステア特性となる 0.8 を中央値として示している。

図 3-41 で見られるように操舵運転の判断工程では、運転者は車輻特性の内部モデルに基づいて操舵量を決めているとしているため、容易に学習で獲得しやすい特性が操舵運転負荷を軽減する条件になると考えられる。しかし、操舵運転の安全定義の観点から、フリーコントロールで観察される定常的な横変位は少ないほうが好ましく、このため、若干のヨーレートのオーバーシュートがあったほうが良いと考えられる。それを図 3-42 の結果では、述べたものと考えられる。

したがって、運転者から見た車輻のヨーレート減衰率が約 0.8 になるようにステアリング機能で支援することを操舵運転負荷低減のための EPS の要求事項とする。但し、数式を用いた検討では 1 次遅れ特性として近似的に扱う。

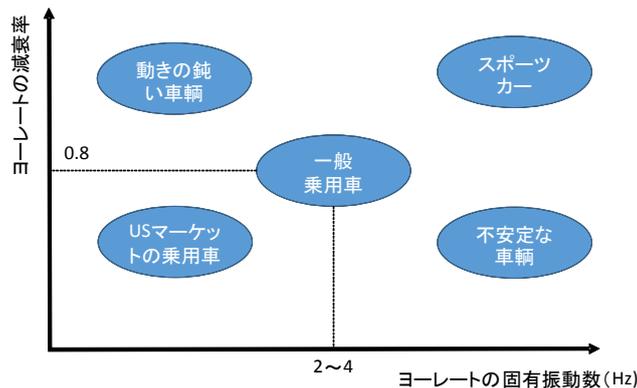


図 3-42 ヨー角の固有振動数とヨー角の減衰係数の関係

### 3.6.2 手腕の運動制御とのアナロジーから導かれる望ましいセルフアライニング特性の検討課題

つぎに、運転者が操舵トルク情報でヨー角度を予測する上で重要なセルフアライニング特性について示す。

この課題は、操舵トルク情報を用いて 2 次予測モデルでヨー角度を予測しやすい特性をヨーレートから操舵トルクまでの伝達特性条件として議論を行い、少なくとも 1 次微分まで連続かつ単調な関数である必要があることをヨーレートの代わりに操舵角を代用特性として用いて明らかにした。

連続かつ単調な関数であるためには、伝達特性は1次であることが望ましい。よって妥当性を示した操舵角に対する操舵トルクの特性が1次の伝達特性なる条件を検討する。検討にあたり、操舵角の代わりに実舵角を、操舵トルクの代わりにセルフアライニングトルクを用いて必要条件の検討を行う。また、前項の車輻特性の結果を前提としてその伝達特性を1次遅れ特性とする。

式 (3-10)、式 (3-11) を用いて実舵角から SAT までの伝達特性を求めると以下の式となる。

$$2Y_f(s) = \frac{1}{l} \left\{ \frac{(ml_r G_\alpha \tau_\gamma + IG_\gamma)s + ml_r G_\alpha}{\tau_\gamma s + 1} \right\} \theta_t(s) \quad (3-19)$$

$$T_{SAT}(s) = 2\xi Y_f = G_{sat} \frac{\tau_{sat}s + 1}{\tau_\gamma s + 1} \theta_t \quad (3-20)$$

$$G_{SAT} = \frac{ml_r G_\alpha}{l} \quad (3-21)$$

$$\tau_{sat} = \tau_\gamma + \frac{IG_\gamma}{ml_r G_\alpha} = \tau_\gamma + \frac{I}{ml_\gamma V} > \tau_\gamma \quad (3-22)$$

$\tau_{sat}$  : セルフアライニングトルク発生時定数 (s)

この結果より、望ましい車輻特性の条件は、セルフアライニングトルク特性を1次の伝達特性にするための必要条件でもあることがわかる。また、式 (3-22) により式 (3-20) は、位相進み特性となることは明らかである。つまり、車輻特性が1次特性で近似できるならば、セルフアライニングトルクには、これから発生する車輻挙動を認知できる情報が含まれていることがわかる。また、式 (3-22) は、車輻質量に対する車輻のヨー慣性モーメントが大きいほど早く位相が進むことを示している。つまり、アンダーステア特性が強くなるほど位相の進みが大きくなることを示している。

この位相特性は、操舵感上適切な範囲があることを Zomotor (Zomotor, 1991) や藤波ら (藤波他, 1995) は示している。操舵トルクから車輻挙動情報を認識していると考えられるならば、適切な範囲があることは理解できる。式(3-22) から位相特性は、車輻の基本諸元により決まるものであるが、EPS 機能を用いて適切な範囲にすることで操舵運転負荷が軽減することを検討する。

以上より、操舵角に対する車輻挙動の伝達特性を1次特性に近似し、その時定数を運転者予測に適した時定数に調整することを操舵運転負荷軽減のための目標とする。

### 3.6.3 手腕の運動制御とのアナロジーから導かれる望ましいステアリング特性の検討課題

2.7.3 項で、ステアリングの摩擦特性が操舵感に大きな影響を及ぼしていることを主観評価結果で示した。このため、ステアリングの摩擦特性が操舵感に与える影響のメカニズムを解析し、望ましいステアリング特性を求めそれを実現する方法を検討する必要がある。

また、ステアリング情報を用いた操舵運転制御には、操舵角情報と操舵トルク情報を入力とする制御があり、操舵場面によりその比重が与えられていることを示した。そして、その比重は、手腕の機械的な特性と手の操舵トルク検出メカニズムに依存し発現していると考えられることを示した。このため、操舵場面に対応する操舵トルクと操舵トルクの変化率の設定が重要であることを示した。よって、操舵場面と運転者の手腕の特性に適した操舵トルク特性を与えるように EPS 機能で補償することが重要と考えられる。

したがって、さらに望ましいステアリング系摩擦特性を解析し求める必要がある。また、操舵場面に適応する操舵トルク特性に関して運転者の身体的操舵運転負荷軽減と操舵トルク情報を用いた車輻挙動予測を考慮し、目標を定める必要がある。

### 3.6.4 手腕の運動制御とのアナロジーから導かれる望ましい外乱感度特性

操舵運転にとって、外乱は操舵運転環境を認識するために必要な情報である。よって、安全に向けた操舵運転行為を阻害することなく、運転者が情報として外乱を認識できるようにすることが重要である。但し、図 3-24 より明らかなように、抑圧する外乱情報と伝達する SAT 情報は、同じ伝達経路で伝達されるため、外乱モデルを用いて SAT 情報と外乱情報を区別し、制御を行う必要がある。

したがって、SAT 情報と外乱情報を区別し、外乱情報を運転者に伝える外乱感度設計法の検討が必要になる。

### 3.7 まとめ

本章では、操舵運転負荷を議論する EPS 機能に対する要求事項を求めるために手腕の運動制御とのアナロジーを用いて運転者の操舵運転特性を仮定し、その意義と効果の妥当性を実車実験によって示した。この結果、以下に示す結果と EPS 機能に対する要求事項を得た。

- (1) 運転者が手腕の運動制御と同様の制御則で操舵運転できるためには、操舵トルクでヨーレートを予測できることが重要である。
- (2) 操舵トルクで操舵運転負荷がかからずにヨーレートを予測するためには、車輛の操舵角に対するヨーレートの伝達特性が 1 次遅れ特性であることが望ましい。
- (3) 操舵トルクで操舵運転負荷がかからずにヨーレートを予測するためには、(1)の条件が満たされることを前提にセルフアライニングトルク伝達の時定数が適切に調整できることが望ましい。
- (4) 操舵トルク情報を伝えながら身体的な負荷を軽減する上でステアリング系の摩擦特性が操舵場面に応じて調整できることが望ましい。
- (5) SAT を伝え、外乱を適度に抑圧するためには、外乱のみを検出し、その感度を調整できる設計方法が必要である。

### 3.8 文献

- 阿部直人, 児島晃, むだ時間・分布定数系の制御, システム制御工学シリーズ 16, コロナ社 (2007)
- Carlo, P., Chapter2 Conceptual Framework and Modelling Architectures, *Modelling Driver Behaviour in Automotive Environments*, Springer (2007).
- Cole, D., *Neuromuscular Dynamics and Steering Feel*, 18th IAVSD Symposium (2003)
- Cole, D., *Steering Feedback Mathematical Simulation of Effects on Driver and Vehicle*, Atz Autotechnology, Vol.8 (2008), pp.2-6
- 藤波宏明, 山本真規, 久岡雄二, 操舵特性とドライバフィーリングの関係について, 自動車技術会学術講演前刷集 951(1995), pp.181-184
- 藤岡健彦, 前方注視ドライバ・平面二輪自動車系の安定性に関する理論的研究, 自動車技術会, 学術講演会前刷集, No.11-07 (2007), pp.29-34
- Godthelp, J., *Precognitive control: open- and close-loop steering in a lane-change manoeuvre*, *Ergonomics*, Vol.28, No.10 (1985), pp.1419-1438
- Hang, C., C., *Smith Predictor and Its Modifications*, *Control Systems, Robotics and Automation*, Vol.2 (2009), p.110
- Harrer, M. and Pfeffer, P., *Steering Handbook*, Springer (2015). Hess, R., Modjtahedzadeh, A., *Control Theoretic Model of Driver Steering Behavior*, *IEEE Control Systems Magazine* (1990), pp.3-8.
- Heißing, B. and Ersoy, M., *Chassis Handbook: Fundamentals, Driving dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives*, ATZ (2011), p.192
- 家田仁, 道路の設計と交通安全, それは足からはじまった モビリティの科学, 技報堂出版 (2000), pp.299-301
- 池浦良淳, 星野広行, 横井大介, 兼原洋治, 星野光弘, 水谷一樹, 澤井秀樹, 腕のインピーダンスに基づく操舵感の評価方法について, 自動車技術会論文集, Vol.37, No.4 (2006), pp.33-38.
- 今泉寛, 感覚運動学習から高次脳機能へ: 「回転マウス」を使った行動実験・脳機能計測実験 (<特集>運動学習), *Journal of the Society of Biomechanisms* 25(4) (2001), pp.152-160.

- 伊藤宏司, 身体知システム論, 共立出版, (2005), pp.110-130, pp.17-26.
- 韓鉉庸, 入口克己, 川村貞夫, 人間の手指組織の剛性解析と人工指との比較, 日本ロボット学会誌, 17 巻 8 号 (1999), pp.1141-1148
- 笠原民良, 宇野高明, 村田誠, 4 ステアリング系と車輻運動性能, 自動車の運動性能向上技術 (普及版, 朝倉書店(2008), p.68
- Keen, S., Cole, D., Steering control using model predictive control and multiple internal models, The 8th International Symposium on Advanced Vehicle Control,(2006), AVIC060095
- 近藤政市, 基礎自動車工学後期編, 養賢堂 (1967).
- 川人光男, 小脳に学習で獲得される内部モデル, 脳の計算機構: ボトムアップ・トップダウンのダイナミクス, 朝倉書店 (2005), pp.54-74
- 黒澤元治, 新ドライビング・メカニズム, 主婦と生活社 (2013)
- Land, M., Eye movement and the control of action in everyday life, Progress in Retinal and Eye research, 25 (2006), p.296-324.
- Limpibuntern, T., Fujioka, T., Bilateral Driver Model for Steer-by-Wire Controller Design, The Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks (2004), pp.381-390
- Macadam, C., C., Understanding and Modeling the Human Driver, Vehicle System Dynamics, Vol.40,Nos.1-3 (2003), pp.101-134.
- 前野隆司, 小林一三, 河合隆志, 平野雄一, 曲面上弾性体の内部ひずみ分布検出に基づく把握力制御法, 日本機械学会論文集 (C 編), 64 巻, 620 号 (1999), p.1258-1265
- 前野隆司, 触覚デザイン講座 講習会資料, サイエンス&テクノロジー株式会社 (2012)
- McRUER, D., Allen, R., W., Weir, D., H., Klein, R., H., New Results in Driver Steering Control Models, Human Factor (1977), pp.381-397
- Miall, R., C., Weir, D., J., Wolpert, D., M., Stein, J., F., Is the cerebellum a Smith Predictor?, Journal of Motor Behavior, Vol.25, No.3 (1993), pp.203-216
- Miall, R.,C., Wolpert, D., M., Forward Model for Physiological Motor Control, Neural Network, Vol.9,No.8 ( 1996),pp.1265-1279
- Modjtahedzadeh, A., Hess, R., A Model of Driver Steering Control Behavior for Use in Assessing Vehicle Handling Qualities, Transaction of the ASME, Vol.115 (1993), pp.456-464
- 中沢信明, 池浦良淳, 猪岡光, 人間の指先のせん断方向粘弾性特性, 日本機械学会論文集(C 編), 64 巻 624 号(1998), p.3076 - 3082
- 西原修, 熊本博光, ドライバによる操縦動作のモデル化と車輻軌跡曲率, 日本機械学会, [No.02-9] Dynamics and Design Conference,No.408 (2002).
- 小野英一, 福井勝彦, 佐藤伸介, 甲斐田幸佐, 操舵装置, 特許 5291640 号 (2013)
- Pauwelussen, J., P., Pauwelussen, J., J., A., Exploration of Steering Wheel Angle Based Workload Measures in Relationship to Steering Feel Evaluation, AVIC (2004), pp.427-432
- Pick, A., Cole, D., Neuromuscular dynamics and the vehicle steering task, The Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks, Vehicle System Dynamics, Vol.41 (2003), pp.182-191
- 酒井英樹, フォースコントロール下の操舵系と車体系の運動特性の数値的研究, 自動車技術会論文集, Vol.44, No.3 (2013), pp.843-850
- Sakai, K., Shimizu, Y., Improvement in Control Performance of Driver Vehicle System with EPS using Cables to Connect the Steering Wheel and Gear Box, AVIC 2002.
- Sentouh, C., Chevrel, P., Mars, F., Claveau, F., A Human -Centred Approach of Steering Control Modeling, 21st IAVSD Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks (2009).
- 清水康夫, 河合俊岳, 杠順司, 滝本繁規, ギア比が車速と操舵角の関数として変化するステアリングシステムの研究, HONDA R&D Technical Review, Vol.11,No.1 (1999), pp.107-118.

- Smagt, P., Hirzinger, G., The cerebellum as computed torque model, Fourth International Conference on Knowledge-Based Intelligent Engineering System & Applied Technologies, IEEE (2000), pp.760-763
- 田中良幸, 神田竜馬, 武田雄策, 山田直樹, 福庭一志, 正守一郎, 辻敏夫, 計測自動制御学会論文集, Vol.42, No.12 (2006), pp.1353-1359.
- Ungoren, A.,Y., Peng, H., An Adaptive Lateral Preview Driver Model, Vehicle System Dynamics, Vol.43, No.4 (2005), pp.245-260
- Wolpert, R., Miall, R., Kawato, M.: Internal model in the cerebellum, Trend in Cognitive Sciences, Vol.2, No.9, September, 1998, pp.338-347
- Wolpert, D., M., Miall, R., C., Kawato, M., Internal models in the cerebellum, Trends in Cognitive Science, Vol.2, No.9 (1998)
- 山下秀也, 村田重雄, 乗松尚樹, 小野恒男, ステアリング操舵感の評価方法について, 自動車技術, Vol.45, No.2 (1991), p.83-86
- Zomotor, A., Fahwerktechnik: Fahrverhalten, Vogel (1991), p.301

## 第4章 操舵運転負荷に対する車輻系の影響と EPS を用いた補償

### 4.1 本章の目的と構成

本章では、操舵特性に対する車輻特性の影響を明らかにし、操舵運転負荷を軽減する EPS 機能を提案することを目的とする。

一般的な道路を普通に操舵運転している状態（以下、通常操舵運転）での操舵運転負荷軽減は、その効果は、間接的ではあるが、事故回避技術とともに交通安全上の重要な技術として位置づけられている(MLIT, 2006)。操舵運転負荷軽減に関する研究は、大別すると操舵行動に伴う身体的負荷を軽減できるパワーアシスト特性、操舵制御しやすい車輻特性、車輻挙動を操舵情報で把握しやすい特性の三つの特性（以下、総称し操舵特性）で、それぞれ目標特性と実現手段が議論されてきた。

一つ目の操舵運転の身体的負荷軽減については、大多数の乗用車では EPS がすでにその役割を果たしている。

二つ目の操舵制御しやすい車輻特性については、実舵角を入力とし車輻挙動を出力とする伝達特性の極である特性方程式の安定性に基づいた議論がなされており、良い操舵特性を得る条件として 1 に近い減衰率と固有周波数範囲を示したのものや(HeiBing and Ersoy, 2011) 1 次遅れ特性に近似し、その時定数範囲を示した研究があり(藤波他, 1995)、いずれも単純な特性と適切な応答性が示されている。第 3 章では、適切な時定数を持つ 1 次遅れ特性とすることで手腕の運動制御と同じ制御則で操舵運転制御が行えることを示した。

これらの実現手段として、SBW(藤波他, 1995)や 4WS(古川, 2008)を用いてタイヤとハンドルが機械的に結合されていることの拘束を回避した上で、状態フィードバックを用いた車輻特性補償や規範モデルに制御を用いた補償が議論され、これまで EPS については、ヨーレート減衰率改善(清水, 1992)に留まってきた。

三つ目の車輻挙動を操舵情報で把握する特性については、主に操舵トルクと車輻挙動であるヨーレートや横加速度の関係をリサージュ波形で表し、その形状と主観的な操舵感評価との相関性で議論がなされてきた(山下, 1991)、(佐藤, 1990)。第 3 章では、適切な時定数を持つ 1 次位相進み特性とすることで、操舵トルク情報を用いて車輻挙動が予測しやすくなることを示した。同時に、この操舵トルク情報の重要性は操舵場面によって変化することも第 3 章で示した。しかし、これまで操舵運転場面と操舵トルク情報の重要性を論じた例(van Ende et al., 2015)は少ない。

実現手段では、車輻挙動と操舵トルクの伝達特性に車輻特性の特性方程式が含まれない(皆川, 2013)ため、車輻挙動が安定であっても運転者が操舵トルク情報で車輻挙動を把握しにくいという課題が予想され、これを示唆した研究も行われている(久代, 山本, 2006)、(山田他, 2013)。

以上のことから、本章では、①EPS によって身体的負荷軽減が調整されていることを前提に、②操舵制御しやすい車輻特性と③操舵トルク情報で車輻挙動を把握しやすい特性(以下、操舵トルク特性)を EPS を用いて実現する方法について明らかにする。具体的には、

- (1) 通常操舵運転では、操舵トルク情報が重要であることを市販車の操舵トルク特性調整実績に基づいて明らかにし、車輻挙動と操舵トルクのリサージュ波形を利用し、操舵特性について検討する。
- (2) 操舵特性を再現できるシミュレーションモデルを作成し、その妥当性を明らかにする。
- (3) EPS 機能を用いて車輻諸元の影響を補償し、リサージュ波形を運転者が操舵制御しやすい単純な特性にする方法を提案し、その上で運転者に適合し車輻挙動を把握しやすい応答特性にする補償方法を提案する。
- (4) 最後に提案する EPS 機能による上記の操舵運転負荷軽減効果を実車輻でのレーン変更運転によって示す。

以下は、本章の構成である。

第 2 節で、通常操舵運転を対象にした操舵特性とその評価方法を示す。

第 3 節で、操舵トルク特性に対する車輻特性の影響を考察する。

第 4 節で、EPS 機能を用いた車輻特性の操舵特性に対する影響補償を論じる。

第 5 節で、外乱オブザーバを用いた SAT 推定とそれを用いた SAT 特性補償方法を論じる。

第 6 節で、EPS 機能を用いた補償制御の効果を実車輻実験で示す。

第 7 節で、本章のまとめを行う。

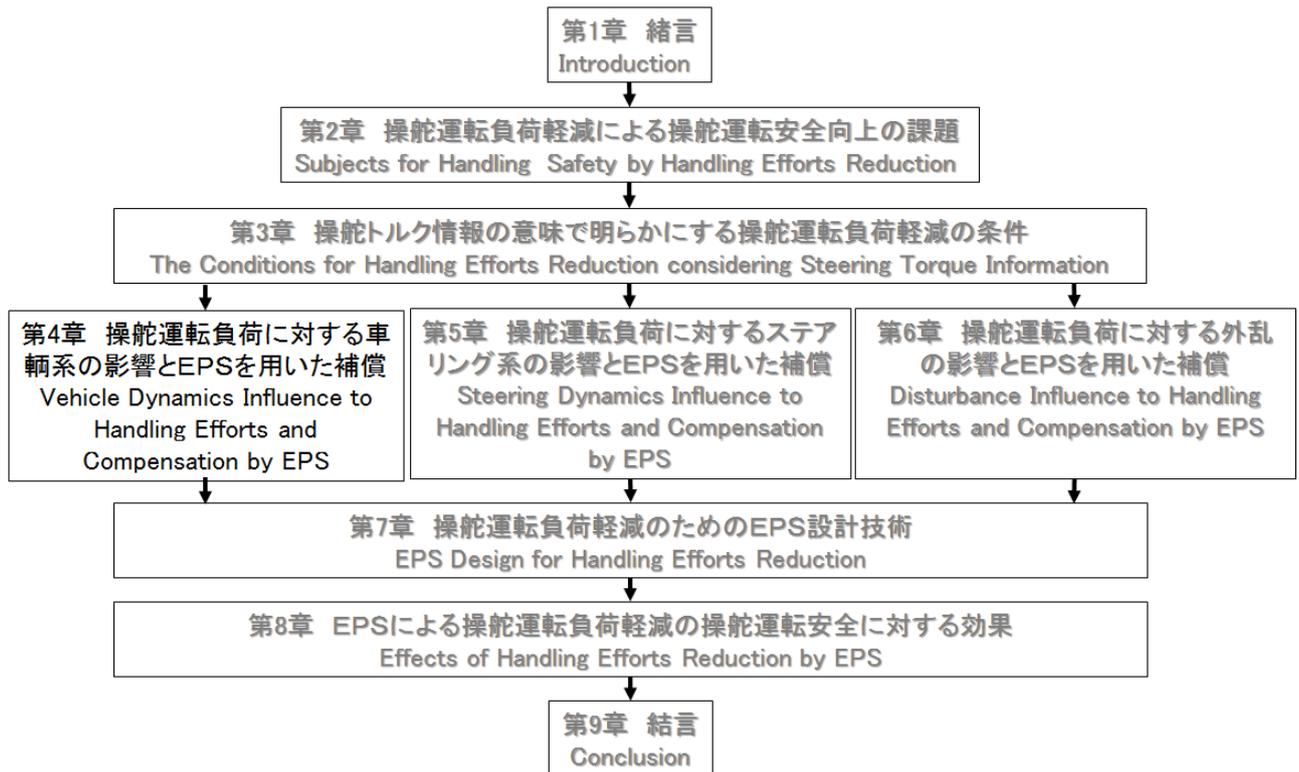


図 4-1 本章の位置づけ

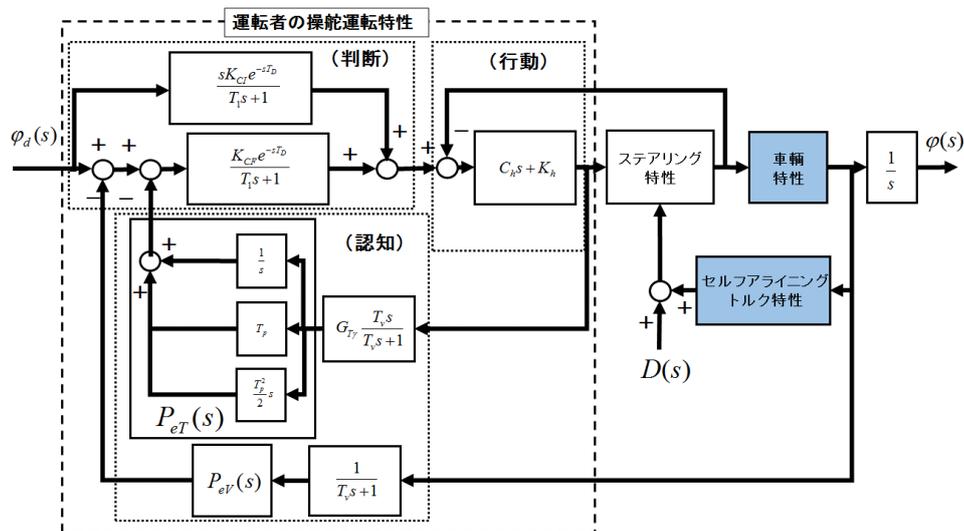


図 4-2 操舵運転環境における本章の対象

## 4.2 通常操舵運転を対象にした操舵特性場面と評価方法

図 4-3 に市販車の一般的な操舵トルク特性の測定例を示す。本研究では、ヨーレートの大きさによって図 4-3 に示す三つの領域、すなわち、①オンセンター領域、②オフセンター領域、および③オフセンター領域の外側の領域に分けて操舵特性を検討した。表 4-1 は、①から③の代表的な操舵場面と一般的な操舵力特性の代表値とを示したものである。なお、ヨーレートは、図 4-3 で用いた操舵入力に対する値を示している。

このうち、③オフセンター領域の外側の領域は、パワーアシスト量を上げる調整がなされた結果、ヨーレートに対する操舵トルク感が低下し、視覚情報や操舵角情報に対する操舵トルク情報の相対的な重要性が低くなっている。そこで、本章の検討対象は、操舵トルク情報が通常操舵運転に重要な役割を果たす①オンセンター領域

と②オフセンター領域とすることにした。そのため、本研究では、ヨーレートに対するリサージュ波形を 0.3 Hz, 0.5 Hz で測定し評価することとした。

また、操舵トルク特性は、再現性があり、かつヨーレートが理解しやすい単純な関数であることが望ましいと考え、本研究では、操舵周波数 0.5 Hz 以下では、運転者特性に適合する時定数をもつ 1 次伝達特性で近似できることを操舵トルク特性目標とした。これは、運転者が操舵トルクを感じた後に予期したタイミングで予期した量のヨーレートを発生することを意味するため、目標として妥当であると考え。

リサージュ波形の関数形状の周波数およびヨーレート振幅に対する再現性は、スイープサイン波上の操舵角を入力し、操舵トルク特性のリサージュ波形を計測して評価する。また、車輻特性については、操舵角に対するヨーレート伝達特性（以下、ヨーレート伝達特性）の減衰特性を測定し評価する。

表 4-1 操舵場面での領域区分

Handling characteristic region	Driving condition	Steering torque $T_{tor}$ range(Nm)	Yaw rate $\gamma$ range (deg/s)
On center ①	Straight ahead	$-2.0 \leq T_{tor} \leq 2.0$	$-1.0 \leq \gamma \leq 1.0$
Off center ②	Slow curve	$2.0 < T_{tor} \leq 3.5$ $-2.0 > T_{tor} \geq -3.5$	$1.0 < \gamma \leq 15$ $-1.0 > \gamma \geq -15$
Outside of off-center ③	Rapid curve	$T_{tor} > 3.5$ $T_{tor} < -3.5$	$\gamma > 15$ $\gamma < -15$

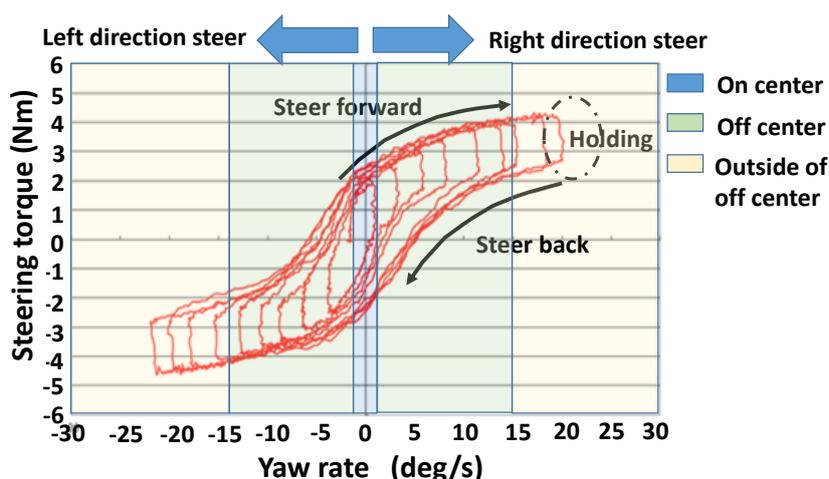


図 4-3 Measured examples of steering characteristics

### 4.3 車輻特性の操舵トルク特性に対する影響

#### 4.3.1 リサージュ波形と車速及びヨーレートの関係

本検討では、第 2 章で示したシミュレーションモデル(図 4-4)を用いてヨーレートに対する操舵トルクリサージュ波形を再現し評価を行う。図 4-5、図 4-6 に示した車速 80 km/h では、操舵周波数 0.3 Hz に対し 0.5 Hz ではヨーレートが零付近のヒステリシス幅が増加している。そして、その大きさはヨーレート振幅に応じて更に増加している。この結果、ヨーレート振幅増加にともないオフセンター領域内である  $\pm 10$  deg/s の範囲でのヨーレートに対する操舵トルクゲインが低下しているのがわかる。この結果、操舵トルクでヨーレートが把握しにくくなっていると考えられる。

図 4-7 に車速 120 km/h でのシミュレーション結果を示す。120 km/h では、80 km/h に比べて、ヨーレート零付近のヒステリシス幅が狭くなっており、また、ヨーレート振幅と操舵周波数の増加に応じてヒステリシス幅が更に狭くなることがわかる。このように高速になるとヒステリシス幅が小さくなり、頼りない操舵感になることは

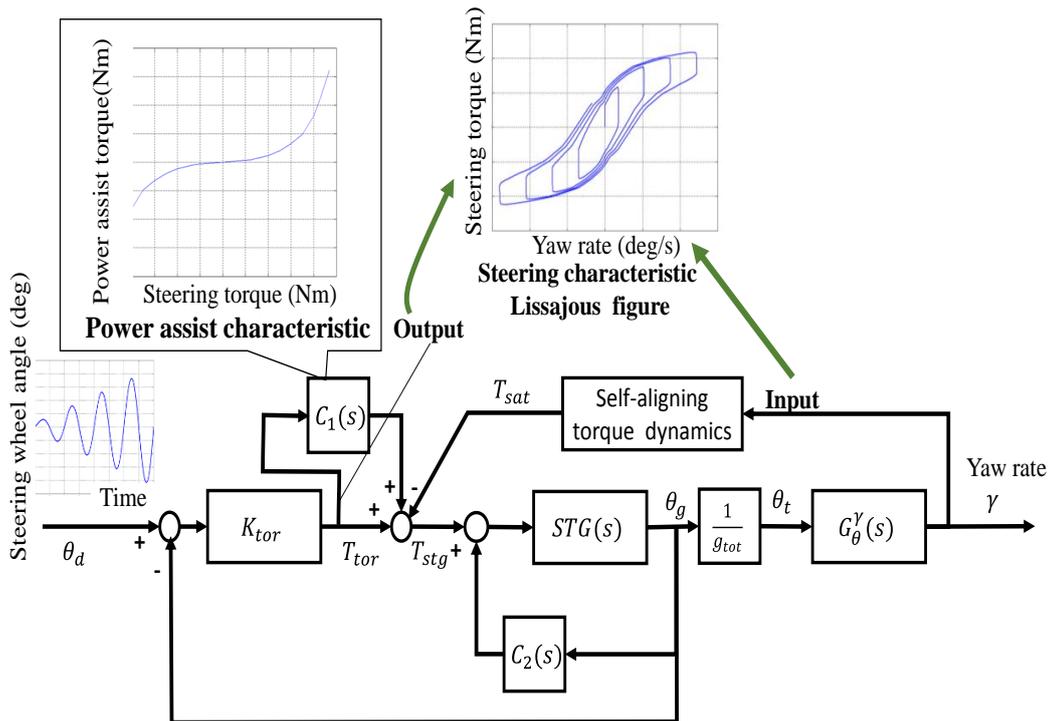


図 4-4 Simulation model

よく知られる現象(山本, 2008)である。なぜなら、ヨーレートに対する操舵トルクの位相特性が遅れることにより、運転者の操舵トルクでのヨーレート把握が困難になるためであると考えられる。また、このときの特性方程式の減衰率は、後述する式(4-5)から求めると約 0.7 であり安定といえる範疇にある。つまり、次の i) ii) の現象が起きると車輻特性は安定であっても、運転者が感じる安定感が特にオフセンター領域で失われる場合があることがわかる。

- i) ヨーレート振幅または操舵周波数に対し、ヒステリシス幅が変化する。
- ii) 車速に応じてヨーレート零付近のヒステリシス幅が狭くなる。

したがって、操舵トルク特性関数の再現性や単純さを損なわず、操舵トルク情報でのヨーレート認知を容易にし、かつ高速走行で安定感を損なわないために、次に上記の i), ii) の要因を、次節においてオフセンター領域を対象に平面二輪モデルに基づく線形解析で明らかにする。

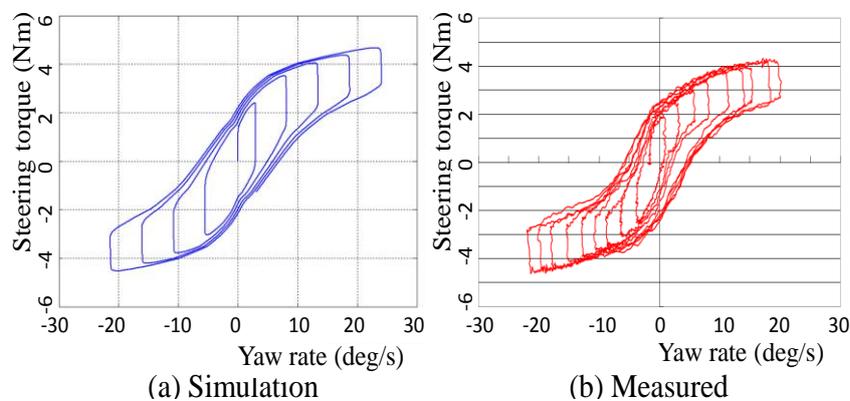


図 4-5 Steering torque characteristic (0.3Hz 80km/h)

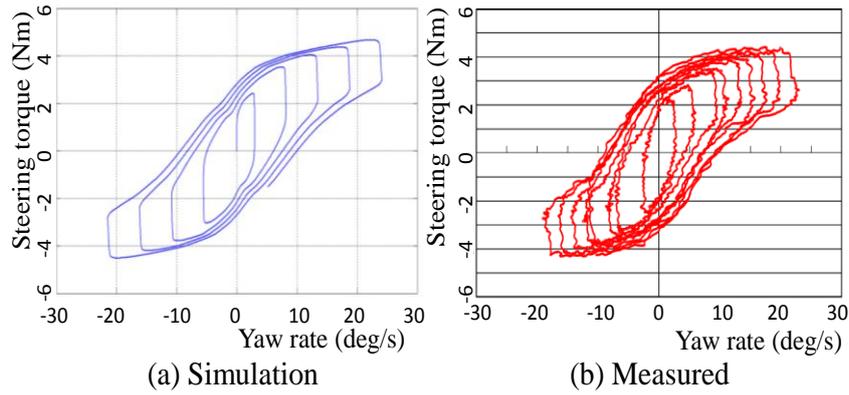


図 4-6 Steering torque characteristic (0.5Hz 80km/h)

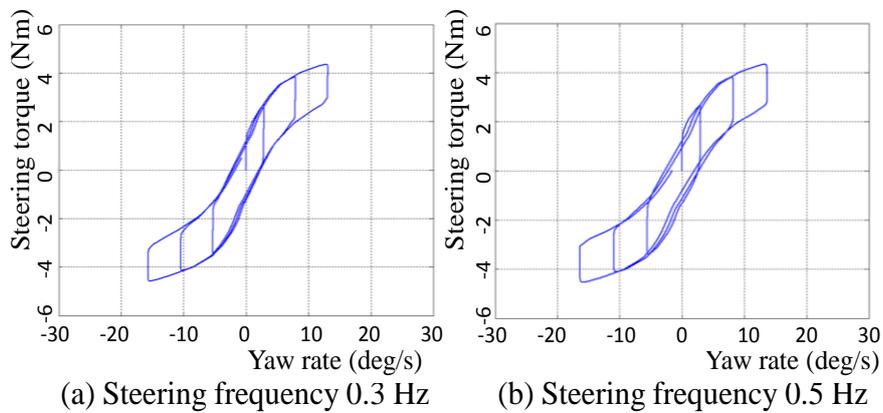


図 4-7 Steering torque characteristic (120 km/h)

### 4.3.2 線形解析による操舵トルク特性への影響要因の解析

ここでは、議論を単純化するためにステアリングの動特性を無視し、操舵トルクの代用特性としてセルフアライニングトルク(以下、SAT)を用いる。

まず、平面二輪モデルを用いて、ヨーレートに対する SAT の伝達関数を求める。平面二輪モデル基礎式である式(4-1)から式(4-8)は、第 2 章で示したものである。

$$\frac{\alpha(s)}{\theta_i(s)} = VG_{\theta}^{\gamma}(0) \frac{1 + \frac{l_r}{V}s + \frac{I}{2lKr}s^2}{1 + \frac{2\zeta_n s}{\omega_n} + \frac{s^2}{\omega_n^2}} \quad (4-1)$$

$$\frac{\gamma(s)}{\theta_i(s)} = G_{\theta}^{\gamma}(0) \frac{1 + T_{yy}s}{1 + \frac{2\zeta_n s}{\omega_n} + \frac{s^2}{\omega_n^2}} \quad (4-2)$$

ただし、

$$T_{yy} = \frac{ml_f V}{2lK_r} = C_r V \quad (4-3)$$

$$\omega_n = \frac{1}{\tau_n} = \frac{2l}{V} \sqrt{\frac{K_f K_r}{mI}} \sqrt{1 + KV^2} \quad (4-4)$$

ヨーレート減衰率は、

$$\zeta_n = \frac{1}{\omega_n} \left( \frac{K_f + K_r}{mV} + \frac{K_f l_f^2 + K l_r^2}{IV} \right) = \frac{m(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r) + I(K_f + K_r)}{2l \sqrt{mIK_f K_r (1 + KV^2)}} \quad (4-5)$$

さらに第2章で示したように横方向とヨー方向の運動方程式は、近似的に式(4-6)、式(4-7)で表され、SATは、前軸タイヤ横力にトレールを乗じたキングピン回りのモーメントで、式(4-8)で表される。

$$m\alpha(s) = 2Y_f(s) + 2Y_r(s) \quad (4-6)$$

$$I\dot{\gamma}(s) = 2l_f Y_f(s) - 2l_r Y_r(s) \quad (4-7)$$

$$T_{sat}(s) = 2\xi Y_f(s) = \xi \frac{ml_r \alpha(s) + I\dot{\gamma}(s)}{l} \quad (4-8)$$

以上から、式(4-8)に式(4-1)、式(4-2)を代入し、ヨーレートに対するSAT伝達式を導くと、

$$\begin{aligned} \frac{T_{sat}(s)}{\gamma(s)} &= \xi \frac{2Y_f(s)}{\theta_i(s)} \frac{\theta_i(s)}{\gamma(s)} \\ &= \xi \frac{\frac{mVI}{2K_r} s^2 + (ml_r^2 + I)s + mVl_r}{l(C_r Vs + 1)(T_1 s + 1)} \end{aligned} \quad (4-9)$$

式(4-9)の零の固有周波数、零の減衰率および極の固有周波数は、それぞれ式(4-10)、式(4-11)および式(4-12)で表せる。

$$\omega_{zn} = \sqrt{\frac{2K_r l_r}{I}} = \sqrt{\frac{ml_r l_f}{IlC_r}} \quad (4-10)$$

$$\zeta_z = \frac{mK_r l_r^2 + K_r I}{mIV} \quad (4-11)$$

$$\omega_{pn} = \frac{1}{C_r V} \quad (4-12)$$

なお、式(4-9)で用いている $T_1$ は式(4-9)をプロパーな伝達関数で表すためのものであり、10 Hzに相当する値を与えている。

ここで、式(4-9)をボード線図で表すと図4-8のようになる。図によると操舵周波数0.5 Hz以下の領域では、車速の増加に応じてヨーレートに対するSATゲインが増加し、位相進み量が少なくなっているのがわかる。また、車速120 km/hでは、0.1~1 Hz間で位相遅れ特性を示しており、結果として、図4-7で観察されたヨーレート振幅と操舵周波数に応じてヒステリシス幅が狭くなる現象が生じていると考えられる。

この位相遅れ特性は、式(4-12)の極の固有周波数が式(4-10)の零の固有周波数より低くなった結果として生じたものである。なぜなら、式(4-9)の速度による位相進み量減少は、式(4-11)の速度に応じた零点減衰率低下でも起きるが、それが、位相遅れ特性につながることはないからである。

式(4-10)は車輛諸元で求まる定数で、後軸コーナリングコンプライアンス $C_r$ が小さいほど周波数が高くなる。式(4-12)は $C_r$ の逆数を係数とする車速の逆関数となっており、速度の増加に伴い固有周波数が低下し、 $C_r$ が大きいほど、低い車速で $\omega_{zn}$ より低い周波数になり、式(4-9)が部分的に位相遅れ特性になることを示している。つまり、式(4-5)が示す安定性が確保されていても、ヒステリシス幅が車速に応じて狭くなり、前述の i), ii) の状態になるこ

とを示している。この結果、実用車速帯域で式(4-13)を満たす必要があり、このための $C_r$ の条件は、式(4-14)を満足するように十分に小さいことが必要になる。この例での式(4-14)を満たす上限車速は、101 km/hである。

$$\omega_{pn}(V) < \omega_{zn} \quad (4-13)$$

$$C_r < \frac{l}{ml_r l_f} \frac{I}{V^2} \quad (4-14)$$

### 4.3.3 操舵トルク特性が1次伝達関数で近似できる条件

操舵トルク特性の目標は、第2章で述べたように、運転者特性に適合した1次遅れ特性である。そのため、前節では操舵トルク特性に対する車輻特性の影響を明らかにした。そこで本節では、車輻特性がニュートラルステア特性であるとの仮定の基、操舵トルク特性が近似1次伝達関数になる車輻諸元の条件を明らかにする。

ニュートラルステア特性を式(4-5)で表すヨーレート減衰率が速度に依存せず1になる特性とし、 $C_r$ が小さく実用車速で式(4-15)が成り立つ場合には、操舵周波数 0.5 Hz 以下の範囲で実舵角に対するヨーレートの伝達特性が式(4-16)で表す1次遅れ式で近似できるものとする。なお、式(4-15)が成立しない場合は、式(4-16)は位相進み特性になるため好ましくない。

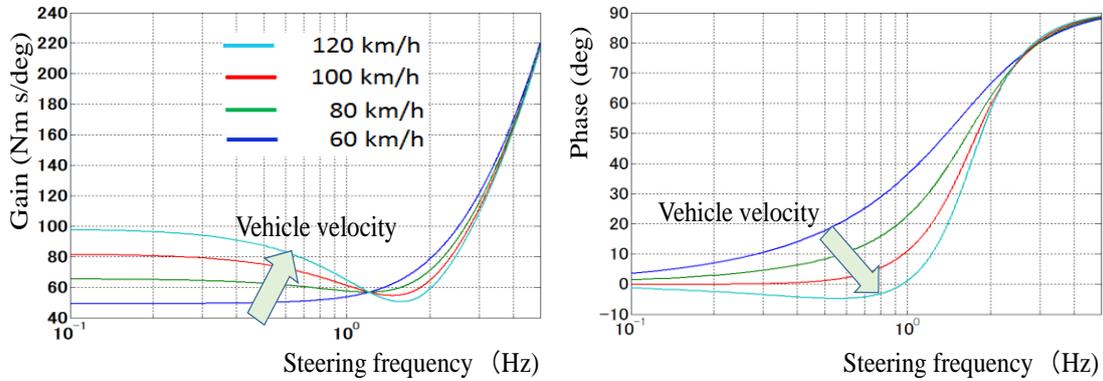


図 4-8 Bode plot of self-aligning torque transfer function

$$\omega_n \leq \omega_{pn} = \frac{1}{C_r V} < \omega_{zn} \quad (4-15)$$

$$\frac{\gamma(s)}{\theta_t(s)} \approx \frac{G_\theta^\gamma(0)}{\tau_r s + 1} \quad (4-16)$$

また、実舵角に対する横加速度の伝達特性は、同様に式(4-17)で示す1次位相特性に近似できるものとする。

$$\frac{\alpha(s)}{\theta_t(s)} \approx V G_\theta^\gamma(0) \frac{\tau_\alpha s + 1}{\tau_r s + 1} \quad (4-17)$$

この仮定でのヨーレートに対するSATの伝達関数は、式(4-8)に式(4-16)、式(4-17)を代入し、式(4-18)で表され、目標とする単純な一次特性式となることわかる。

$$\frac{T_{sat}(s)}{\gamma(s)} \approx \xi \frac{2Y_f(s)}{\theta_t(s)} \frac{\theta_t(s)}{\gamma(s)} = \xi \frac{mVl_r}{l} \frac{\tau_{sat}s + 1}{\tau_1 s + 1} \quad (4-18)$$

ただし、

$$\tau_{sat} = \tau_a + \frac{I}{ml_r V} \quad (4-19)$$

この結果、式(4-19)で示す時定数を第2章で述べた運転者特性に適合するように設定することで目標操舵トルク特性が実現できると考えられる。

以上から、目標操舵トルク特性を車輛特性のみで実現するためには、 $C_r$ が十分に小さく、ニュートラルステア特性でヨーレート減衰率が1に近い特性をもつことが必要条件であることがわかる。アンダーステア特性の場合は、ヨーレート減衰率が式(4-5)で表す車速の関数であるため、式(4-16)を満たす車速が制限されるからである。

$$K = -\frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f K_r} = \frac{C_f - C_r}{l} \quad (4-20)$$

また、式(4-20)にスタビリティファクタ $K$ を $C_r$ の関数で表すが、 $C_r$ を小さく設定すると $K$ が大きくなりアンダーステア特性が更に強まる。このため $C_f$ を小さくすると、一般の乗用車ではシミやブレーキジャダに対し敏感になるという問題が生じる。つまり、アンダーステア特性を有する一般の乗用車では、車輛諸元の調整で望ましい操舵トルク特性を得ることが困難であることを示している。したがって、この場合はステアリング機能を用いて操舵角から見た $C_r$ と $K$ の操舵トルク特性に対する影響を補償することが効果的であると考えられる。そこで、次節では、EPS機能を用いて式(4-16)、式(4-18)の成立条件を導く。

#### 4.4 EPS機能を用いた車輛特性の操舵特性に対する影響補償

##### 4.4.1 EPS機能を用いた補正課題

アンダーステア特性を有する車輛であっても操舵角からヨーレートまでの伝達特性ならば、トーションバーのコンプライアンスの範囲で1次遅れ特性に近似できる可能性がある。まず、式(4-16)を満たす条件を検討し、その条件が式(4-17)に対しても効果があることを示す。式(4-16)の特性にするためには、次の三つの補正が必要になる。

- ① 操舵角からヨーレートまでのヨーレート減衰率を約1に補正
- ② タイヤとハンドルの機械的拘束条件下で操舵角からヨーレートまでの伝達関数をできるだけ1次遅れ特性にするべく零点を極零相殺するように補正
- ③ 操舵トルク特性応答を運転者特性に適応する時定数に補正

次に、①から③をEPS機能によって達成する方法を述べる。

##### 4.4.2 ヨーレート減衰率の改善

アンダーステア車輛特性を前提に式(4-5)のヨーレート減衰率を調整することは、図4-9(a)に示すヨーレートを検出し実舵角に帰還する状態フィードバック制御により達成できる。この制御をEPS機能により実現するには、図4-9(a)をEPS制御による図4-9(b)に等価変換する $C_2(s)$ を求めるとして解ける(遠藤, 2006)。

ヨーレート減衰率を与える制御器は、式(4-21)で与えられ、式(4-22)に示すようにフィードバックゲイン $K_d$ に相当する減衰率が付加されるので、式(4-23)が成立する $K_d$ を定める。

$$C_r^\theta(s) = \frac{1}{G_\theta^\gamma(0)} \frac{\tau_n K_d s}{C_r V s + 1} \quad (4-21)$$

$$\gamma(s) = G_\theta^\gamma(0) \frac{1}{K_{STG} g_{tot}} \frac{C_r V s + 1}{\tau_n^2 s^2 + \tau_n (2\zeta_n + K_d) s + 1} T_{STG}(s) \quad (4-22)$$

$$\approx G_\theta^\gamma(0) \frac{1}{K_{STG} g_{tot}} \frac{C_r V s + 1}{(\tau_n s + 1)^2} T_{STG}(s) \propto G_\theta^\gamma(0) \frac{1}{K_{STG} g_{tot}} \frac{C_r V s + 1}{(\tau_n s + 1)^2} \theta_d(s) \quad (4-23)$$

次に図4-9(b)を式(4-22)と等価にする $C_2(s)$ は、図4-9(a)、(b)から得られる式(4-24)と式(4-25)が等しい条件から求められる。

$$\gamma(s) = G_\theta^\gamma(s) \frac{1}{K_{STG} g_{tot}} \frac{G_\theta^\gamma(s)}{1 + G_\theta^\gamma(s) C_r^\theta(s)} T_{STG}(s) \quad (4-24)$$

$$\gamma(s) = G_\theta^\gamma(s) \frac{1}{K_{STG} g_{tot}} \frac{G_\theta^\gamma(s)}{1 + \frac{1}{K_{STG} g_{tot}} C_2(s)} T_{STG}(s) \quad (4-25)$$

$$G_{\theta}^{\gamma}(s)C_{\gamma}^{\theta}(s) = \frac{1}{K_{STG}g_{tot}} C_2(s) \quad (4-26)$$

よって,

$$C_2(s) = K_{STG}g_{tot} \frac{K_d s}{\tau_n^2 s^2 + 2\tau_n \xi_n s + 1} \quad (4-27)$$

図 4-10 に  $C_2(s)$  によるヨーレート減衰効果シミュレーション結果をボード線図で示す. 図によると減衰率が改善できていることがわかる. なお, ステアリング特性の影響を排除し検討する必要性から, トーションバー剛性を実際の 10 倍, モータ慣性を 10 分の 1 に低減し示している. 図中, 3 Hz 付近の突起は, この共振点の影響によるものである.

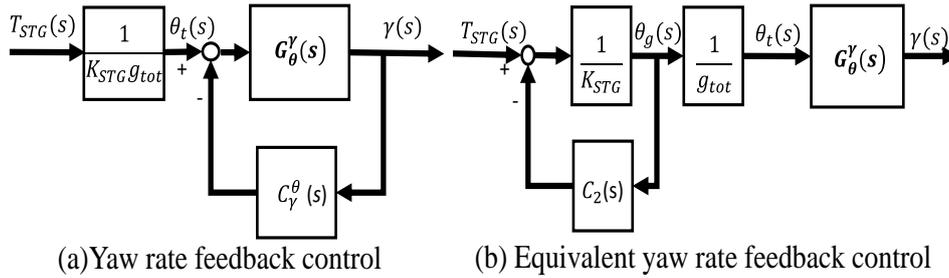


図 4-9 Yaw rate damping state feedback control

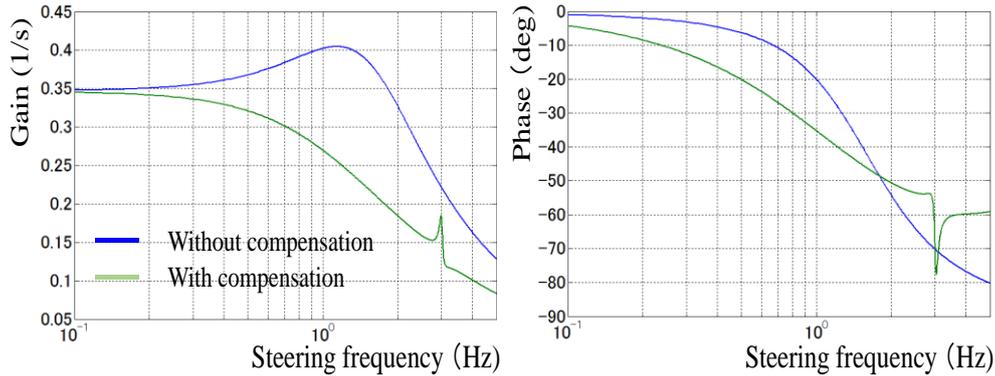


図 4-10 Effect of yaw rate state feedback control

#### 4.4.3 ヨーレート伝達特性零点の影響補償

ヨーレート伝達特性零点の影響は, 零点を相殺する極を持ち, ヨーレート伝達特性の極と同じ時定数となる零点を持つフィードフォワード制御器により補償できる. EPS 構成では, 図 4-4 から明らかなようにトーションバーと  $C_1(s)$  を含む閉ループ特性がフィードフォワード制御器の役割を果たしている. ここでわかりやすく  $\theta_g$  と  $T_{STG}$  が 0.5 Hz 以下で比例すると仮定し, その比例係数を  $K_{sat}$  とすると, 式(4-18)を満たすように式(4-19)の  $C_1(s)$  の時定数  $T_3, T_4$  を求めることで補償機能が得られる. なお, 上記仮定は, 実舵角と SAT が 0.5 Hz 以下で比例と仮定することに相当し本検討に対し妥当と考える.

$$\frac{T_{STG}(s)}{\theta_d(s)} = K_{sat} \frac{K_{tor}(1+C_1(s)) \frac{1}{K_{STG}g_{tot}}}{1 + K_{tor}(1+C_1(s)) \frac{1}{K_{STG}g_{tot}}} = K_c \frac{\tau_n s + 1}{C_{\gamma} V s + 1} \quad (4-28)$$

$$C_1(s) = K_{assist} \frac{T_3 s + 1}{T_4 s + 1} \quad (4-29)$$

この補償により、操舵角からヨーレートまでの伝達特性は、式(4-13)および式(4-18)から次式で表される 1 次遅れ特性となる。

$$\frac{\gamma(s)}{\theta_d(s)} = \frac{K_c G_\theta'(0)}{\tau_n s + 1} \quad (4-30)$$

図 4-11 に本補償の効果による操舵トルク特性のヒステリシス幅が改善を示す。図によると、0.5 Hz においてもヨーレート振幅に依存しないヒステリシス特性が得られ、リサージュ波形が再現している状態が確認できる。

この例では、ヒステリシス特性の改善が認められるが、式(4-18)、式(4-19)より  $K_{assist}$  が小さいオンセンタ領域では機能しないというタイヤとハンドルの機械的拘束がもたらす限界も明らかである。このため、オンセンタ領域で適度な摩擦特性を与えヒステリシス幅を確保する場合もある。

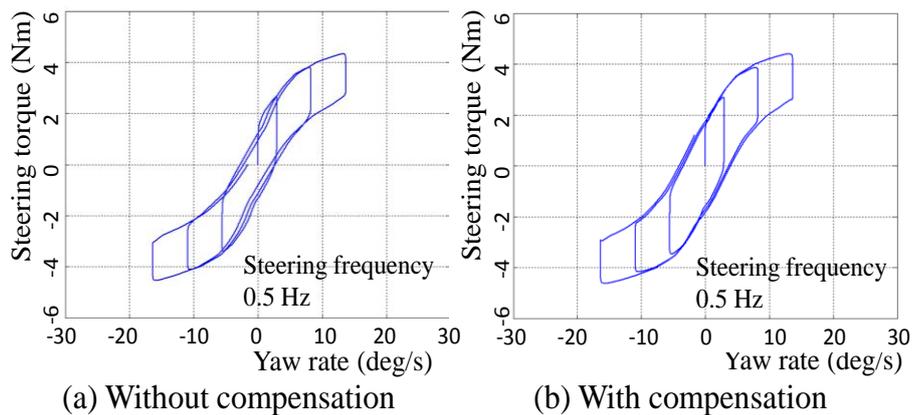


図 4-11 Effect of zero compensation

## 4.5 SAT 推定と SAT 推定値を用いた SAT 補正制御

### 4.5.1 路面情報の周波数領域での外乱力感度設計

本節では、図 4-2 に示す SAT を外乱とした場合の周波数領域での外乱力感度設計方法について検討する。古典制御理論では、一巡伝達特性を用いた周波数領域での外乱力感度設計方法が基本であるため、最初に EPS の基本制御であるパワーアシスト制御の一巡伝達関数を用いた応用設計方法を示し、かつその設計限界を明らかにする。

図 4-4 においてパワーアシスト制御に直接関係しないステアリング角度を入力とする制御器  $C_2(s)$  を無視し、ハンドル角を入力としステアリング角度をまとめて  $C(s)$  と表すと、パワーアシスト制御系はハンドル角を入力としステアリング角度を出力とする図 4-12 に示す単純なフィードバック制御系となる。この図から外乱感度特性である外乱力  $D$  から操舵トルク  $T_{tor}$  までの伝達特性を相補感度関数  $T(s)$  で表すと式(4-23)になる。式より、 $T(s) = 1$  であれば外乱は完全に抑圧され、 $T(s) < 1$  であれば、外乱が伝達されることがわかる。

したがって、伝えたい外乱と抑圧する外乱を周波数領域で分け、 $T(s)$  をそれにあわせて周波数整形すれば、周波数領域での外乱力感度設計が行えることがわかる。例えば、図 4-13 に示すように  $T(s)$  を設定できればよいことがわかる。

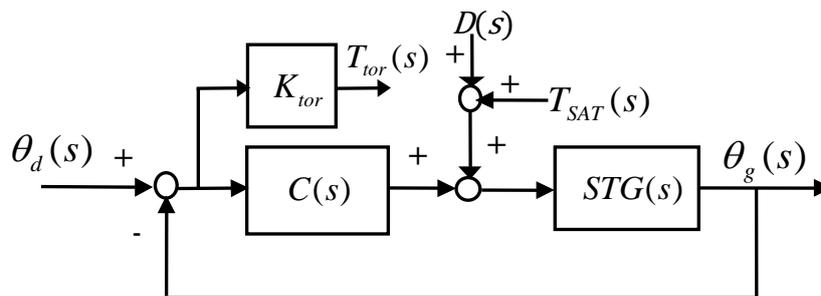


図 4-12 Simplified EPS control block diagram

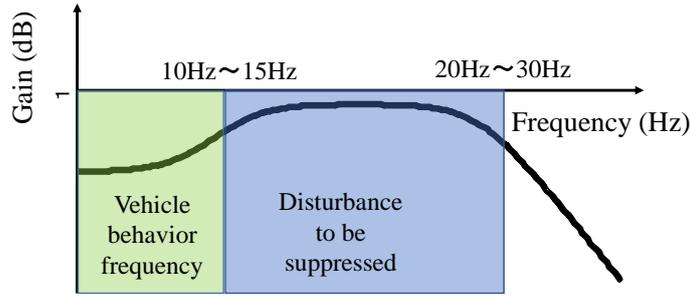


図 4-13 Desired complementary sensitivity function

$$\frac{T_{tor}(s)}{D(s)} = \frac{STG(s)}{1 + C(s)STG(s)} K_{tor} = (1 - T(s))STG(s)K_{tor} \quad (4-21)$$

$$T(s) = \frac{C(s)STG(s)}{1 + C(s)STG(s)} \quad (4-22)$$

しかし、 $T(s)$ は、図 4-12 に示すフィードバック制御系を安定化する上で、式(4-24)に示す **Small Gain Theorem** で表される系を安定化するうえでの拘束条件がある。ここで、 $\Delta(s)$ は、EPS のハンドル慣性とモータ慣性がばねで結合された 2 慣性系の動特性がもたらす乗法的摂動であり式(4-23)で表される。その固有周波数は 15 ~25 Hz の間に存在する。したがって、15~25 Hz で本設計方法により十分な外乱力の抑圧を行うことは難しいことも理解できる。

$$STG(s) = STG_n(s)(1 + \Delta(s)) \quad (4-23)$$

$$\max_{s=j\omega} |T(s)\Delta(s)| < 1 \quad (4-24)$$

この結果から、設計自由度を増した 2 自由度制御を応用し外乱力感度設計を行う必要があることから、次節で検討する。

#### 4.5.2 2 自由度制御系を用いた外乱力感度設計

本節では、EPS に外乱オブザーバを応用した 2 自由度制御系での外乱力感度設計の考え方を示す(遠藤, 岡本, 2008), (岡本, 遠藤, 2009)。図 4-14(a)に本研究で用いる外乱オブザーバを用いた外乱力感度設計の基本構成を示す。外乱オブザーバは、トーションバーを制御器に含む制御器  $C(s)$ と出力トルクとステアリング系を動作するのに必要なトルク、そして外乱力の力学的なつりあいから外乱力を求めている。外乱オブザーバの推定値と実際の外乱が等しいと仮定すれば、図 4-14(b)で示すように、外乱に対し  $1 - F(s)$  の特性を通したように外乱力が働く。つまり、外乱力からトーションバーで検出するトルク  $T_{tor}$  までの伝達関数は、式(4-21)の結果を用いると式(4-25)となり、**Small Gain Theorem** の拘束条件があっても外乱力感度設計設定の自由度を有することがわかる。

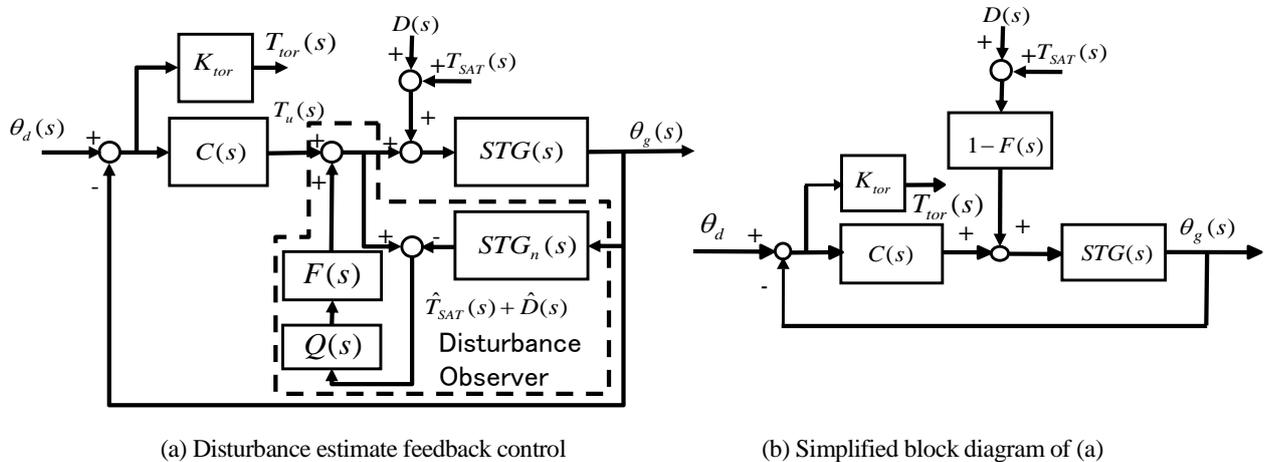


図 4-14 Disturbance estimate feedback control

$$T_{tor}(s) = (1 - F(s))(1 - T(s))STG(s)K_{tor}T_{sat}(s) \quad (4-25)$$

したがって、次に $D(s) \approx \hat{D}(s)$ とする外乱オブザーバの設計条件を明らかにする必要がある。このため、一般的な外乱オブザーバを示す図 4-15 を用いて議論を進める。

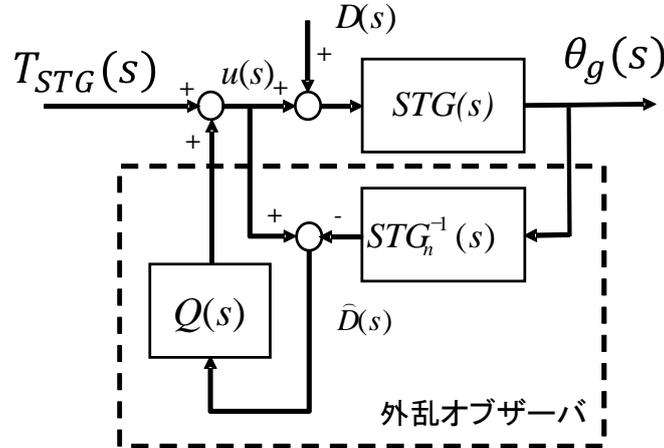


図 4-15 一般的な外乱オブザーバ

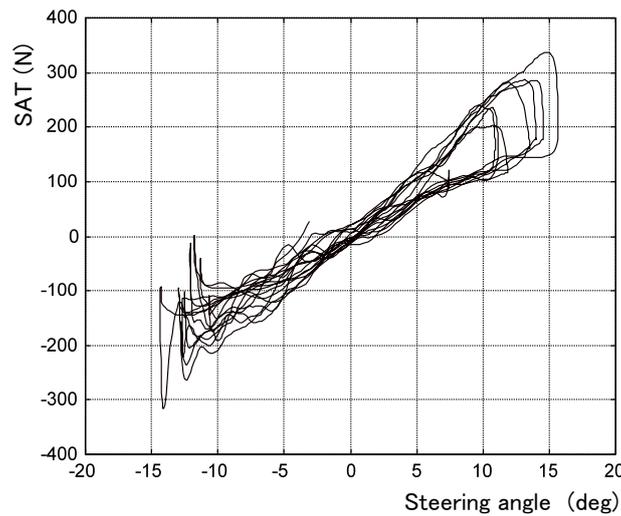


図 4-16 SAT 推定値の測定例

図 4-15 において、 $D(s)$ から $\theta_g$ までの伝達関数を表すと次式となる。

$$\theta_g(s) = \frac{(1 - Q(s))STG_n(s)(1 + \Delta(s))}{1 + \Delta(s)Q(s)} D(s) \quad (4-26)$$

式(4-26)より  $D(s) \approx \hat{D}(s)$  とする必要条件は、 $Q(s) \approx 1$ によって得られることがわかる。本研究で対象とする外乱は、20 Hz 以下であるため、20 Hz 以下で $Q(s) \approx 1$ とする設計が必要になる。さらに、 $Q(s) \approx 1$ の条件で $1 + \Delta(s)$  が相殺できるために、 $1 + \Delta(s)$ が十分に安定である条件が必要である。

図 4-16 に外乱オブザーバによる SAT 推定値測定例を示す。測定に際し、SAT の代わりにラック軸端に単純なばね負荷を与えている。図より負荷に応じて増加する摩擦特性が同時に推定されていることが分かる。このように外乱オブザーバは、ノミナルモデルに含まれていない特性を外乱として検出することが分かる。

操舵運転負荷を軽減するためには、外乱力は適切に抑圧し、SAT は、積極的に伝達することが求められる。しかし、図 4-14(a)に示すように外乱オブザーバ出力は、両方を含むため、抑圧対象とする外乱のモデルを用いて外乱オブザーバ出力から抑圧する外乱力のみを取り出す必要がある。このため、 $F(s)$  は、推定外乱から抑圧すべき外乱力を取り出すためのフィルタとして応用する。

### 4.5.3 操舵トルク特性伝達特性時定数の補償

SAT は、式(4-1)に示すようにヨーレートのみならず横加速度の関数になる。4.3 では、式(2-28)で示す実舵角に対する横加速度の伝達特性は、操舵周波数 0.5Hz 以内では、式(3-11)に示す 1 次位相遅れ特性で近似できるとした。この仮定は、零点は速度に依存せず極より大きい 2Hz 付近にあるので、0.5Hz 以下で 2 次である極の位相遅れ量を減らす方向に働くため妥当な近似であると考えられる。図 4-17 にヨーレート減衰率を与える補正制御を行った際の操舵角に対する横加速度の伝達特性と、これを式(3-11)の 1 次位相特性で近似したボード線図とを示す。図から、0.5 Hz 以下の最大誤差は位相で 6 度であり、定性解析上では十分許容範囲と考えられる。

目標とする操舵トルク特性は、式(4-9)の $\tau_{sat}$ を運転者特性に適合する適切な時定数 $\tau_r$ にすることである。しかし、この $\tau_{sat}$ は、車速の関数であることから、EPS で補正する必要が生じる。この補正は、SAT 推定値にフィルタ処理を行いトルク出力することにより達成できる。SAT 推定は、図 4-14(a)に示す外乱オブザーバを用いて行う。SAT 推定値 $\widehat{T}_{sat}$ と $T_{sat}$ とが一致すれば、図 4-14(a)は図 4-14(b)に等価変換できるため、 $\tau_r$ を得るためのフィルタ $F(s)$ の条件は、式(4-27)になり、式(4-8)を代入すると $F(s)$ は式(4-28)で求まる。

$$(1 - F(s))T_{sat}(s) = \xi \frac{mVl_r}{l} \frac{\tau_r s + 1}{\tau_1 s + 1} \gamma(s) \quad (4-27)$$

$$F(s) = \frac{(\tau_{sat} - \tau_r)s}{\tau_{sat}s + 1} \quad (4-28)$$

また、外乱推定値は約 10 Hz 以下の範囲で一致すればよく、そのためには 10 Hz 以下で外乱オブザーバ補償器 $Q(s) \approx 1$ の条件を満たす必要がある(Endo et al., 1993)。

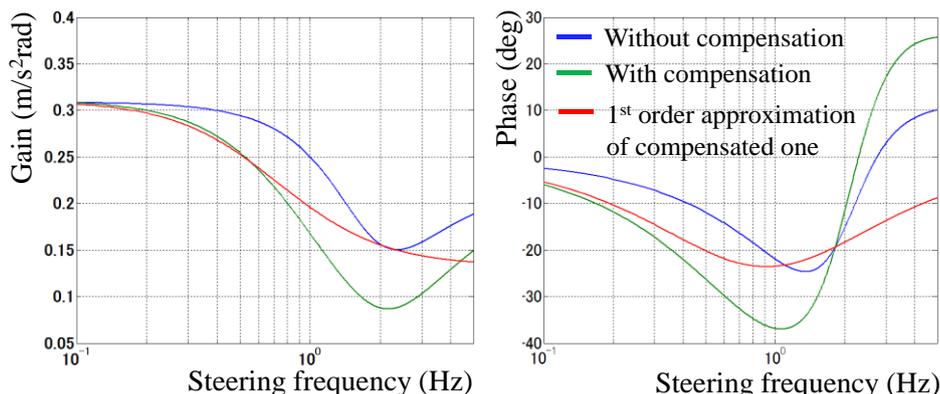


図 4-17 Validation of first order approximation

図 4-18 に、この補正による効果の実車実験を用いた確認結果を示す。本実験は表 4-2 に示す諸元の車を用いて行った。ここでは目標特性を、ヨーレートと操舵トルクの関係がハンドル操舵時と戻し時、それぞれで線形関係にあることとした。図から、補正がない場合は、ヨーレート零付近でヒステリシスが大きく非線形であり、時定数が目標より大きい状態がわかる。一方、補正を行った場合は、ハンドル操舵時と戻し時、それぞれで線形に近い形状になっていることが確認できる。

よって、本補正により目標とする操舵トルク特性が達成できることが示された。

表 4-2 Vehicle specification for experiment

Vehicle Specification	Front wheel drive, Sports utility vehicle
Engine capacity	1.9 L Diesel engine
Mass	1450 kg
Wheel base	2.55 m
Stability factor	0.0018

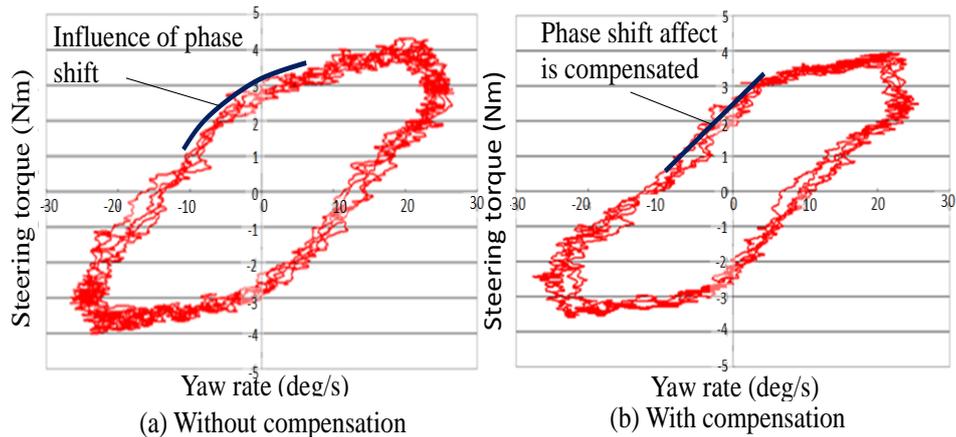


図 4-18 Effect of SAT transfer time constant compensation

#### 4.6 実車輦走行試験による操舵運転負荷軽減効果の確認

本節では、4.4.1 項で述べた①から③の補償機能を実装した場合の効果を実車輦によるオフセンター領域の走行試験で確認する。静的なパワーアシスト特性を変えずに補正有無の違いのみでレーン変更運転を行い目標軌道に対する収束性を比較した。レーン変更時の収束性については、収束性が悪くオーバーシュートを起こすほど操舵運転負荷が増すことが知られているためである(Pauwelussen and Pauwelussen, 2004)。実車輦は、表 4-2 に示す諸元の車輦を用い、試験は、オフセンター領域内で最も高い 15 deg/s 程度のヨーレートが現れる車速 80 km/h でのレーン変更走行を行い、操舵運転負荷の代用特性としてヨーレートのオーバーシュートを図 4-19 に示すコース制約条件を与えて評価した。なお、本実験は、事前に運転者に実験趣旨のインフォームドコンセントを行い実施している。

図 4-20 に補正がない場合とある場合のレーン変更運転時の走行軌跡を示す。走行軌跡は、実験時の車輦の動きをビデオ撮影し、求めた横変位を 2 次のスプライン関数で補完し表している。図より、補正なしでは横変位 (y 軸) のオーバーシュートが見られるのに対し、補正ありではオーバーシュートがない。

次に、操舵運転負荷の代用特性として用いるヨーレートの収束性を図 4-21 に表す。また、操舵トルク情報との因果性を調査するために操舵トルクを同時に表した。なお、ヨーレートおよび操舵トルクは、車輦に搭載した測定器出力によるものである。図から、補正がない場合はヨーレートが収束する直前でオーバーシュートが観察される一方で、補正を行った場合は、オーバーシュートは発生していないことがわかる。これは、ヨーレートに対する操舵トルクの位相特性が影響しているからであると考えられる。

補正がない場合は、ヨーレートと操舵トルクの位相差が操舵状態によって変化するため、操舵トルク情報でヨーレートを認識することが困難であると考えられ、必要以上の操舵を行いオーバーシュート発生に至ったものと思われる。一方、補正を行った場合は、操舵時の操舵トルクとヨーレートとの位相関係はほぼ一定であり、運転者は操舵トルク情報でヨーレートを制御できた結果、オーバーシュートが発生しなかったものと考えられる。

以上、述べたように、提案する EPS を用いた補正方法によってヨーレートのオーバーシュートが抑えられ操舵運転負荷が軽減できたことが確認できた。

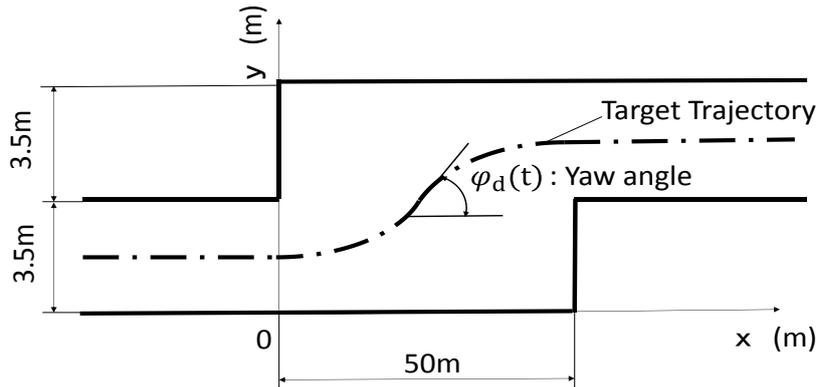


図 4-19 Lane change test course

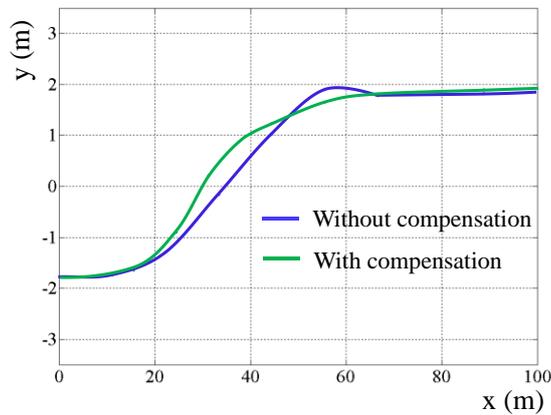


図 4-20 Experimental results of vehicle trajectory in lane change handling

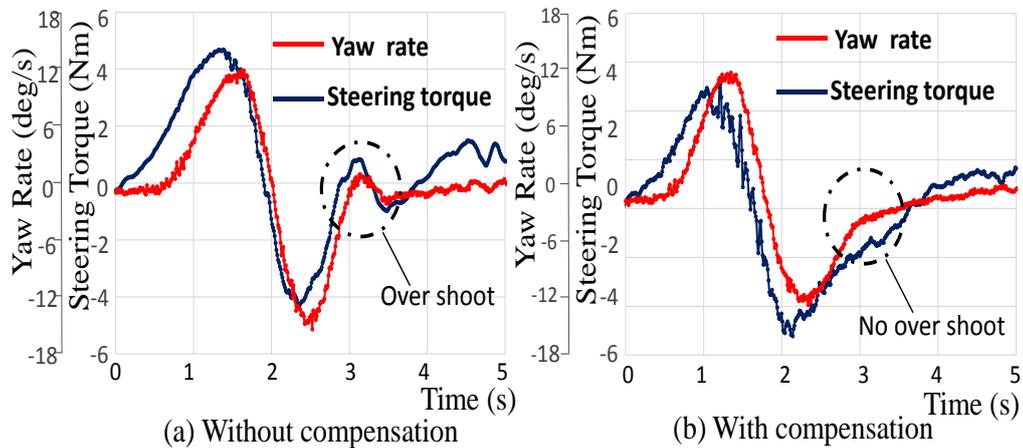


図 4-21 Handling effort reduction effect by proposed compensation control in lane change handling

#### 4.7 まとめ

本章では、通常操舵運転における運転者負荷軽減を目的に、操舵特性に対する車輻特性の影響を解析し、それを EPS によって補償する方法を提案した。得られた主な結論は、次のとおりである。

- (1) 目的に対する望ましい操舵特性を、車輻挙動と操舵トルクのリサージュ波形を基に操舵周波数とヨーレート振幅の関係で示す方法を示した。
- (2) 操舵特性を再現するシミュレーションによって操舵特性に対するスタビリティファクタと後軸コーナリングコンプライアンスの影響により安定感を失う条件を明らかにした。

(3) EPS を用いて、スタビリティファクタとコーナリングコンプライアンスの影響を補償し、運転者から見て安定感のある操舵しやすい車輻特性にする方法を提案した。

(4) 外乱推定器を用いた EPS 制御によって運転者が操舵トルク情報で車輻挙動を把握しやすい応答性に補償する方法を導いた。

さらに、提案した EPS による補償によって操舵運転負荷が軽減できることをレーン変更運転実験で実証した。

#### 4.8 文 献

- 安部正人, 車輻運動性能の理論, 自動車の運動性能向上技術 (普及版),(2008), pp.21-36
- Endo, S., Hori, Y. and Tomizuka, M., Robust Digital Tracking Controller Design for High – Speed Positioning System, Proceedings of the 1993 ACC, Vol.3, (1993), pp.2492-2500.
- 遠藤修司, EPS用ブラシレスモータの開発動向と実際, モータ技術シンポジウム, C-1-2 (2004).
- 遠藤修司, 電動パワーステアリング装置の制御装置, 特許第3812229号 (2006).
- 遠藤修司, 岡本峯基, 電動パワーステアリングの制御装置, 特許第4192442号 (2008)
- 古川修, 4WSシステムと車輻運動性能, 自動車の運動性能向上技術 (普及版),(2008), pp.114-125.
- HeiBing, B and Ersoy, M., Chassis Handbook: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives, ATZ, (2011), p.99 and p.348.
- 久代育生, 山本真規, 低周波の操舵トルク入力による車輻運動特性, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.12-06, (2006), pp.13-18.
- 藤波宏明, 山本真規, 久岡雄二, 操だ特性とドライバフィーリングの関係について, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.951, (1995), pp.181-184.
- McRuer, M., Allen, R. W., David H. Weir, D. H. and Klein, R. H., New Results in Driver Steering Control Models, Human Factors, Vol.19, No.4, (1977), pp.381-397.
- 皆川正明, 車輻運動特性上の後軸横力特性の役割, 自動車技術会論文集, Vol.44, No.3, (2013), pp.835-841.
- Mitschke, M., and Wallentowitz, H., Dynamik der Kraftfahrzeuge, Spriger Vieweg, (2014), pp.705-706.
- 国土交通省自動車交通局, 先進安全自動車 (ASV) 推進計画 報告書, (2006), pp. 19-26.
- 岡本峯基, 遠藤修司, 電動パワーステアリング装置, 特許第4419840号 (2009).
- Pauwelussen, J. P. and Pauwelussen, J. J. A., Exploration of Steering Wheel Angle Based Workload Measures in Relationship to Steering Feel Evaluation, AVIC 2004, (2004), pp.427-432.
- 佐藤博文, 操舵感に関わる操舵応答特性の考察, 自動車技術会論文集, Vol.44, No.3, (1990), pp.52-58.
- 清水康夫, NSX用EPSの開発と操縦性・フィーリングについて, EPSシステムとその信頼性・操縦性・フィーリングの向上, 技研情報センター, (1992), pp.56-87.
- van Ende, K. T. R, Küçükay, F., Henze, R., Kallmeyer, F. K. and Hoffmann, J., Vehicle and Steering System Dynamics in the Context of On-Centre Handling, International Journal of Automotive Technology, Vol.16, No.5, (2015), pp.751-763.
- 山田大介, 久代育生, 村岸裕治, 操舵トルクの特徴が人間-自動車系に及ぼす影響, 自動車技術会論文集, Vol.44, No.2, pp.459-465, (2013)
- 山本真規, 車輻運動性能の実際, 自動車の運動性能向上技術 (普及版), 朝倉書店, (2008), p.52
- 山下秀也, 村田重雄, 乗松尚樹, 小野恒男, ステアリング操舵感の評価方法について, 自動車技術, Vol.45, No.12, (1991), pp.83-86

## 第5章 操舵運転負荷に対するステアリング系の影響と EPS を用いた補償

### 5.1 本章の目的と構成

本章では、操舵運転負荷に対するステアリング系の影響を明らかにし、EPS 機能を用いて軽減する補償方法を提案する。操舵運転負荷低減に関する研究は、運転による基本的な行動である認知、判断および行動に対応し、①車輻挙動を操舵情報で把握しやすい特性、②操舵制御しやすい車輻特性、③操舵行動に伴う身体的負荷軽減という3分野（以下、総称し操舵特性）で主に議論されてきた。この操舵特性に対する車輻と運転者の中間に位置するステアリング特性の影響は大きく、これまでに EPS 機構特性と操舵特性との関係を議論した研究やステアバイワイヤを用いてステアリングの影響を切り離して望ましい操舵特性の研究（西原，熊本，2002），（中野，葉山，2013）がなされてきた。

ただし、これまでの EPS と操舵特性を論じる研究の多くは、従来の油圧式パワーステアリングに対しパワーアシスト用モータが追加されたことによる操舵特性への悪影響を減らすことを研究開発課題としてきた（竹間，島田，1992），（大庭，清水，2007），（中野他，2013）。その結果、モータが付加されたことによる負の影響は、EPS 機能に適したブラシレスモータの開発（遠藤，2004）やステアリング機構構成部品の改善（中野他，2013）により徐々に克服されつつあり、より高い操舵運転の安全に貢献する EPS の役割が期待されている。たとえば、EPS 機能を用いてタイヤがグリップを失った際の事故回避技術への応用例（Bolia, et al., 2014）や身体的な操舵運転負荷軽減を、操舵運転を行う際の手腕の機械的な特性を解析し、それに適応する EPS のパワーアシスト特性を論じた報告（Mehrabi, 2014）がなされるようになった。しかし、まだ操舵特性の一部の改善を図ったことに留まっている。現在、ほとんどの乗用車では EPS を採用しているため、EPS を用いた望ましい操舵特性の実現による操舵運転負荷軽減は、喫緊の課題になっている。

ところで、EPS による操舵運転負荷の軽減を論じる場合には、まず目標とする操舵特性を明らかにする必要がある。この操舵特性目標は、操舵場面によって求められる特性が異なるため、例えば、直進走行時（van Ende, et al., 2015）や旋回時（園田他，2014）などの操舵場面に着目し操舵負荷を軽減する操舵特性を論じた研究が報告されている。また、各操舵場面で求められる操舵特性は、特に目標軌道への追従操舵では違和感のない連続性に配慮した特性で統一されることが求められる。しかし、操舵特性全体を考慮し望ましい操舵特性を論じ、EPS を用いた具体的な実現手段を述べた研究はない。当然、操舵運転環境を構成する道路、車輻、運転者およびステアリング機構の操舵特性全体への影響を明らかにすることが必要であり、前章では車輻を論じた。

そこで本報では、目標軌道に追従することを目的とする操舵運転場面を対象に、各操舵場面での操舵特性に対するステアリング機構特性の影響を述べ、望ましい操舵特性の実現に貢献するステアリング機構特性を補償する EPS 制御設計方法を提案する。

以下が、本章の構成である。

第2節では、操舵場面と操舵特性の関係を示す。

第3節では、本章の検討で用いるシミュレーションモデルについて説明する。

第4節では、オンセンター領域におけるステアリング系動特性の影響と EPS 制御機能による補償について説明する。

第5節では、オフセンター領域におけるステアリング系動特性の影響と EPS 制御機能による補償について説明する。

第6節では、オフセンター領域の外側の領域におけるステアリング系動特性の影響と EPS 制御機能による補償について説明する。

第7節で本章のまとめを行う。

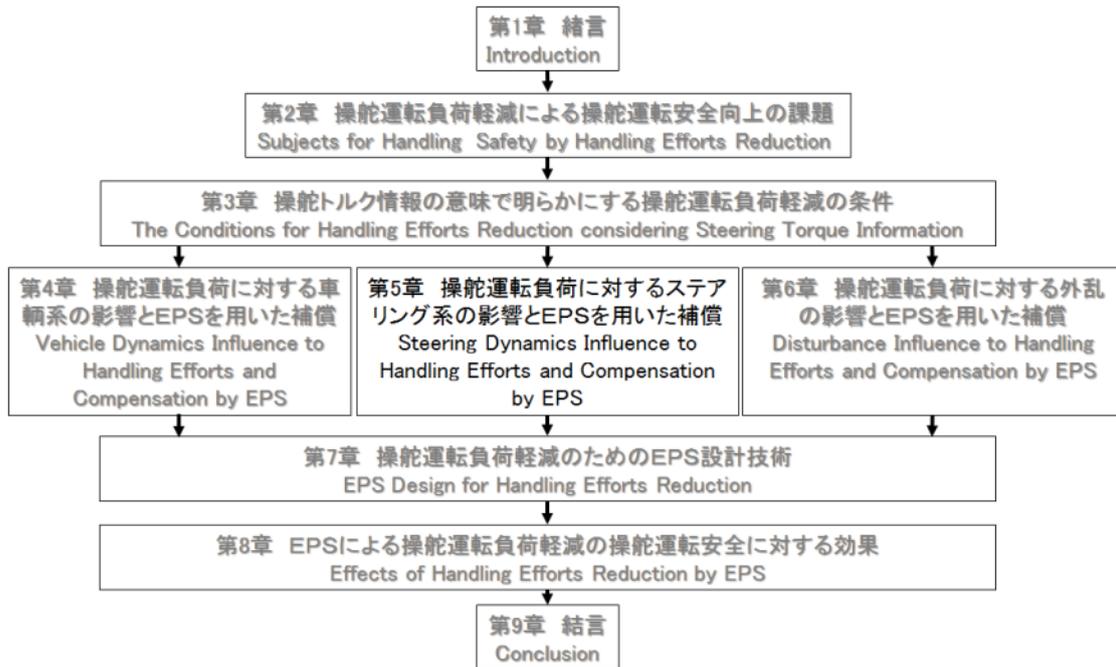


図 5-1 本章の位置づけ (図 1-9 の再掲)

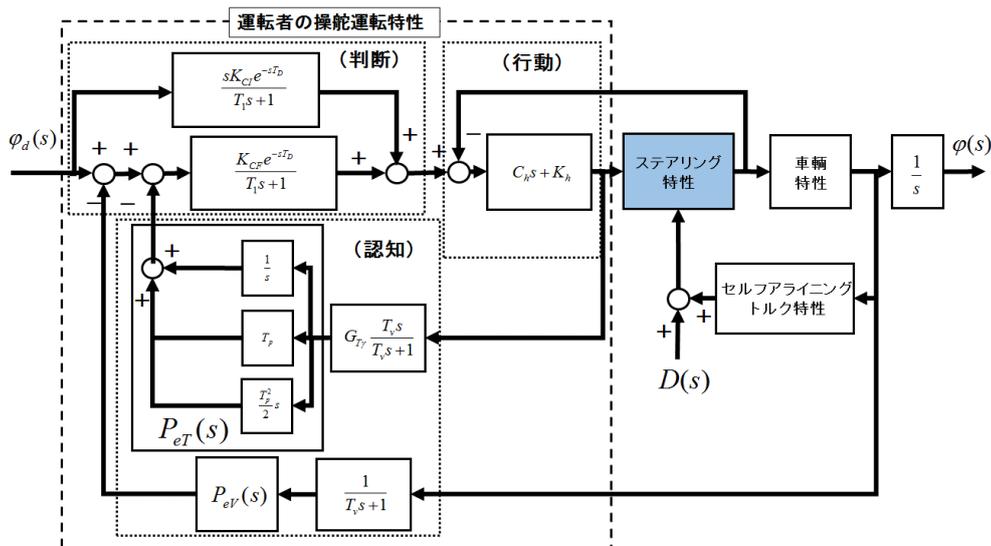


図 5-2 操舵運転環境における本章の位置づけ

## 5.2 操舵運転場面と操舵特性

本章では、通常走行における操舵運転場面に対する運転者特性のこれまでの実験結果を整理し、本研究で用いる操舵場面の分類を導く。目標軌道に追従するという操舵制御では、運転者特性による制御の上限周波数があることが知られている。例えば、クロスオーバー理論 (McRuer, et al., 1977) では、運転者は車輪動特性を補正し約 0.6 Hz 程度の追従制御応答性に適応するとし、他に 0.4 Hz とする報告 (HeiBing and Ersoy, 2013) もある。この周波数を越えた領域については、2 Hz までは条件により車輪挙動の振動を抑制制御できるとされ、2 Hz 以上については運転者単独の能力では制御できないとの調査研究報告 (HeiBing and Ersoy, 2013) がある。

以上により、本章では操舵周波数 0.5 Hz 以下を対象に車輪挙動の大きさで本研究が対象とする操舵場面を整理する。つまり、前報と同様にヨーレートの大きさによって図 5-3 に示す三つの領域、①オンセンター領域、②オフセンター領域、③コーナリング領域に分けて操舵特性を検討する。表 5-1 に、①から③の代表的な操舵場面と一般的な操舵力特性の代表値を示す。

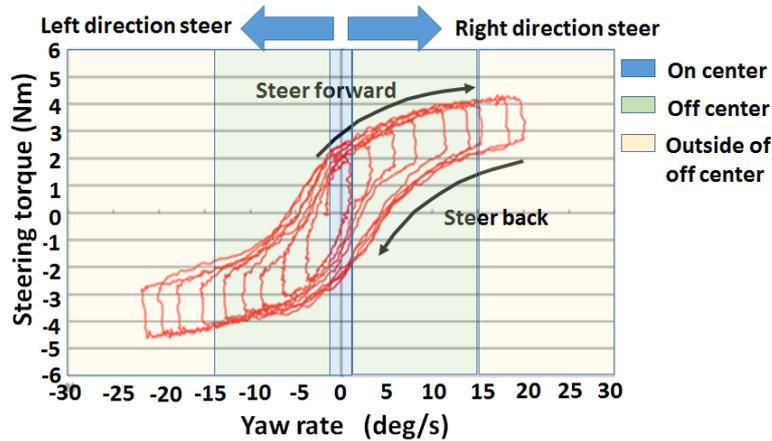


図 5-3 Measured example of steering characteristic

表 5-1 Handling characteristic region

Handling characteristic region	Driving condition	Steering torque $T_{tor}$ range(Nm)	Yaw rate $\gamma$ range (deg/s)
On center ①	Straight ahead	$-2.0 \leq T_{tor} \leq 2.0$	$-1.0 \leq \gamma \leq 1.0$
Off center ②	Slow curve	$2.0 < T_{tor} \leq 3.5$ $-2.0 > T_{tor} \geq -3.5$	$1.0 < \gamma \leq 15$ $-1.0 > \gamma \geq -15$
Outside of off-center ③	Rapid curve	$T_{tor} > 3.5$ $T_{tor} < -3.5$	$\gamma > 15$ $\gamma < -15$

オンセンター領域①は、主に直進状態で用いる操舵領域である。

オフセンター領域②は、通常操舵運転でのコーナリングやレーン変更運転で用いる領域である。通常操舵運転は、速度に関わらず横加速度が 0.2~0.3 G 以内の範囲で行われていることが報告されている(Mitschke and Wallentowitz, 2013)。この横加速度は、図 5-3 の測定条件の操舵では、ヨーレートに換算すると最大 15 deg/s 以下に相当する。

オフセンター領域の外側の領域③は、たとえば緊急時に大きな横加速度を必要とする操舵領域である。

一般的に①から③の操舵特性評価は、横軸に操舵量と縦軸に車輪挙動のリサージュ波形を用いて評価を行い、リサージュ波形から得る代用特性と操舵感の相関関係が明らかにされてきた。リサージュ波形を用いる理由は、波形で現れるヒステリシス特性が操舵運転負荷低減に重要な役割を果たすことが知られているためである。例えば、操舵角に対する操舵トルク、操舵トルクに対する横加速度のリサージュ波形に現れるヒステリシス幅を、操舵感を評価する代用特性とすることの妥当性を主観評価との相関性で示した研究(佐藤他, 1990)、(山下他, 1991)報告があり、操舵場面に対して適切なヒステリシス特性と量があることを示している。また、このヒステリシス特性は、操舵系の摩擦の影響が大きいことが明らかにされている(久代, 2010)。

そこで、本研究では、操舵量に操舵トルクを用いて、図 5-3 に示す実際のリサージュ波形を前述の三つの操舵領域にわけ、望ましいヒステリシス特性とそれを実現する摩擦特性を明らかにし、EPS 機能を用いて望ましい摩擦特性に補償する方法を明らかにする。

### 5.3 シミュレーションモデル

本研究では、操舵場面に応じた操舵特性に対するステアリング機構特性の各要素の影響を議論するため、シミュレーションにより主に図 5-3 のリサージュ波形を再現し検討を行う。第 2 章で示したシミュレーションモデルを用いるが、オンセンター領域の操舵特性については、手腕の機械的な特性の影響を無視できないと考え、手腕の機械的な特性をモデルに追加している。

図 5-4 にシミュレーションモデルの概要を、表 5-2 に本シミュレーションで用いた車輛の平面二輪モデルで同定した車輛諸元を示す。図 5-4 は、第 2 章で示したシミュレーションモデルに対し手腕の機械的な特性を加えている。用いた車輛は、エンジン排気量が 1.2L でスタビリティファクタ 0.0017 の小型乗用車である。リサーチ波形の再現は、操舵トルク情報が通常操舵運転に重要な役割を果たす①オンセンター領域と②オフセンター領域を対象に行う。通常操舵運転時の車輛の最大横加速度は、0.2~0.3 g の範囲であり、この横加速度範囲は、ヨーレート換算で最大 15 deg/s 以内であるため、①②領域は、通常操舵運転に相当する。また、タイヤ横滑り角と横力の関係が線形である領域は、0.4 g 以内であるため (HeiBing and Ersoy, 2011) 平面二輪モデルと線形タイヤモデルを用いる。このシミュレーション結果と実車輛を用いた実測のリサーチ波形の比較を図 5-5 に示す。図より、実測データに対するシミュレーション結果の最大誤差は 0.3Nm であり、一般の運転者が認識できるとされる操舵トルク検出分解能 0.25 Nm (遠藤, 2004) に近い値であり、妥当な誤差範囲内で再現できているといえる。

③オフセンター領域の外側の領域については、速やかに横変位を発生することが重要であるため、①②と同じモデルを用いて定性的にステアリング特性と横加速度の関係を評価する。

本シミュレーションでは、手腕の機械的な特性を考慮しオンセンター領域のシミュレーションを行っている。手腕の機械的特性を示す概略図を図 5-6 に示す。運転者は、操舵場面に適応し、手腕の機械的な特性を変えて操舵運転を行っており、特にオンセンター領域では、手腕の筋肉の緊張を緩和した状態、つまり低剛性状態でハンドルを把持しているため、操舵特性に対する影響が大きい。

手腕の機械的な特性については、Cole らの研究成果 (例えば Pick and Cole, 2004) がある。彼らの研究では、手腕の筋肉の緊張を緩和してハンドルを把持した場合と、緊張して把持した場合の手腕の機械的な特性を測定しており、それぞれで図 5-6 に示す機械的な特性が 1 自由度振動系で近似できることを明らかにしている。そこで、本研究では、Cole らの成果を用いて手腕の機械的な特性をモデル化している。その筋肉の緊張を緩和した状態のパラメータを表 5-3 に示す。また、第 2 章で述べたステアリング機構特性の補償を行った後のステアリング機構特性のパラメータは、表 5-4 に示すとおりである。

表 5-2 Vehicle dynamics parameters

Parameters	Symbol	Value	Unit
Vehicle mass	$m$	1250	kg
Yaw moment of inertia	$I$	2000	kgm
Distance between front axis and C. G.	$l_f$	1.0	m
Distance between rear axis and C. G.	$l_r$	1.5	m
Front cornering stiffness	$K_f$	50000	N/rad
Rear cornering stiffness	$K_r$	75000	N/rad
Trail	$\xi$	0.065	m

表 5-3 Hnad and arm system dynamics parameters (Relaxed muscle case)

Parameters	Symbol	Value	Unit
Inertia	$J_{dr}$	0.105	Kgm <sup>2</sup>
Damping factor	$B_{dr}$	0.72	Nms/rad
Stiffness	$K_{dr}$	3.2	Nm/rad

表 5-4 Steering dynamics parameters

Parameters	Symbol	Value	Unit
Handle inertia	$J_h$	0.038	Kg/m <sup>2</sup>
Torsion bar stiffness	$K_{tor}$	143	Nm/rad
Steering system inertia	$J_{stg}$	0.01	Kg/m <sup>2</sup>
Steering system damping	$B_{stg}$	0.5	Nms/rad
Total gear ratio	$g_{tot}$	15.5	

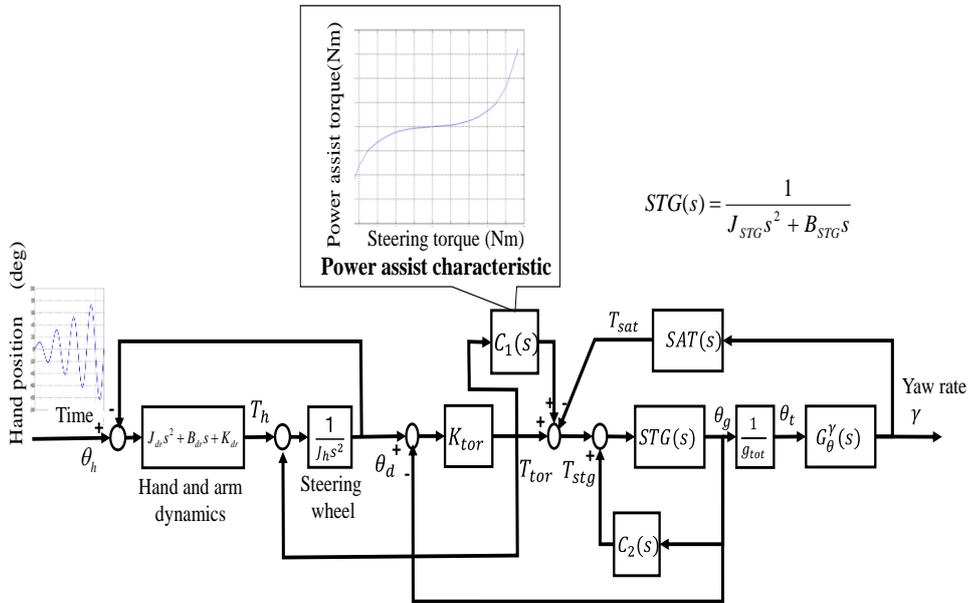
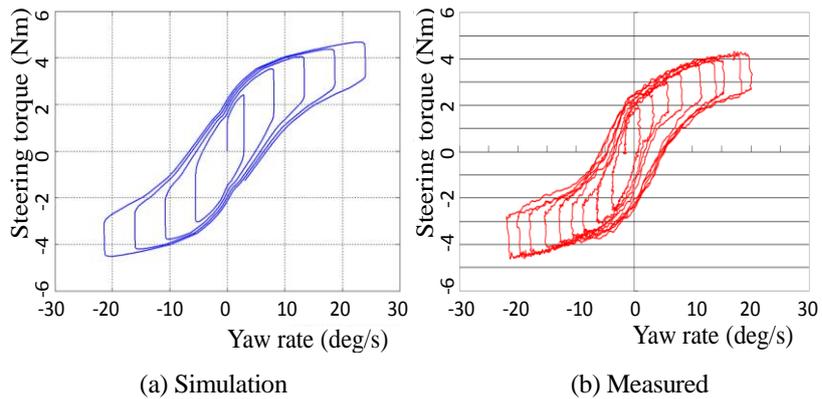


図 5-4 Configuration of Simulation model



(a) Simulation

(b) Measured

図 5-5 Validation of simulation model

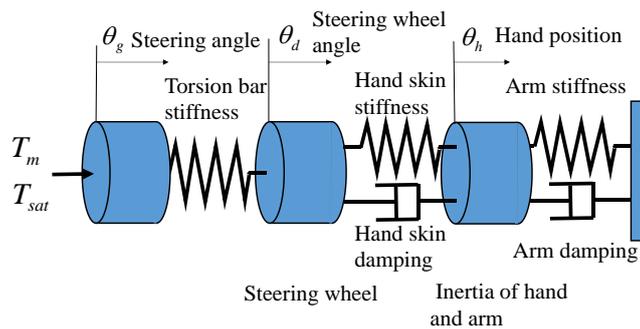


図 5-6 Configuration model of steering, hand and arm system

#### 5.4 オンセンター領域

一般にこの領域では、タイヤが発生する微妙な力を運転者に伝えることが求められ、ステアリング系の摩擦力は少ないほうがよいといわれてきた。しかし、ステアリング系の摩擦力を減らすことは、タイヤから伝わる外乱が運転者に伝わりやすくなるため、適度な摩擦力を与え防ぐ処置がとられる（大野，清水，2015）。このため、摩擦力により減少するタイヤが発生する力を的確に運転者に伝える必要であり、操舵により発生するタイヤの力と摩擦力以外を外乱として減らす努力がなされる（遠藤，2000）。しかし、外乱を減少できたとしても、摩擦力と手腕の筋肉の緊張緩和がもたらす低剛性が起因しスティックスリップ現象が発生し、タイヤが発生する力の認識が

阻害されることがある。このスティックスリップは、トルク変動自体は小さいにも関わらず、手腕が間欠的に動くため、オンセンター領域の操作性に及ぼす影響は大きい。

図 5-7 にスティックスリップ現象の実測例を示す。スティックスリップ現象は、摩擦力に変動があり、駆動系剛性が低く、駆動速度が低い場合に発生する振動現象である。オンセンター領域では、表 5-3 で示したように駆動系に相当する手腕の剛性が低く、オンセンター領域の修正操舵はゆっくりと行われるため、スティックスリップが起りやすい。このため、運転者はスティックスリップが発生した場合、腕の剛性を高めて操舵を行う必要が生じる。すなわち、操舵運転負担がかかる。

このスティックスリップに対しては、摩擦力変動の原因であるステアリング機構が有する静止摩擦力を低減する機構方式の採用（遠藤，2000）やモータコギングトルクの低減（大毅，山口，2007）が報告されているが、十分なスティックスリップ抑止効果を得るにはいたっていない。そこで以下では、EPS 制御を用いてスティックスリップの影響を低減する方法について述べる。

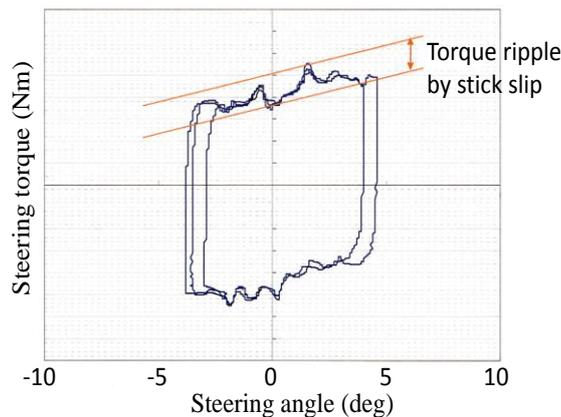


図 5-7 Example of stick-slip phenomenon

#### 5.4.1 トーションバーに減衰を与えスティックスリップの影響を低減する EPS 制御方法

前記のスティックスリップ現象を起こす駆動系剛性は、図 5-6 に示すようにトーションバー剛性と手腕の剛性の直列ばね結合となるため、スティックスリップは、トーションバーの相対変位をもたらす。このため、トーションバーの相対変位に減衰を与えることにより、スティックスリップ現象は緩和されると考えられる。

オンセンター領域でのトーションバー相対変位の安定化には、従来から操舵トルクの微分に比例したモータトルクを発生する微分制御が用いられている。この結果、比例制御器であるパワーアシスト制御器とあわせて PD 制御器構成となっている。しかし、この微分制御は 2 章で示した  $P_{2, mass}(s)$  を安定化することを目的としたものであり、 $P_{2, mass}(s)$  より周波数が低いスティックスリップ現象に対して調整を行った場合は、 $P_{2, mass}(s)$  を励起するという問題が生じる。このことを図 5-4 で示すブロックを用いて示す。

図 5-4 より舵角からステアリング角度までの伝達特性は、 $C_2(s)$  を無視し  $T_{sat}$  を外乱と見なすと図 5-8 で表される。ここで、オンセンター領域ではパワーアシスト量がほぼ零であるため、 $C_1(s)$  の D 制御ゲインを  $K_d$  とすると式(5-2)となり、閉ループ特性に減衰率が与えられると同時に位相進み特性をもつ。この位相進み特性は、操舵トルク周波数に応じてパワーアシストゲインが増えるように作用するため、スティックスリップ低減のために  $K_d$  を増加すると  $P_{2, mass}(s)$  の振動が励起されてしまう。

$$\frac{\theta_g(s)}{\theta_d(s)} = \frac{K_{tor}(1+C_1(s))STG(s)}{1+K_{tor}(1+C_1(s))STG(s)} \quad (5-1)$$

$$\frac{\theta_g(s)}{\theta_d(s)} = \frac{K_{wr}(1+K_d s)}{J_{STG}s^2+(B_1+K_d K_{tor})s+K_{tor}} \quad (5-2)$$

この問題は、操舵角情報を用いることで解決できる。つまり、図 5-9 に示すように操舵角を入力としたフィードフォワード制御器により式(5-2)の零の影響を打ち消し、 $P_{2, mass}(s)$  を励起しない零を与える 2 自由度制御系構成にすることでスティックスリップと  $P_{2, mass}(s)$  の安定化を両立できる。しかし、実装できる制御器は、操舵角を入

力とトルクを出力する制御器であるため、実装上是図 5-9 と等価な図 5-10 に示すフィードフォワード制御器となる。なお、式(5-3)では位相進み項が示されているが、これは身体的な負荷低減に必要な手腕の機械的な剛性低下がもたらす応答性低下を補うために必要な機能である。この機能の必要性を筆者は経験してきた。ただし、この効果を示す解析には更なる条件と検討が必要であるため、式(5-3)の提示にとどめる。

$$\frac{\theta_g(s)}{\theta_d(s)} = \frac{K_{tor}(1+K_d s)}{J_{STG}s^2 + (B_1 + K_d K_{tor})s + K_{tor}} \frac{(1+K_{dd}s)}{(1+K_d s)}$$

$$= \frac{K_{tor}(1+K_{dd}s)}{J_{STG}s^2 + (B_1 + K_d K_{tor})s + K_{tor}} \quad (5-3)$$

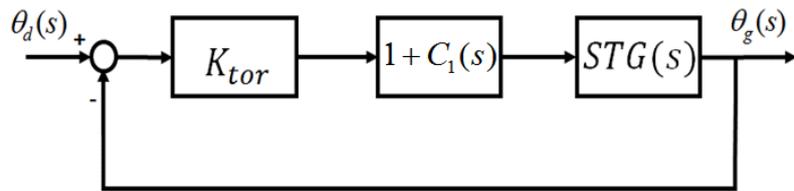


図 5-8 Simplified on center region dynamics model

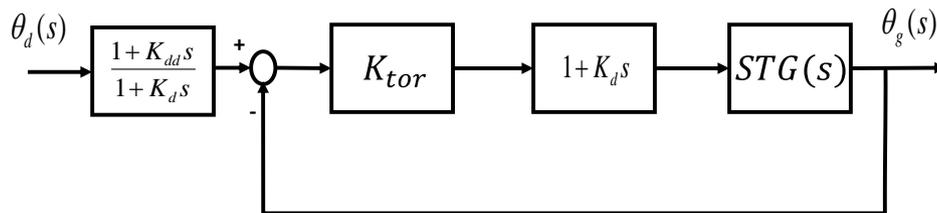


図 5-9 Torsion bar damping control scheme

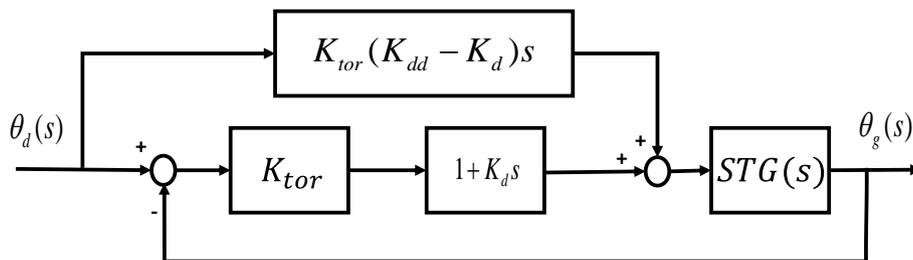
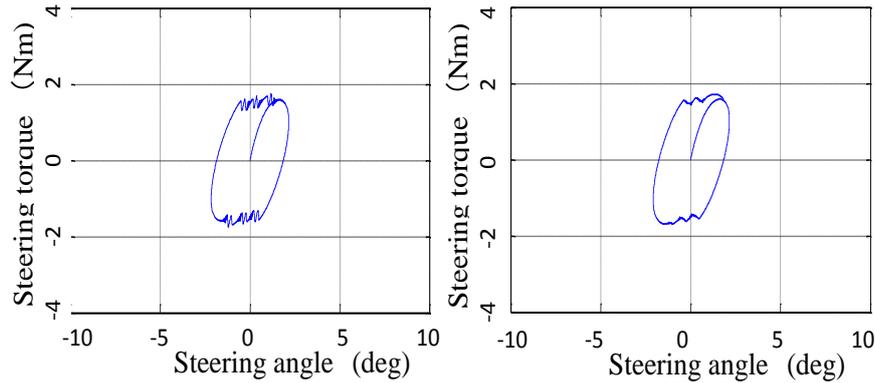


図 5-10 Implementation block diagram of torsion bar damping control

#### 5.4.2 提案する制御の効果

図 5-10 に示す本研究で提案する制御器の効果を確認するため、ステアリング系の摩擦にクーロン摩擦に対し 0.3Nm 大きい静止摩擦を与え、図 5-4 のシミュレーションモデルを用いて評価した。直進状態での修正操舵を模し、手の位置を振幅±2deg、周期 4 秒のサイン波で与えた。本制御を行わない場合は、図 5-11(a)に示すようにスティックスリップが継続的に発生している。一方、本制御を行った場合は、図 5-11(b)に示すように、スティックスリップが減衰しており、提案する制御器の効果を確認できる。これは、トーションバーの相対変位に減衰を与えることで、静止摩擦が発生する条件であるステアリング角速度が零の条件になりにくくなったためであると考えられる。なお、トーションバーに減衰率を与えることで、ハンドル戻りに時に操舵中立点に戻る自己復帰性が改善できることも報告されており（栗重他, 2011）、本制御により自己復帰性の改善も期待できる。



(a) Without torsion bar damping control (b) With torsion bar damping control

図 5-11 Effects of torsion bar damping control against stick slip on center region

## 5.5 オフセンター領域

オフセンター領域では、操舵を行う際には、しっかりとした手ごたえにより、車輛挙動を伝達し、保舵時には少ない力で保舵できることが望ましい。この要求に対し、リサーチ波形で観察されるヒステリシス幅が重要な役割を果たしていることが知られている(山下秀也ほか, 1991)。

ヒステリシス幅の創出には、ステアリング系の摩擦特性が影響しているため、本章では望ましいヒステリシス特性を得るために必要な摩擦特性を明らかにし、オフセンター領域に適した摩擦特性を与える EPS 制御設計方法を導く。さらに、このヒステリシス幅にはパワーアシスト特性も影響する。よって、最初にステアリング系の摩擦にクーロン摩擦を仮定してパワーアシスト特性がヒステリシス幅に与える影響について明らかにし、次に適切なヒステリシス幅を得るうえで必要な摩擦特性を明らかにし、EPS 機能での補償方法を提案する。

### 5.5.1 ヒステリシス幅に対するパワーアシスト特性の影響

パワーアシスト特性は、操舵トルクの関数で与えられ、一般的には操舵トルク増加に伴いパワーアシストゲイン  $K_{assist}$  が大きくなる調整が施される。図 5-12(a)は、一般的なパワーアシスト特性であり、走行状態では  $K_{assist}$  は、オンセンターで最小 0 倍、オフセンターの外側の領域で最大 10 倍の範囲で  $K_{assist}$  が変化するように調整される。なぜならば、オンセンター領域では直進安定性への配慮から操舵トルクに対する操舵角感度を低減し、オフセンターの外側の領域では、操舵角に対するヨーレートゲインを向上させるため、パワーアシストゲインをあげることでステアリング剛性を向上する調整が行われるためである。

次に  $K_{assist}$  のヒステリシス幅への影響をシミュレーションによって明らかにする。この影響をわかりやすく示すため、 $K_{assist}$  は、操舵トルクに関わらない定数とし、ステアリング系の摩擦はクーロン摩擦  $F_r$  のみを仮定した。また、 $\theta_g$  から  $T_{sat}$  までの特性を単純なばね特性  $K_{sat}$  とし、ヨーレートと  $\theta_g$  は比例すると仮定した。

$K_{assist}$  をパラメータに評価したものを図 5-12(b)に示す。図より、 $K_{assist}$  の増加に従い操舵角に対する操舵トルクゲインが低くなることとヒステリシス幅が減じていることが観察される。この理由は、操舵トルクとばね反力とクーロン摩擦のつりあい式から  $T_h$  を求めた式(5-4)が表すように、操舵トルクに現れるばね定数とクーロン摩擦の影響は、 $1/(1 + K_{assist})$  になるためである。その結果、図 5-12(a)のパワーアシスト特性を適応した場合、図 5-13(a)に示すヨーレート増加に伴いヒステリシス幅が狭くなる特性になる。したがって、目標とするヒステリシス幅を得るためには、ヨーレート振幅または  $\theta_g$  に応じてクーロン摩擦が増える摩擦特性が必要になる。

$$T_h = \frac{1}{1 + K_{assist}} (K_{sat} \theta_g + F_r) \quad (5-4)$$

### 5.5.2 望ましいヒステリシス特性に対するステアリング系摩擦特性の構成

本項では、操舵特性に対する各摩擦特性の影響を示し、目標操舵特性に必要な条件を導く。

式(5-5)に  $\theta_g \approx \theta_d$  とした場合の  $\theta_g$  の運動方程式を用いて、ステアリング系の摩擦を構成する摩擦特性を概念的に示す。 $K_{sat}$  に対し  $K_{tor}$  が約 10 倍大きいので、 $K_{tor}$  に関する項は無視して表した。 $B_{STG}$  は粘性摩擦係数、 $F_r$  はクーロン摩擦係数、 $\eta$  は構造減衰係数であり、 $j$  は虚数単位である。EPS のステアリング系が有する構造減衰は、主

に減速器歯面圧力による弾性履歴損失により起きるものであり、歯面圧力を与えるモータトルクは、セルフアライニングトルクの関数になるので、 $\theta_g$ とセルフアライニングトルクの関係がわかるように構造減衰係数からセルフアライニングトルクのばね定数をくくりだして表している。以下では、式(5-5)に示すクーロン摩擦、粘性摩擦、構造減衰摩擦を対象に EPS ステアリング系の摩擦構成を図 5-4 に示すシミュレーションモデルを用いて解析する。

$$T_{STG} = (J_h + J_{STG})\ddot{\theta}_g + (B_{STG} + F_r)\dot{\theta}_g + K_{sat}(V)(1 + j\eta)\theta_g \quad (5-5)$$

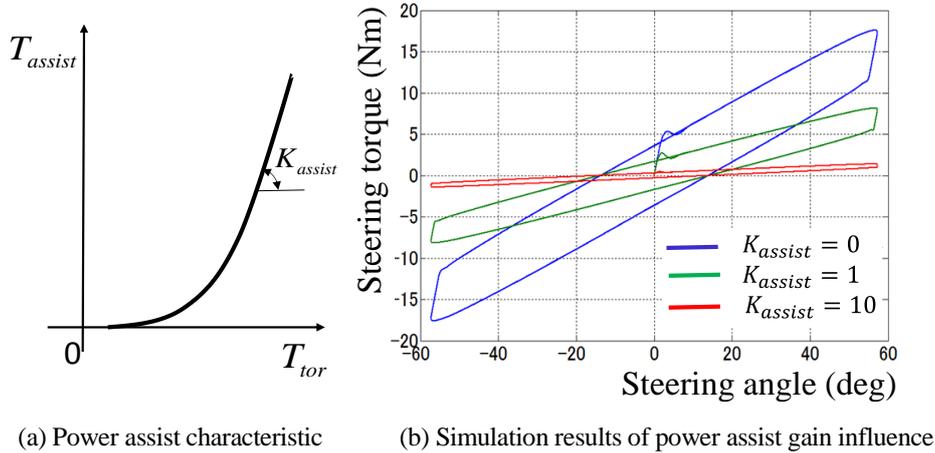


図 5-12 The influence of power assist gain

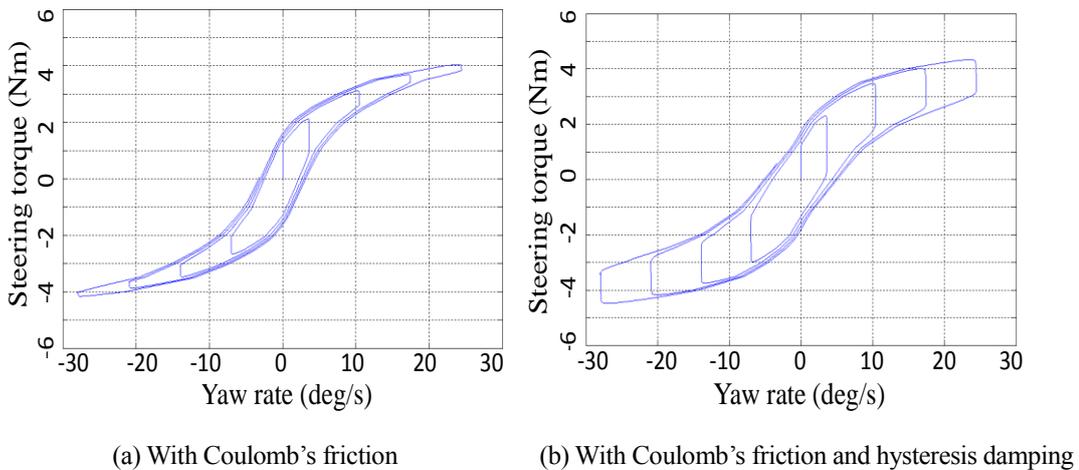


図 5-13 Simulation results of friction characteristic influence to hysteresis characteristics

次に望ましいヒステリシス幅を同定したクーロン摩擦、構造減衰摩擦および粘性摩擦の順にシミュレーション上で再現し、それぞれのヒステリシス特性に対する影響を調べた。なお、クーロン摩擦は、パワーアシストトルクが零であり、かつ粘性摩擦が無視できる操舵速度で測定した同定値を用いた。

図 5-13(a)は、クーロン摩擦のみの場合のリサージュ波形である。図より、ヨーレート振幅が大きくなるに応じてヒステリシス幅が減少している。これは、図 5-12(a)に示すパワーアシスト特性を適応した結果、ヨーレートの増加に伴い、パワーアシストゲインが増加し、式(11)で示した効果により生じたものである。図 5-13(b)は、クーロン摩擦が $T_{sat}$ に比例し増加する構造減衰摩擦を与えた場合の結果である。これによりハンドル切り替え時のヒステリシス幅がほぼ再現できていることが確認できる。さらに、EPS のモータ逆起電力が補償されずに残った粘性摩擦を加えた場合が図 5-5(a)である。

以上より、オフセンター領域で望ましいヒステリシス幅を得るためには、クーロン摩擦量が SAT の関数で変化する構造減衰特性を与える必要がある場合があることが明らかになる。したがって、次に構造減衰を与える EPS 制御について検討する。

### 5.5.3 ステアリング系に構造減衰特性を与える EPS 制御設計

#### A) 設計方法

図 5-13(b)で与えた構造減衰特性は、 $\theta_g$ の代わりに $T_{sat}$ の関数で与えている。その理由は、次の二つによる。

- $\theta_g$ の中立点は、 $T_{sat}$ がゼロとなる角度で定義されるため。
- $\theta_g$ の関数で構造減衰量を与える場合、式(5-5)に示すように車速に対する関数も考慮する必要があるが、 $T_{sat}$ を用いた場合は車速を考慮する必要がない。

セルフライニングトルクの推定は、操舵トルクとセルフライニングトルクとモータ運動に必要なトルクの釣り合いを用いて入力誤差モデルでオブザーバを設計することで行える。そのブロックダイアグラムを図 5-14 に示す。図中  $C(s)$ は、トーションバーと EPS 制御器を一つにまとめたものであり、その出力は、操舵トルクとモータ出力の和である。 $STG(s)$ は、モータ特性をステアリング軸換算で表した特性であり、次の式で与えられる。また、 $STG_n(s)$ は、オブザーバに用いるモータ特性のノミナル値を用いたモデルである。

$$STG(s) = \frac{1}{J_{STG}s^2 + B_{STG}s} \tag{5-5}$$

$F(s)$ は、構造減衰を与えるフィードバック制御系を安定化する機能と望ましい構造減衰定数を与える機能を有する伝達特性である。第 3 章で示したようにヒステリシス幅の調整は、0.5 Hz までの操舵周波数を対象としたものであるため、5~10Hz のカットオフ周波数を持つローパスフィルタを用いて、EPS の 2 慣性系の振動を励起しないように配慮している。また、構造減衰を EPS 制御機能で与える目的のひとつにパワーアシストゲインにより低減するヒステリシス幅の補償があるため、構造減衰係数をパワーアシストゲインの関数とする必要がある。ただし、本例では単純に  $T_{sat}$  に比例するものとして補償するクーロン摩擦量を与えた。

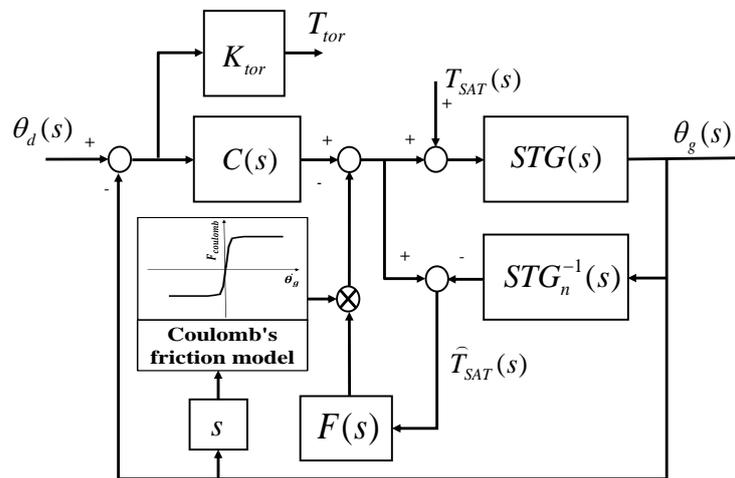


図 5-14 Structural damping control block diagram

#### B) 実験結果

図 5-15 に本制御を実装した場合のヒステリシス幅に対する効果を示す。本実験では、ヒステリシス幅に対する本制御の影響以外の影響を排除するためにベンチ上で SAT の代わりにばね負荷を与え、車速 80km/h で走行した場合のパワーアシスト特性を与えて測定したものである。図より、本制御によりヒステリシス幅が増していることが確認できる。

図 5-16(a)および図 5-16(b)は、ヨーレート約 10 deg/s での保舵力が同一であることを条件に、本制御を適応した場合としない場合とを比較したものである。保舵時の操舵トルクは、0.3Hz のヒステリシス図の摩擦特性の下死点に近い値になるため、この点を保舵時の操舵トルクと定義し、図中 Holding Torque(保舵力)と記した。構造減衰を与えた制御を行わない図 5-16(a)は、図 5-13(a)に近い形状を示しており、保舵力を 2Nm にするためにパワーアシストゲインをあげる必要があり、オフセンター領域でのヨーレートに対する操舵トルクゲインが低下しているのがわかる。その結果、操舵トルクによるヨーレートの把握が困難になっているものと考えられる。一方、図 5-16(b)に示す構造減衰を与えた制御を行った場合は、ヨーレート振幅に応じてヒステリシス幅が増加しており、オフセンター領域でのヨーレートに対する操舵トルクゲインが確保できている。その結果、オフセンター領域内での操舵トルクによるヨーレート把握が容易で、かつ、負荷の少ない保舵力が実現できていることがわかる。

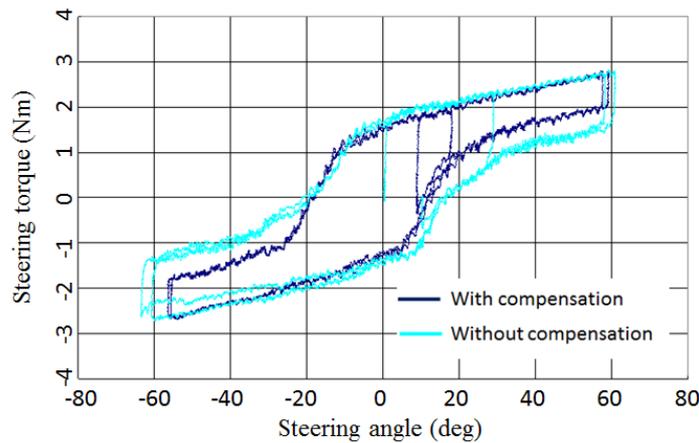


図 5-15 本制御の効果

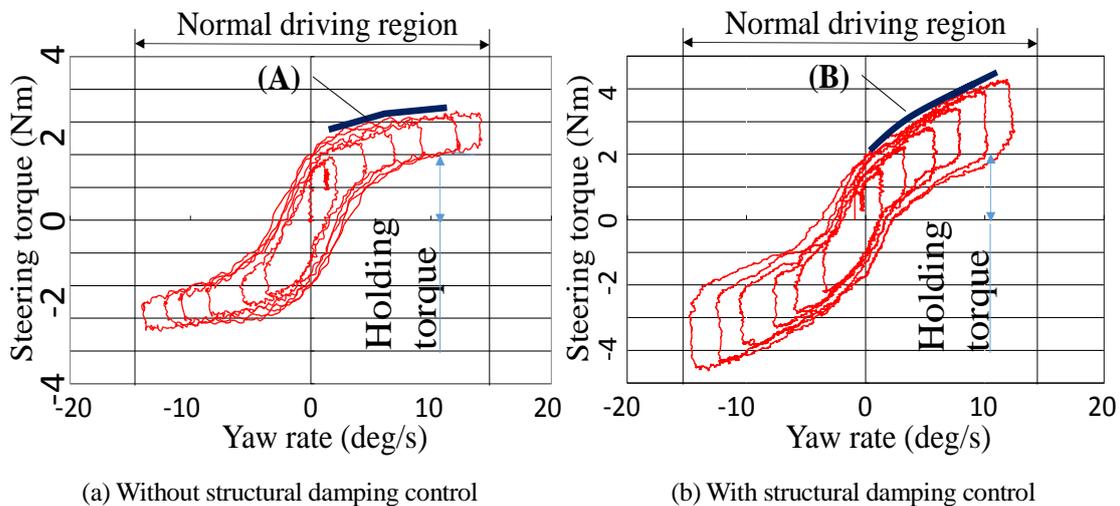


図 5-16 Experimental results of structural damping control

#### 5.5.4 セルフライニングトルクに対する摩擦の影響補償制御設計

本制御の目的は、摩擦で見えなくなったセルフライニングトルクを擬似的に与え、低速走行では、ハンドル戻り特性を改善し、高速走行時では、オンセンター領域の操舵特性を改善することである。A)で補償制御方法を示し、B)でその効果を示す。

##### A) 補償方法

操舵運転負荷を軽減する EPS では、セルフライニングトルクが中立を示すべき中立点を推定している。この情報を用いて、摩擦により失われたセルフライニングトルクに相当するばね特性を摩擦トルクとの関係で与え、摩擦によるオンセンター領域の操舵特性や低速走行時のハンドル戻り特性の影響を補償する。本制御の目的を考

えると、本提案とは別に、摩擦そのものを補償する考え方もある。しかし、オンセンター付近であっても適度な摩擦は必要である。また、キャスタ角をつける等のサスペンション設定により、摩擦の影響を抑制することも考えられるが、この方法ではカントや轍に対するハンドル取られや車輛流れの感度が高くなるという背反がある。

図 5-17 は本制御の実現を示すブロック図で、本制御はステアリング角度情報を用いた状態フィードバックである。ただし、ステアリング系の摩擦特性と車輛のヨーレート特性への影響を考え、補正を行う量を操舵トルクと操舵角速度の関数としている(原他, 2004)。

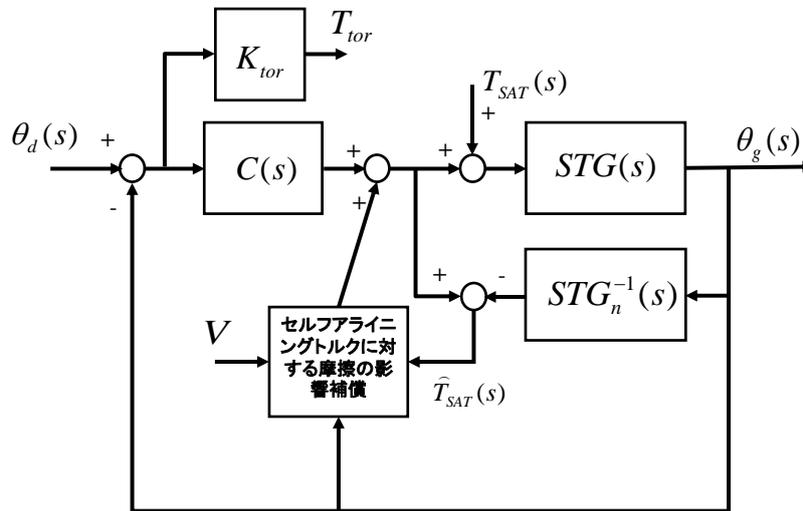


図 5-17 本機能の制御ブロック図

## B) 制御器の効果

図 5-18 は、本制御による操舵特性の改善例である。速度 10Km/h でスラローム走行したときの特性を本制御の有無で比較している。本制御がない(a)の場合、 $\pm 30$  度の範囲で、運転者はハンドル中立位置を操舵トルク情報を認識できない。この舵角範囲では、車輛のヨーレートが発生しており、操舵トルク中立位置で車輛が偏向してしまう。一方、本制御を行う(b)の場合では、ハンドル中立位置が不明な範囲は $\pm 10$  度間で、車輛の偏向はわずかである。この中立位置が分からない領域は、同時にセルフアライニングトルクでハンドルが戻らない残留ハンドル角でもある。この残留ハンドル角に対して運転者が意図的にハンドルを戻す必要があるため、低速度走行時の操舵運転野安全や快適性に悪影響を及ぼすため、残留ハンドル角がないことが望まれる。図 5-18 の結果では、本制御により改善されていることが分かる。

また、低速での運転時では、残留ハンドル角が少ないだけでなく、ハンドル戻りの過渡応答も操舵運転の安全や快適性にとって重要である。例えば、コーナを運転する際、必要な舵角を入力した後は、目標軌道に同期するようにハンドルが戻ることが望ましい。本機能は、この課題に対しても有効である。

本制御では上記のような調整が可能になる。図 5-19 は、ハンドル戻りの過渡応答特性の改善例である。ハンドルの戻り方がスムーズであり、かつ速度に応じてハンドル戻り速度も速くなるように設定できていることがわかる。これにより、運転者は、ハンドル戻し時に自身が行うべき操舵量を予測しやすくなり、低速走行時の操縦性向上につながる事が可能になる。

以上のように、ステアリング系の摩擦を補償する擬似的なセルフアライニングトルクを与えることで、操舵運転の安全向上につながるという。

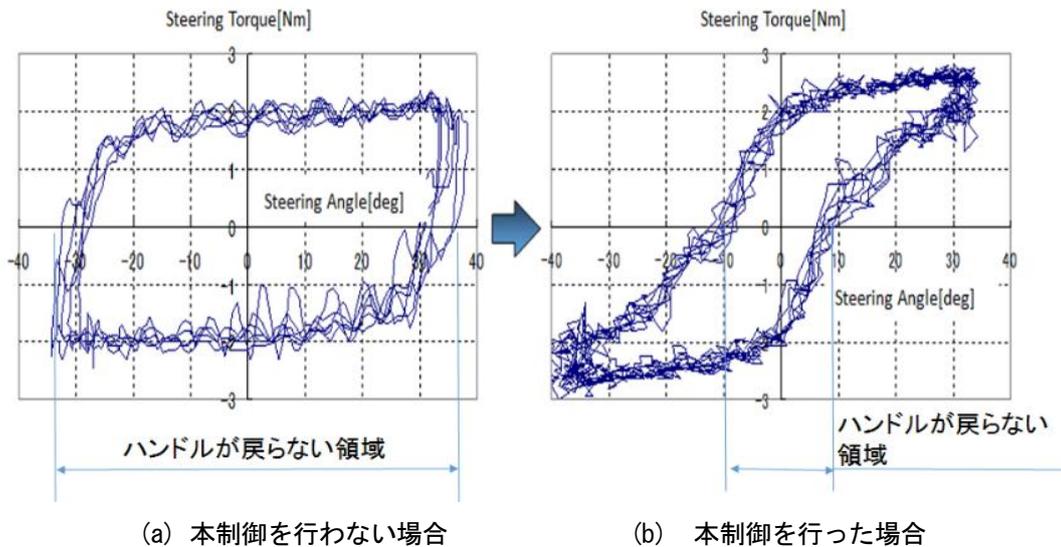


図 5-18 本制御の効果による摩擦の補償例

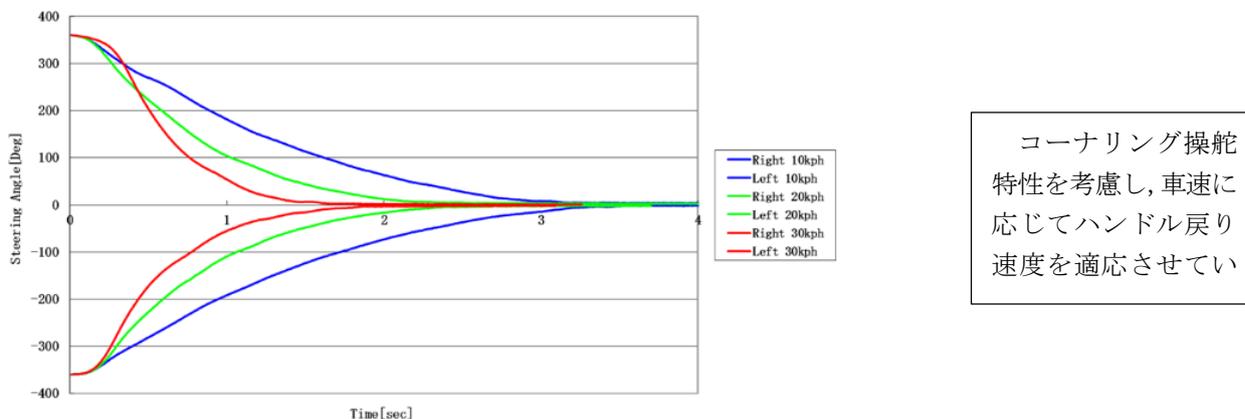


図 5-19 操舵角と操舵角速度の関数でセルフアライニングトルク特性を補正することによるハンドル戻り特性の改善

## 5.6 オフセンター領域の外側の領域

オフセンター領域の外側領域は、タイヤが非線形性を示すようになる領域であり、操舵トルク情報を通じタイヤが非線形領域にあることを運転者に伝達することは、パワーアシストによる操舵運転負荷軽減と過信による無理な運転の防止を両立するうえで重要である。また、本領域では速やかに横変位を発生することが求められる(HeiBing and Ersoy, 2013)ためパワーアシストゲインが高く設定されることがあるが、その背反としてタイヤが非線形領域に入った場合の操舵トルク変化を抑圧してしまい情報量が減少するという問題を生じる。

よって、抑圧されずに残った情報からタイヤが非線形領域にあることを運転者に的確に伝えることが重要である。すなわち、情報量に頼らず運転者が認識しやすいように伝える工夫が必要になる。そのための一手法として、タイヤが線形領域にある場合の操舵トルク予測値と非線形領域にある実際の操舵トルク値との差でタイヤが非線形領域にあることを認識する支援が考えられる。以下では、その手法を提案する。

### 5.6.1 タイヤグリップ状態把握に貢献する操舵特性と EPS 機能を用いた補償方法

運転者はタイヤが線形領域にある状態から予想される操舵トルクと実際に感じる操舵トルクの差でタイヤのグリップ状態を認識していることを前提とするならば、タイヤが線形領域にある状態の操舵トルクを予測しやすくすることでタイヤが非線形領域にあることを運転者に伝達できることになる。ここでタイヤが線形領域にある場合の操舵トルクが予測しやすい条件について考察すると、本稿で述べる操舵周波数 0.5Hz までの通常操舵において以下の条件が考えられる。

- 1) 操舵角に対する操舵トルクの関数が、操舵角やヨーレートの振幅や周波数に依存しない関数であること
- 2) 上記関数が滑らかであること

1) は、タイヤのグリップ状態、つまり線形領域にあるか非線形領域にあるかの操舵トルク変化に対する感度を上げるための条件であり、2) は、その関数が予測可能な関数であることを示す条件を想定したものである。次に EPS 機能を用いた 1) 2) に対する補償方法について述べる。

#### A) 操舵トルクの関数が操舵角の振幅と周波数に大きく依存しない関数に補償する EPS 制御設計

この目的に対し、操舵角に対する操舵トルクの伝達関数を適度な時定数を持つ一次の伝達関数に補償することが有効と考えられ、EPS 機能を用いた方法を述べた報告がある (遠藤, 2016)。ここでは、その設計方法の概要を示す。

上記目標は、式(5-6)で表される制御対象である実舵角からヨーレートまでの伝達特性に対しステアリングのトーションバーのコンプライアンスを活用して、操舵角からヨーレートまでの伝達関数を式(5-7)に補償し、その結果、操舵角から SAT までの伝達特性が 0.5Hz 以下の周波数領域において式(5-9)で示す近似式で表され、その時定数 $\tau_{sat}$ が通常操舵を想定した操舵周波数 0.5Hz 以下の範囲で操舵角振幅や周波数に大きく依存しない特性をもたらす時定数 $\tau_r$ に補償することで達成することである。具体的にこの補償は、・車輛特性がもたらすヨーレート減衰率を約 1 にして、・1 次遅れ特性になるように極ゼロ相殺を行い、・SAT 推定値を用いて操舵角に対する操舵トルクの伝達特性の時定数を補償することで実現できる。

$$\gamma(s) = G_0 \frac{\tau_m s + 1}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta s}{\omega_n} + 1} \theta_i(s) \quad (5-6)$$

$$\frac{\gamma(s)}{\theta_d(s)} = \frac{1}{K_{STG} g_{tot}} \frac{K_C G_\theta'(0)}{\tau_n s + 1} \quad (5-7)$$

$$T_{SAT} = G_{SAT} \frac{\tau_{sat} s + 1}{\tau_n s + 1} \theta_d \quad (5-9)$$

車輛特性がもたらすヨーレートの減衰率を約 1 にする補償は、ステアリング角度を入力とする式(5-10)で示す制御器で実現する。

$$C_2(s) = K_{STG} g_{tot} \frac{K_d s}{\tau_n^2 s^2 + 2\tau_n \xi_n s + 1} \quad (5-10)$$

1 次遅れ特性になるように極ゼロ相殺を行う補償は、トルクセンサ出力を入力とする式(5-11)で示す制御器で実現する。

$$C_1(s) = K_{assist} \frac{T_3 s + 1}{T_4 s + 1} \quad (5-11)$$

さらに、式(5-9)の $\tau_{sat}$ を $\tau_r$ に補償する制御器は、SAT オブザーバ出力を式(5-12)で表す位相補償器 $F(s)$ を通し加算補償することで達成できる。

$$F(s) = \frac{(\tau_{sat} - \tau_r)s}{\tau_{sat}s + 1} \quad (5-12)$$

#### B) 操舵トルクの関数が予測しやすい滑らかな関数に補償する EPS 制御設計

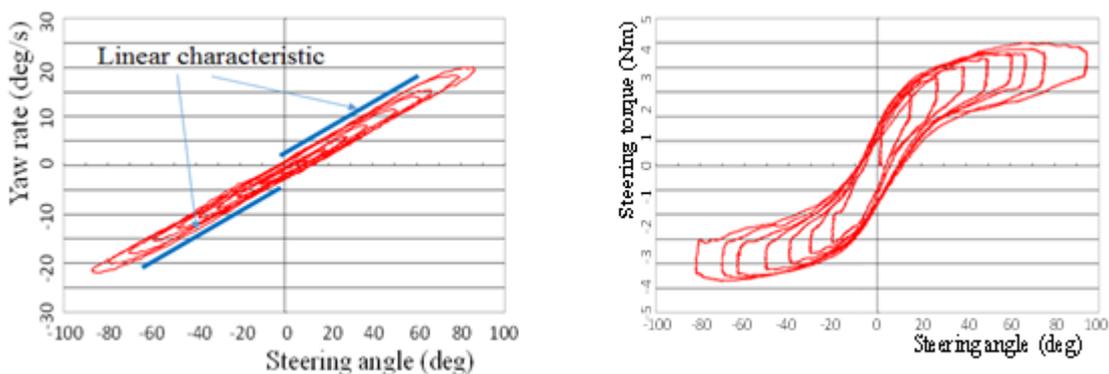
ここでは、ステアリングエントロピー法 (伊藤他, 2001) を参考に運転者の予測特性を考慮した滑らかな関数の条件を考える。ステアリングエントロピー法では、運転者の最短制御間隔とする 150ms ごとの離散データを用いてテラ予測の 2 次項までを用いた予測特性で滑らかさを定義している。本研究の場合は、操舵角に対する操舵トルクの関数の滑らかさを求めるため、テラ予測の 2 次項までを考慮し、少なくともタイヤの線形領域において操舵角に対する操舵トルク特性が 2 階微分まで連続な関数であることを目標とする。

この条件は、操舵角に対するヨーレート特性が線形であるならば、単純に 2 次関数のパワーアシスト特性で達成できる。しかし、実際には、操舵トルク量調整の観点からパワーアシスト量が決められるため、いくつかの操舵トルクに対するパワーアシスト量を決めたうえで、これらの点間を 2 次のスプライン関数で補間を行うことで 2 階微分までの連続性をおおよそ満たすパワーアシスト関数設計法が提案されている (柴崎, 遠藤, 2007)。

## 5.6.2 実験結果

前記制御器によるタイヤグリップ状態把握の効果について実車実験で確認する。実験には、1.0 Lのエンジン排気量でスタビリティファクタが、0.0024の小型車を用いた。図5-20は、操舵周波数0.3Hzで測定したものであり、(a)は、操舵角に対するヨーレート特性であり、(b)は、操舵角に対する操舵トルク特性である。(a)の特性は、ほぼ線形な特性を示しており、操舵角に対するヨーレート特性が線形であることが確認できる。また、(b)は、操舵角振幅の変化に対し同じ曲線を描き、かつ2次曲線状の形状を示している。よって、本機能によりタイヤの線形領域で求める条件が満たされていることが確認できる。

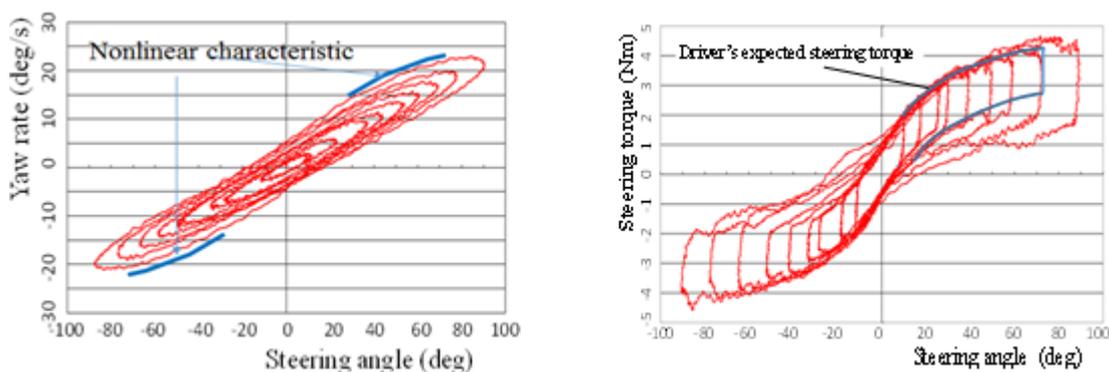
次に図5-21で、操舵周波数0.5Hzの場合を示す。まず(a)のグラフは、操舵角の絶対値が30度以上で徐々にゲインが低くなる非線形性を示している。これは、タイヤが非線形領域に入ることによる横力の低下の結果もたらされたものと考えられる。次に操舵トルクの特性を(b)に示す。操舵角の絶対値30度以内では、図5-20(b)に対しゲインが低いもののほぼ相似な形状を示している。ゲインがやや低く現れている理由は、式(5-9)で示す位相遅れ特性によるものと考えられる。次に操舵角絶対値が30度以上では、図5-20(b)と比較し波形にノイズが見られかつヒステリシス幅が増加している。これは、図5-21(a)でタイヤが非線形領域に入ったことにより発生したものと考えられる。これに対し、運転者が予測すると考えられるタイヤが線形領域にあった場合の操舵トルクを操舵角10度、20度、30度の操舵トルクを用いた2次のテラ予測式での予測操舵トルクを青色で示した。この結果、ハンドルを切りましている状態では、操舵トルクに微小な変動が予測と実際の差として観察でき、ハンドルを戻す側ではヒステリシス幅の増加が観察できる。よって、運転者は、これらの変化を検出することでタイヤが非線形領域にあることを認知できる可能性が示唆される。実際にこの特性を実装した場合の操舵感主観評価では、タイヤのグリップ状態がわかりやすくなったとの評価が得られている。この結果については、今後タイヤの非線形領域の操舵トルクと主観評価の因果関係をより明確にすることで妥当性を深めたいと考えている。



(a) Steering angle vs. yaw rate characteristic

(b) Steering angle vs. steering torque characteristic

図 5-20 The handling characteristic in 0.3Hz steering frequency



(a) Steering angle vs. yaw rate characteristic

(b) Steering angle vs. steering torque characteristic

図 5-21 The handling characteristics in 0.5Hz steering frequency

### 5.6.3 操舵運転負荷軽減に貢献するステアリング機構特性を補償する EPS 制御器構成

以上で論じた操舵運転負荷軽減に貢献するステアリング機構特性を補償する ESP 制御器の構成を図 5-22 に示す。操舵場面に対する操舵運転負荷軽減の調整は、パワーアシスト特性の調整が基本であり、その結果発生する問題を補償する機能が追加された構成となっている。

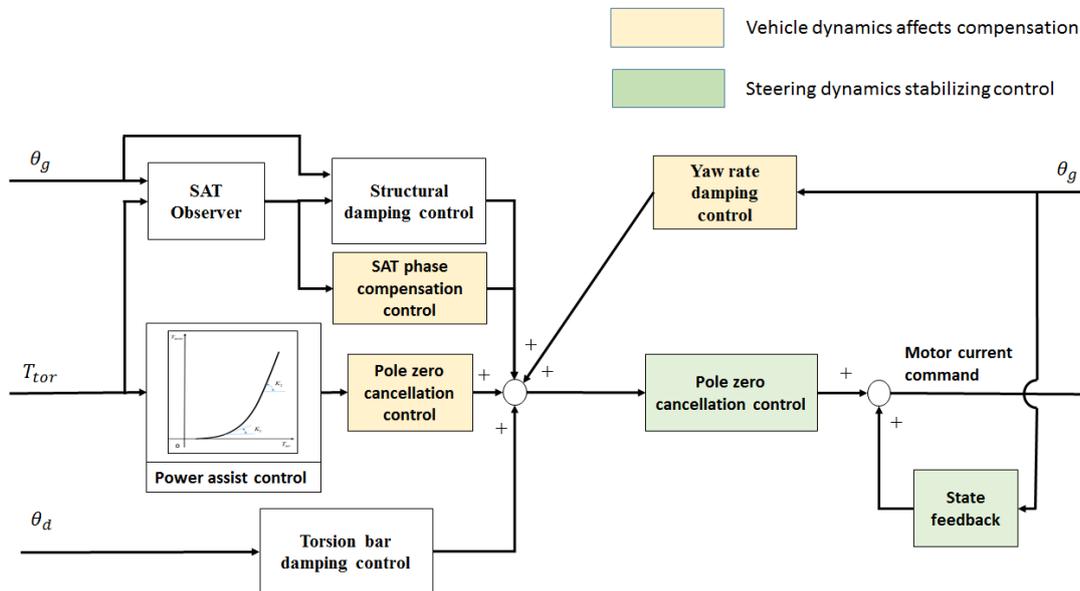


図 5-22 Architecture of proposed EPS compensation controls

## 5.7 まとめ

本研究では、EPS 機構が有する操舵性能に対する負の影響が克服されることを前提に、目標軌道に追従する操舵運転をヨーレート振幅により、オンセンター領域、オフセンター領域、オフセンター領域の外側の領域の三つの操舵場面に分類し、各操舵場面の操舵特性に対するステアリング機構特性の影響を明らかにし、望ましい操舵特性を実現する EPS 制御設計法を提案した。その結果、次の結論が得られた。

- (1) 目標軌道に追従する操舵運転の操舵特性を論じる上で、ヨーレート振幅により、オンセンター領域、オフセンター領域、オフセンター領域の外側の領域に分けて論じることの有効性を示した。
- (2) オンセンター領域の操舵では、手腕の筋肉の緊張を緩和してハンドルを把持した場合、スティックスリップが発生し、操舵負担を増すという問題を明らかにし、スティックスリップの影響を補償する EPS 制御を提案し、その効果を示した。
- (3) オフセンター領域では操舵運転負担軽減にクーロン摩擦力がセルフアライニングトルクの関数で増加する特性の重要性を明らかにし、EPS による補償制御によりクーロン摩擦力を擬似的に与える方法を提案し、その効果を示した。
- (4) オフセンター領域の外側の領域では、パワーアシスト特性ゲインが操舵角に対する横加速度ゲインに貢献することを示し、かつこの領域で求められるタイヤの路面グリップ状態の認識に貢献するパワーアシスト特性の関数条件を明らかにした。

## 5.8 文献

- Bolia, P., Weiskircher, T. and Müller, S., Driver steering model for closed-loop steering function analysis, Vehicle system dynamics: International Journal of Vehicle Mobility, Vol.52 (2014), pp.16-30.
- 遠藤修司, EPS の制御技術, 自動車のセンサ・アクチュエータ技術 (講習会, No.00-33), 日本機械学会, (2000).
- Endo, S., Electrical Power Steering System Design for Road Information Sensitivity, Aachen Kolloquium Fahrzeug- und Motoren technik 2000 (2000), pp.1107-1114.

- 遠藤修司, EPS用ブラシレスモータの開発動向と実際(自動車用ブラシレスモータの最新技術), モータ技術シンポジウム2004(2004), C1-2~9.
- 栗重正彦, 西原修, 熊本博光, ステアリング自己復帰性を考慮したトーションバー減衰係数の設計指針の解析的導出, 日本機械学会論文集(C編), Vol.77, No.777(2011), pp.193-203
- 久代育生, 操舵感向上のための操舵トルク履歴のヒステリシス, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.91-10(2010), pp.1-6.
- 原雄志, 坂口徹, 遠藤修司, EPSの制御装置, 特許3551147号(2004)
- Heißing, B. and Ersoy, M., Chassis Handbook: Fundamentals, Driving dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives, ATZ, (2011), pp.99-348.
- McRuer, M., Allen, R. W., David H., Weir, D. H. and Klein, R. H., New results in driver steering control models, Human Factors, Vol.19, No.4(1977), pp.381-397.
- Mehrabi, N., Dynamics and Model-Based Control of Electric Power Steering Systems, A thesis presented to the University of Waterloo (2014).
- Mitschke, M. and Wallentowitz, H., Dynamik der Kraftfahrzeuge, Spriger Vieweg, (2014), pp.705-706.
- 中野史郎, 田村勉, 木村秀司, 久保愛三, 操舵性能の物理モデリングを活用した伝達要素設計に関する研究(第2報: 微操舵領域における車輪旋回特性の改善), 日本機械学会論文集, C編, Vol.79, No.806(2013), pp.3818-3829.
- 中野史郎, 葉山良平, 操舵性能の物理特性モデリングを活用した伝達系要素設計に関する研究(第3報 ステア・バイ・ワイヤシステムを用いた伝達特性評価手法の研究), 日本機械学会論文集, C編, Vol.79, No.806(2013), pp.3830-3838.
- 西原修, 熊本博光, ドライバによる操縦動作のモデル化と車輪軌跡曲率, Dynamics and Design Conference: 機械力学・計測制御講演論文集, D & D(2002), 408.
- 大穀晃裕, 山口信一, PMモータの磁極の非対称性に起因するコギングトルクの検討, 電気学会論文誌 D, Vol.127, No.1(2007), pp.95-102.
- 大庭吉裕, 清水康夫, EPSの慣性モーメント制御における安定性について, 自動車技術会論文集, Vol.38, No.2(2007), pp.207-212.
- Pick, A. and Cole, D., Neuromuscular dynamics and the vehicle steering task, Vehicle system Dynamics, Vol.41(2004), pp.182-191.
- 佐藤博文, 操舵感に関わる操舵応答特性の考察, 自動車技術会論文集, Vol.44, No.3, (1990), pp.52-58.
- 柴崎健一, 遠藤修司, EPSの制御装置, 特許3899797号(2007)
- 園田恭幸, 尾藤貴之, 上田泰介, 大元一弘, 田尾光規, 修正操舵を低減する操舵力に関する研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, 59-20145899.
- 竹間勇, 島田悟, 乗用車用EPS(EPS), NSK TECHNICAL JOURNAL No.654(1992), pp.36-47.
- van Ende, K. T. R., Küçükay, F., Henze, R., Kallmeyer, F. K. and Hoffmann, J., Vehicle and steering system dynamics in the context of on-centre handling, International Journal of Automotive Technology, Vol.16, No.5, (2015), pp.751 - 763.
- 山下秀也, 村田重雄, 乗松尚樹, 小野恒男, ステアリング操舵感の評価方法について, 自動車技術, Vol.45, No.12, (1991), pp.83-86.

## 第 6 章 操舵運転負荷に対する外乱の影響と EPS を用いた補償

### 6.1 本章の目的と構成

本章では、タイヤを通して伝わる外乱が操舵運転負荷に与える影響を明らかにし、EPS 機能を用いてその影響を補償する方法を提案する。

操舵運転負荷低減に関する研究は、運転による基本的な行動である認知、判断および行動に対応し、①車輻挙動を操舵情報で把握しやすい特性、②操舵制御しやすい車輻特性、③操舵行動に伴う身体的負荷軽減という 3 分野(以下、総称し操舵特性)で主に操舵入力に対する車輻応答特性を評価し議論されてきた。

この操舵特性に対して、前輪タイヤに働く外乱力をステアリングからハンドルを通して運転者に適切に伝えることの重要性が知られている(Pfeffer and Harter, 2013)。ここで述べる外乱力とは、運転者による操舵との因果性が少ないタイヤに働く力を意味する。例えば、路面とタイヤで発生する振動は、路面状況やタイヤのトラクションを運転者が把握する重要な情報になっている(Münster et al., 2014)、(山本, 2008)。一方、過度の振動伝達は、操舵運転を阻害する要因になるため、操舵運転に必要な外乱情報の大きさや周波数特性が研究されてきた(以下、外乱力感度設計)。例えば、10Hz までのステアリング振動は、操舵運転に有用な情報を含んでいるため、適切に伝える必要があることを示した研究がある(遠藤, 2000)、(Münster et al., 2014)。

また、例えば、タイヤ遠心力やタイヤ剛性の不均一性によっておきるシミー振動は、操舵運転を阻害しないようにできるだけ抑圧することが検討される(三浦, 福田, 1990)。このように、前輪タイヤに働く外乱力は、運転者の操舵運転行為に対する有効性の観点から伝達感度が検討されるため、操舵目標に対する運転者の制御能力(以下、操舵制御能力)を考慮した外乱力感度設計が必要である。

ところで、これらの外乱に対する設計は、サスペンション系とステアリング系の設計が関与する複雑な設計課題であり、車輻完成後に評価と調整が繰り返される場合が多い。このため、図 6-3 に示すように外乱力感度設計に対するサスペンション系とステアリング系の設計因果関係を明らかにし、それぞれに対し独立し外乱力感度設計を行うことを提案し、サスペンション系とステアリング系に対する外乱力応答の要求特性を求めた研究(Münster et al., 2014)もある。

現在では、ほとんどの乗用車で EPS が採用されている。したがって、運転者に伝える外乱力感度を運転者の操舵制御能力に対し整理し、運転者と接する EPS の制御機能を用いて調整することができれば、多くの乗用車に対し外乱力が起因する操舵運転負荷の軽減に貢献でき、かつ車輻設計や車輻調整時間の短縮にも貢献できることが期待できる。

そこで、本研究では、前輪タイヤに働く外乱力を運転者の操舵制御能力を考慮して整理を行い、その管理目標を示し、その上で、外乱力感度設計が必要な各外乱管理目標に対する EPS 制御機能を用いた外乱力感度設計方法を提案し、シミュレーションと実車実験を通してその有効性を確認する。

以下が本章の構成である。

第 2 節では、運転者の操舵制御能力で考える外乱と管理課題について示す。

第 3 節では、本章の検討で用いるシミュレーションモデルを説明する。

第 4 節では、目標軌道に追従する操舵制御における外乱管理目標と EPS を用いた補償設計方法を示す。

第 5 節では、ヨーレート変化を対象にした操舵運転における外乱の影響の管理目標と EPS を用いた補償設計方法を示す。

第 6 節で本章のまとめを行う。

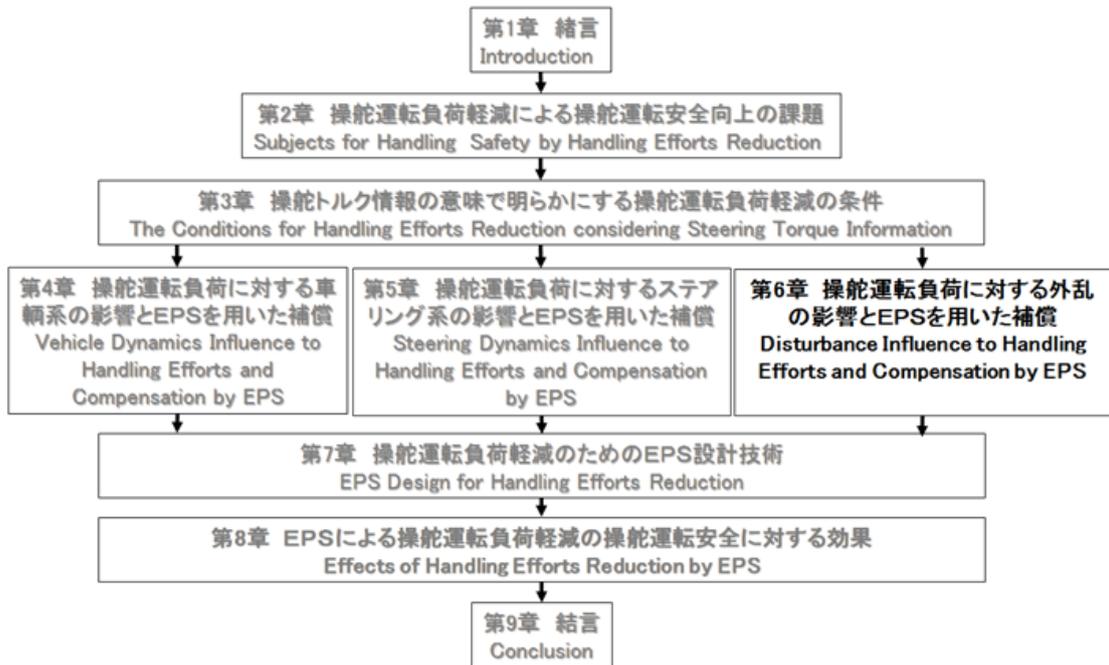


図 6-1 本章の位置づけ

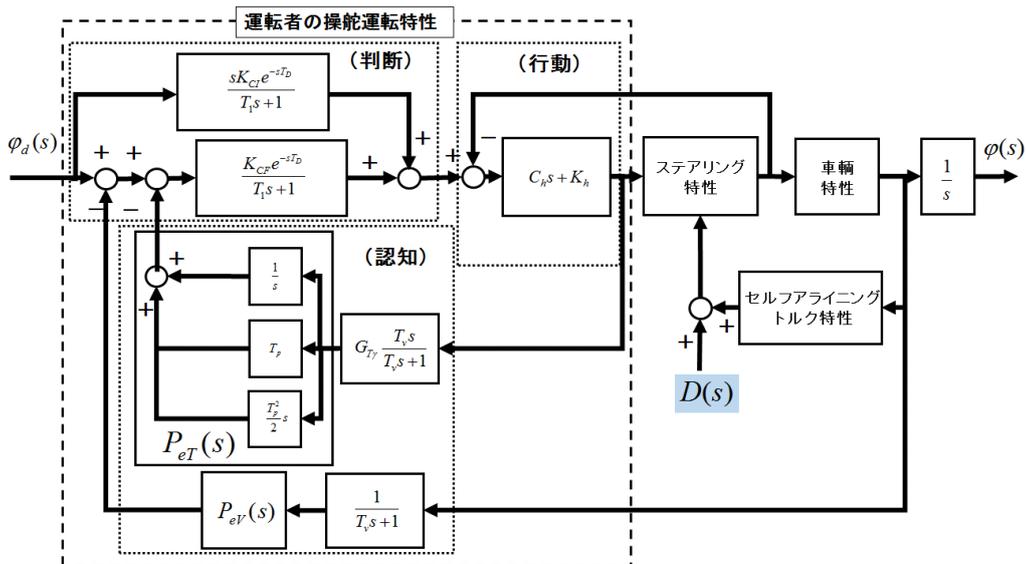


図 6-2 操舵運転環境における本章の位置づけ

## 6.2 運転者の操舵制御能力で考える外乱力と課題

本章では、運転者の操舵制御能力に応じて、問題となる外乱力の要因とその感度設計目標を論じる。表 6-1 は、本研究で外乱感度特性を論じる操舵場面の区分を示したものである。操舵場面は、まず運転者の操舵運転能力で区分し、次に作用する外乱で区分を行った。

操舵運転は、到達目標の設定、目標軌道の設定、車輛挙動の安定化および目標軌道に対する追従制御により行われる(Carlo, 2007)。このうち、前輪タイヤに働く外乱力が操舵運転に影響するのは車輛挙動の安定化制御に対してであり、運転者の操舵制御能力の範囲で車輛挙動の補正が行えるように外乱力または外乱力の影響を管理することが求められる。また、操舵周波数に応じて運転者が操舵制御できる車輛挙動の状態量が異なることを述べてきた。このため、本章では、目標軌道に追従する 0.5Hz 以下の操舵周波数での操舵運転に対する外乱の影響と、ヨーレートの変化率の制御が求められる 0.5Hz から 2Hz までの操舵周波数での操舵運転に対する外乱の影響に分けて、操舵運転負担を軽減するための条件とそれを実現する EPS 機能を述べる。

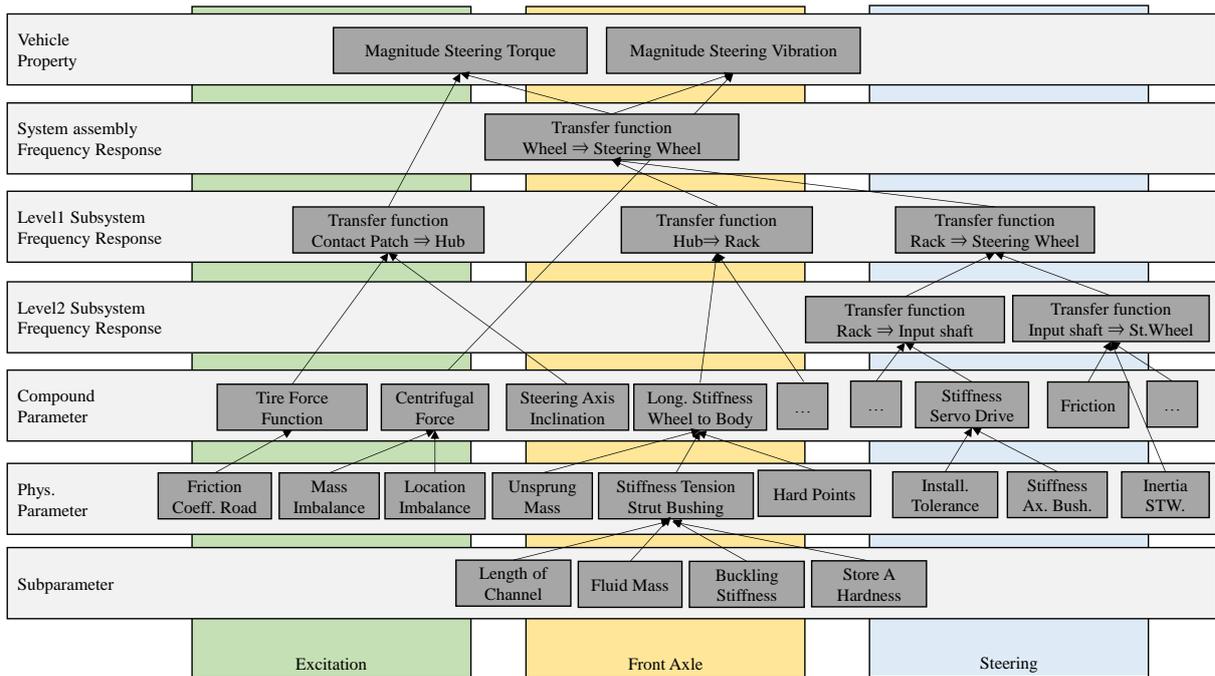


図 6-3 サスペンション系とステアリング系の設計関係(Münster et al., 2014)

次に本章で検討する外乱について述べる．表 6-1 に，本研究で検討する外乱を示す．

まず操舵周波数 0.5 Hz 以下の通常運転時に関して述べる．路面状況やタイヤのトラクション情報は，積極的に伝えるべき外乱力情報であり，主に 10~15 Hz 以下に含まれる．このため，10~15 Hz 以下での外乱力感度が高くなるように EPS 制御機能を応用した外乱力感度設計が求められる．一方，10~15 Hz 以上の外乱力伝達は，運転者が過敏な操舵感と感じるため，外乱力感度が周波数の増加に応じて低くなるように設定される(Münster et al., 2014), (Endo, 2000)．

外乱力の発生要因に対して外乱力感度が論じられる場合がある．そのひとつに，路面カントの影響によるハンドル中立点の直進状態に対するオフセットがある(山本, 2008)．路面カントとは，主に排水のために設定された路面の傾きである．この影響は，10 Hz 以下の定常的な周波数成分に近い外乱として現れるが，直進状態の維持に運転者の操舵力が必要になり操舵運転負荷が増すため，抑圧すべき外乱と考えられている(山田, 原口, 1995)．また，ハンドルシミーやブレーキジャダ振動は，10 Hz 以上で現れ抑圧すべき周波数範囲にあるが，サスペンション前後方向の固有振動数を励起し，特定の周波数で大きな振動となるため(竹川他, 2004)，固有な外乱感度低減対策が行われることが多い．

操舵周波数 0.5~2 Hz の範囲に対しては，横風や路面の凹凸をタイヤが通過したときに働くステアリング回転方向の外乱力（バンプステアまたはキックバック）によりハンドルが取られたり，ヨーレート振動が励起されたりする課題がある．この場合には，運転者が対応できるようにハンドルが取られる挙動の過渡応答を穏やかにし，ヨーレート振動を運転者能力で制御可能にするようにヨーレート振動周波数と振動の減衰率を調整するように調整が検討される．

以上の外乱に対し，従来は外乱感度低減のためにキングスピン周りやステアリング系に摩擦を与える対策が採られたが(三浦, 福田, 1990)，周波数領域での外乱力感度設計に対応できないという課題があった．

### 6.3 シミュレーションモデル

本研究では，EPS 制御機能を応用した外乱力感度設計を議論するため，シミュレーションモデルを用いている．

図 6-4 にシミュレーションモデルの概要を，表 6-2 に本シミュレーションで用いる車輛の平面二輪モデルで同定した車輛諸元を示す．また，表 6-3 にステアリング系の主要諸元を示す．用いた車輛は，エンジン排気量が 1.2 l でスタビリティファクタ 0.0017 の小型乗用車である．外乱により生じる車輛の最大横加速度は，タイヤ横滑り角と横力の関係が線形であるといわれる 0.4 G 以内であるため(HeiBing and Ersoy, 2011)平面二輪モデルと線形タイ

ヤモデルを用いる。また、第2章で述べたようにステアリング系の摩擦特性の外乱力感度に対する影響は大きい  
ため、ステアリング系の摩擦特性を第5章で述べた摩擦モデルを用いて詳しくモデル化している。

図6-5に、通常運転でのシミュレーションモデルの妥当性を実車輻による操舵トルクに対するヨーレートのリ  
サージュ波形の測定結果とシミュレーション結果との比較で示す。図が示すように、実測データに対するシミュ  
レーション結果の最大誤差は0.3Nmであり、一般の運転者が認識できるとされる操舵トルク検出分解能0.25Nm  
(遠藤, 2004)に近い値であり、妥当な誤差範囲内で再現できているといえる。

図6-6に、0.5Hzから2Hz操舵特性を評価するフリーコントロール時のシミュレーションモデルの妥当性につ  
いて、操舵角とヨーレートの時間応答に対する実車輻による結果と、シミュレーション結果の比較により示す。  
ステアリング角度60度、ヨーレート約20deg/sを初期条件として与え、図中の1秒の時間タイミングで手放しを  
行った。このときの誤差は、固有周波数および減衰率ともに10%以内であり、妥当な範囲で再現できている。

表 6-1 The disturbances in handling environment to work steering torque

Handling region according to driver's control ability	Steering frequency (Hz)	Handling condition	Disturbance source	Effects of disturbance
Tracking control to target trajectory	$\leq 0.5$	Normal Handling	① Disturbance from road surface	Help for handling $\leq 10\text{Hz}$
				Disturb the steering information $> 10\text{Hz}$
			② Steering shimmy	Disturb the steering information
			③ Brake judder	Disturb the steering information
			④ Road cant	Steering torque offset
⑤ Tire grip saturation	Less vehicle behavior response			
Vehicle behavior stabilizing control	0.5~2.0	Emergency handling	⑥ Bump steer ⑦ Cross wind	Disturb the vehicle behavior stability

表 6-2 Vehicle dynamics parameters

Parameters	Symbol	Value	Unit
Vehicle mass	$m$	1250	kg
Yaw moment of inertia	$I$	2000	kgm
Distance between front axis and C. G.	$l_f$	1.0	m
Distance between rear axis and C. G.	$l_r$	1.5	m
Front cornering stiffness	$K_f$	50000	N/rad
Rear cornering stiffness	$K_r$	75000	N/rad
Trail	$\xi$	0.065	m

表 6-3 Steering dynamics parameters

Parameters	Symbol	Value	Unit
Handle inertia	$J_h$	0.038	kg/m <sup>2</sup>
Torsion bar stiffness	$K_{tor}$	143	Nm/rad
Steering system inertia	$J_{stg}$	0.01	kg/m <sup>2</sup>
Steering system damping	$B_{stg}$	0.4	Nms/rad
Total gear ratio	$g_{tot}$	15.5	

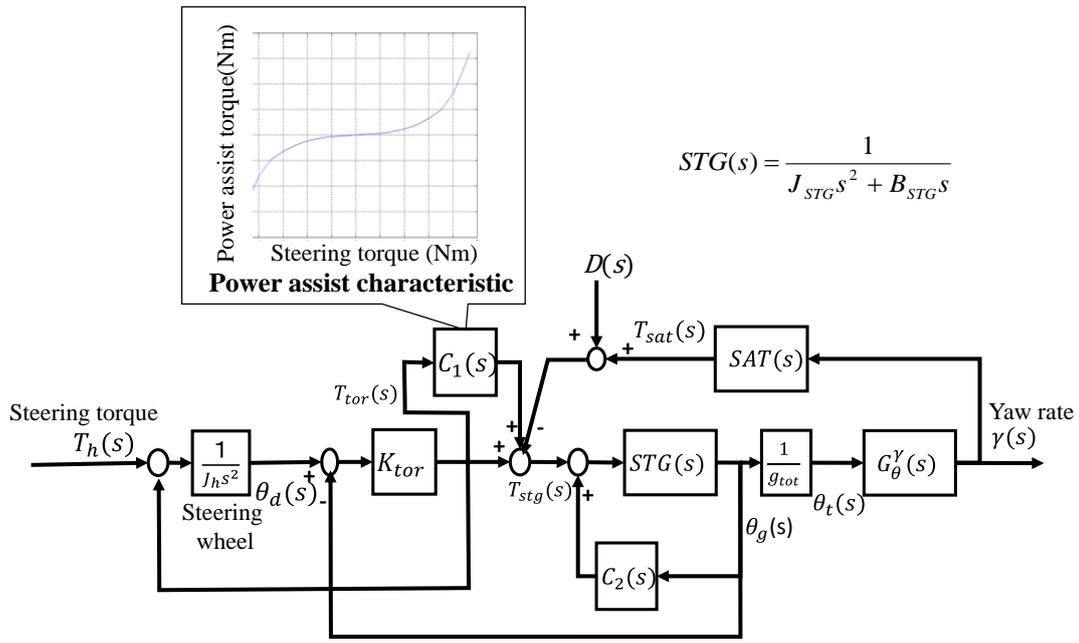


图 6-4 配置 of simulation model

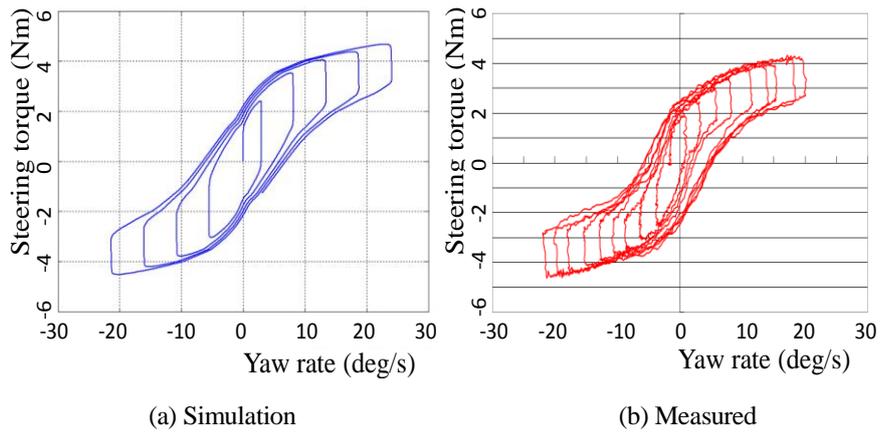


图 6-5 Validation of simulation model

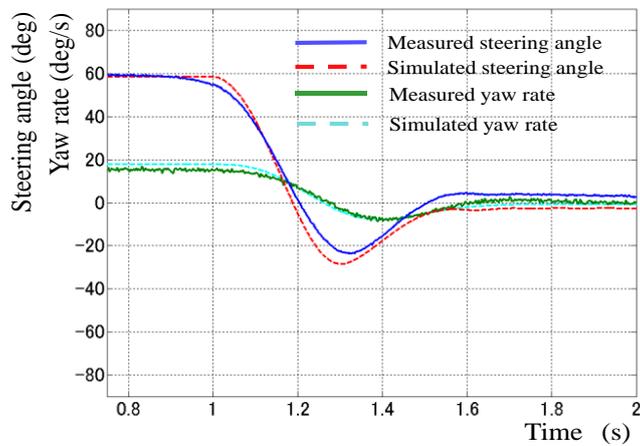


图 6-6 Simulation results comparison with measured in free control condition

## 6.4 目標軌道に追従する操舵制御での外乱抑圧

### 6.4.1 2自由度制御系を用いた外乱力感度設計

本項は、第4章で詳しく説明しているのので、ここでは簡単に説明する(遠藤, 岡本, 2008).

まず、本節で外乱オブザーバを応用した2自由度制御系での外乱力感度設計の考え方を示し、次項以降で表6-1の“②ハンドルシミー”, “③ブレーキジャダ”, “④道路カント”の3つの外乱力に対する外乱力感度設計について検討する.

図6-7(a)に本研究で用いる外乱オブザーバを用いた外乱力感度設計の基本構成を示す. 外乱オブザーバは、トーシヨンバーを制御器に含む制御器  $C(s)$  の出力トルクとステアリング系を動作するのに必要なトルク, そして外乱力の力学的なつりあいから外乱力を求めている. 外乱オブザーバの推定値と実際の外乱が等しいと仮定すれば, 図6-7(b)で示すように, 外乱に対し  $1 - F(s)$  の特性を通したように外乱力が働く. つまり, 外乱力からトーシヨンバーで検出するトルク  $T_{tor}$  までの伝達関数は, 式(6-1)となり, **Small Gain Theorem** で示す安定性に対する  $T(s)$  の拘束条件があっても外乱力感度設計設定の自由度を有することがわかる.

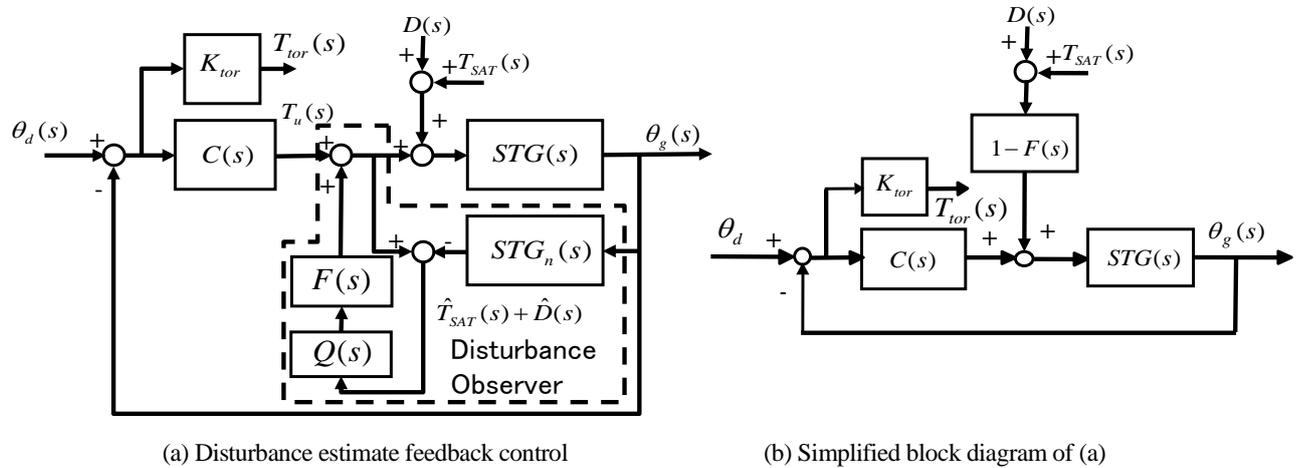


図 6-7 Disturbance estimate feedback control

$$T_{tor}(s) = (1 - F(s))(1 - T(s))STG(s)K_{tor}T_{sat}(s) \quad (6-1)$$

したがって, 次に  $D(s) \approx \hat{D}(s)$  とする外乱オブザーバの設計条件を明らかにする必要があるが, その条件は,  $F(s) = 1$  として外乱力  $D(s)$  から出力  $\theta_g$  までの伝達関数をゼロにする条件と等価である. 図6-7(a)において,  $F(s) = 1$  として  $D(s)$  から  $\theta_g$  までの伝達関数を,  $C(s)$  を無視して外乱オブザーバの特性のみで表すと次式となる.

$$\theta_g(s) = \frac{(1 - Q(s))STG_n(s)(1 + \Delta(s))}{1 + \Delta(s)Q(s)} D(s) \quad (6-2)$$

式(6-2)より  $D(s) \approx \hat{D}(s)$  とする必要条件は,  $Q(s) \approx 1$  によって得られることがわかる. 本研究で対象とする外乱は, 20 Hz 以下であるため, 20 Hz 以下で  $Q(s) \approx 1$  とする設計が必要になる. さらに,  $Q(s) \approx 1$  の条件で  $1 + \Delta(s)$  が相殺できるために,  $1 + \Delta(s)$  が十分に安定である条件が必要である.

操舵運転負荷を軽減するためには, 外乱力は適切に抑圧し, セルフアライニングトルク(以下, SAT)は, 積極的に伝達することが求められる. しかし, 図6-7(a)に示すように外乱オブザーバ出力は, 両方を含むため, 4・1節で示した周波数領域での設計で適切な外乱力感度が得られない場合は, 外乱力のモデルを用いて外乱オブザーバ出力から抑圧する外乱力のみを取り出す必要がある. このため,  $F(s)$  は, 推定外乱から抑圧すべき外乱力を取りだすための内部モデルを含む伝達特性になる. したがって, 以下では抑圧すべき外乱力ごとに, その動的な特徴と  $F(s)$  の設計について述べる.

## 6.4.2 サスペンション前後方向の固有振動を励起する外乱力

### A) 内部モデルと補償制御の考え方

シミヤやブレーキジャダによるステアリング振動は、図 6-8 で表すサスペンションの前後方向共振点に振動周波数が一致した場合に操舵トルク振動が大きくなり(三浦, 福田, 1990), 操舵運転を阻害することが知られている。このステアリング振動は、次式を満たす車速で現れる。

$$\omega_{SUS} = \frac{V}{2\pi r} \quad (6-3)$$

ただし、

$r$ : 車輪半径,  $\omega_{SUS}$ : サスペンション前後方向共振周波数

このサスペンション前後方向の共振点は、例えば図 6-9 に示す石畳路を走行した場合のハンドル周方向の振動周波数により確認できる。図 6-10 は、石畳路を走行しサスペンション前後方向の共振点を励起し、その結果である周方向の振動を操舵トルクで検出し、パワースペクトラムで表したものである。図に示す大きなピークがサスペンション前後方向共振点によってもたらされたものと考えられ、減衰の少ない 1 自由度振動系として観察される。このピークに対し外乱感度が低減できる方法が必要となる。

サスペンション前後方向の共振周波数が式(6-3)の条件となる車速は、一般の中小型車では 100 km/h 前後となる場合が多く、高速道路での巡航運転で不快感を与える一因となる。そのため、実用上考慮すべきロードホイールのアンバランスに対し運転者が感じ始めるトルク変動である 0.25 Nm に近いトルク変動内に管理する必要がある。

従来では、こうしたサスペンションの前後方向共振点で増大するハンドルシミヤ振動やブレーキジャダ振動に対し、サスペンションのブッシュに減衰特性の大きいブッシュの採用やラックアンドピニオンの支持に減衰部材を介する対応がされてきた。しかし、これらの方法はステアリング系に余分なコンプライアンスを与えるため、操舵に対する車輛の応答性が悪くなるといったトレードオフ問題がある。また、第 2 章で述べたようにステアリング系に摩擦を与えて対応する場合もあった。

ハンドルシミヤ振動やブレーキジャダ振動は、ステアリング機構を通じてハンドルに伝わる。これに対し、逆位相の振動をモータが発生し、相殺するような外乱オブザーバのフィルタ  $F(s)$  を検討する。この機能は、タイヤが発生するトルクから操舵トルクまでの伝達特性をモデルにもち、極零相殺を行うことによって実現できる。タイヤが発生するトルクは、図 6-7(a)を用いて推定する。また、サスペンション前後方向の伝達特性は、2 次の伝達特性で近似できるため、式(6-4)に示すように図 6-7(b)に示す  $1 - F(s)$  の零に相殺するサスペンション前後方向の伝達特性をモデル化し、減衰率が大きい式(6-5)の条件を満たすモデルを極に置く。式(6-4)の伝達特性は、 $\omega_{SUS}$  に対する帯域除去フィルタであることから本設計の作用により共振を低減できることが理解できる。

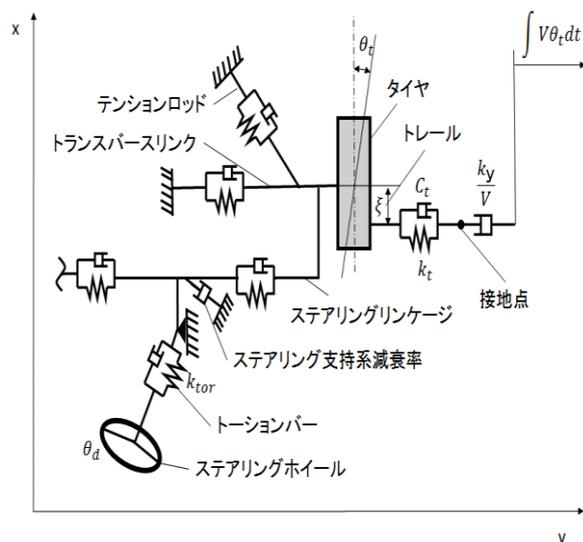


図 6-8 ステアリング前後方向機構(三浦, 福田, 1990)



図 6-9 石畳路

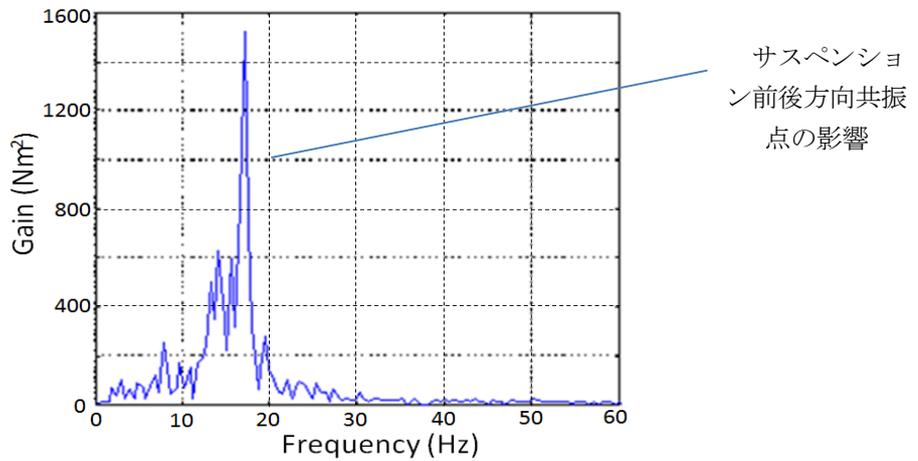


図 6-10 Steering torque power spectrum at paving driving

$$1 - F(s) = \frac{s^2 + 2\xi_2 \omega_{SUS} s + \omega_{SUS}^2}{s^2 + 2\xi_1 \omega_{SUS} s + \omega_{SUS}^2} \quad (6-4)$$

ただし,

$$\xi_1 \geq 1 > \xi_2 \quad (6-5)$$

この結果,  $F(s)$ は式(6-6)で与えられる.

$$F(s) = 1 - \frac{s^2 + 2\xi_2 \omega_{SUS} s + \omega_{SUS}^2}{s^2 + 2\xi_1 \omega_{SUS} s + \omega_{SUS}^2} \quad (6-6)$$

図 6-11 は, 本制御を実装した状態でのラックフォースに対するハンドル円周方向の加速度の伝達関数を測定したものである. 図より本制御を用いた場合は, 約 16Hz 付近に帯域除去フィルタの特性が加わったことが観察できる. この帯域除去フィルタは, 式 (6-4) によってもたらされたものであり, 本制御が設計意図とおりに機能していることを示すものである.

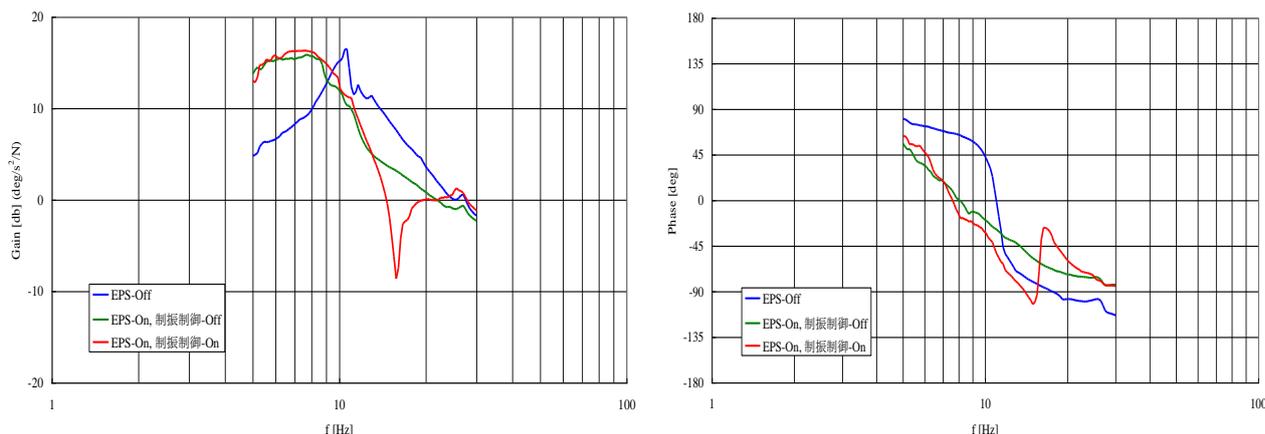


図 6-11 ラック力からハンドル加速度までの伝達特性

## B) 提案する制御器のハンドルシミー振動を対象にした外乱力感度設計の効果

最初に、表 6-1 に示す“②ハンドルシミー”による外乱について、図 6-4 のシミュレーションモデルを用いて提案する制御器の効果を検証した。シミュレーションでは、100 km/h で走行し、ロードホイールのアンバランスがもたらす周波数でのトルクセンサ検出値の振幅が 0.3Nm になるように外乱を与えた。また、運転者の手・腕の機械的特性の影響を除くため、操舵トルクはゼロにしている。その結果を図 6-12(a)に示す。図では、本制御器により約 1/3 振動振幅が減少しており、効果が確認できる。

次に実車両を用いた実験で検証した結果を図 6-12(b)に示す。実車両実験は、1L クラスの小型車に EPS を装着し行った。ロードホイールに質量 40 g のアンバランスを与え、車速 100 km/h で走行したときの操舵トルクを測定し、本制御器の有無でハンドルシミー振動に対する低減効果を比較した。図より本制御器の効果により、操舵トルク振動が約 3 分の 1 にまで減少していることが確認できる。また、図では本機能 OFF 状態で緑の点線で示す約 1.5 Hz のうなり振動が観察され、ON の状態でもこれに近いうなり振動が見られる。これは、ハンドルシミー振動周波数に近い機械的な共振点が励起されたことで発生したうなり現象であると考えられる。この場合のように、本制御器の低減効果に対しうなり振動振幅が上回った場合には、これ以上の低減は望めないと考えられる。

次に本制御器により、操舵角に対するヨーレートの応答性を下げないように一部のサスペンション前後方向の減衰部材を省略した場合で、ハンドルシミー振動を低減できた例を示す。図 6-13(a)に記すヨーレート応答性が高い車両 A の特性は、一部の減衰部材を除いた場合である。車両 B の特性は、減衰部材を用いた一般的な場合である。車両 A では、本制御器を用いており、車両 B では用いていない。EPS 機構は、車両 A と車両 B で同じである。図 6-13(b)にロードホイールに 40 g のアンバランスを与え、100 km/h で直進走行した場合のハンドルシミー振動を示す。本制御器の効果により、車両 A ではサスペンション前後方向の減衰部材を一部省略したにも関わらず、ハンドルシミー振動が車両 B に対し低減できていることが確認できる。したがって、本例では、提案する本制御器によって減衰部材と同等のハンドルシミー減衰効果が、ヨーレートの応答性を下げることなく得られた。

図 6-14 は、ロードホイールのアンバランス量を変えて操舵トルクに伝わるシミー振動振幅を実車両上で調査した結果である。図中に青で示した振動レベルが安心感を感じ操舵運転負担が少ないと主観的に評価された範囲であり、本制御の管理目標である。この結果では、本制御を用いると約 30 g のアンバランス以下では青の領域内に管理できている。また、アンバランス量が増えても、シミー振動振幅の増加の割合は少なく 60 g のアンバランスであっても赤で示す危険な範囲には至っていない。一方、従来の HPS の場合、40 g 以上のアンバランスで運転者は、運転者は危険を感じるレベルになっている。市場において、40 g 程度のホイールアンバランスが想定されるため、本機能が果たす効果は大きいと考えられる。

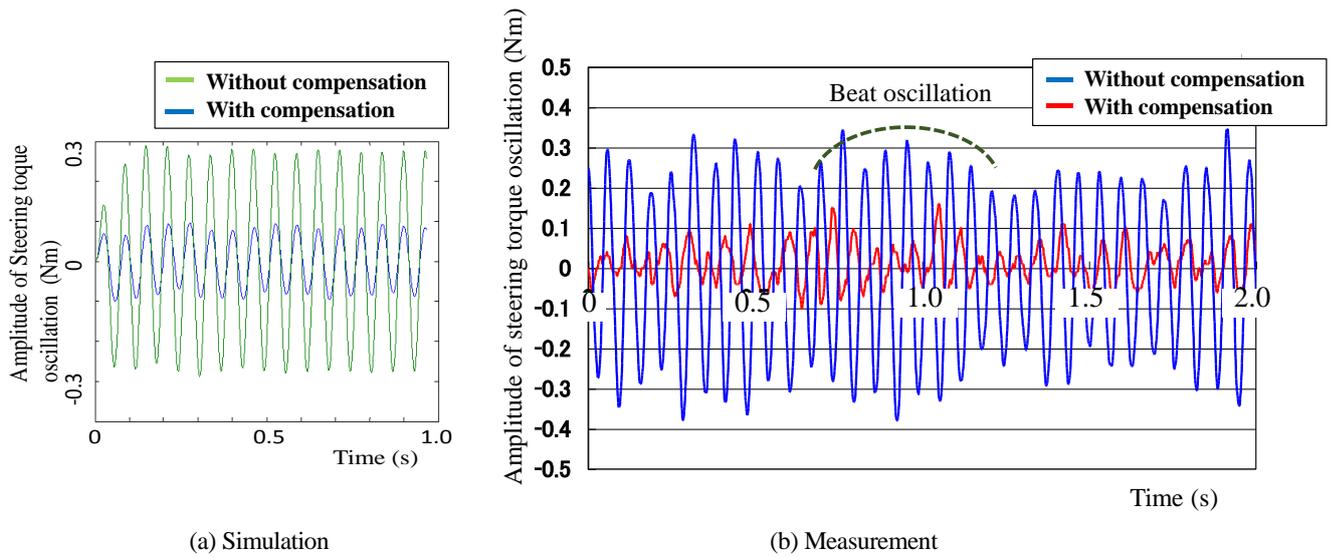


図 6-12 Effect of oscillation reduction control

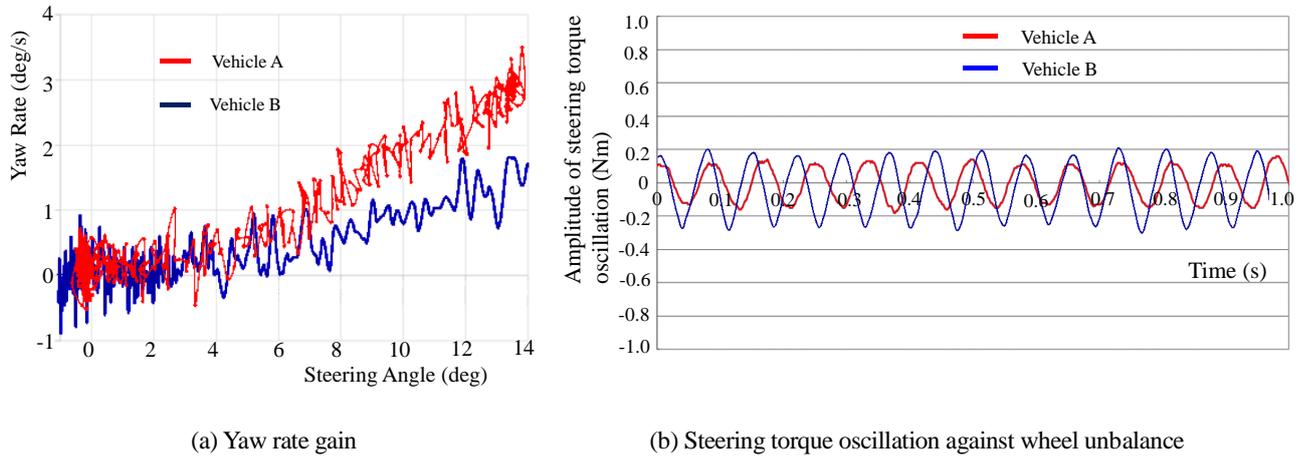


図 6-13 Yaw rate gain improvement by steering torque oscillation reduction control

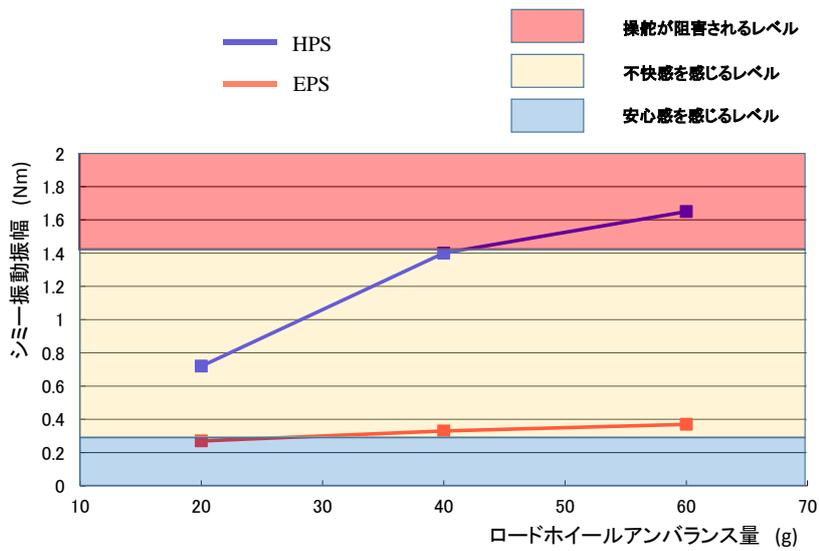


図 6-14 ロードホイールアンバランスとシミー振動振幅の関係

### ③ 提案する制御器のブレーキジャダ振動に対する効果

表 6-1 に示す“③ブレーキジャダ”は、ブレーキローターのみスアライメントにより発生するブレーキ力変動が、転舵方向に働くことによる振動である。この振動は、高速走行時にブレーキ操作を行った際にシミー同様にサスペンション前後方向の共振点を励起し問題となることがある。

従来は、ブレーキホイールアライメント調整の高精度化やシミーと同様な対策方法がとられてきたが十分な解決に至っていなかった。このため、提案する本制御器の効果を検証するために、高速域で毎秒 12 km/h のブレーキ操作を行い、操舵トルク振幅を測定した。その結果を図 6-15 に示す。本制御器による補正なしでは、サスペンション前後方向の共振周波数に近い周波数でブレーキ力変動が起る約 100 km/h の車速で、操舵トルク振幅が増加している。一方、本制御器による補正ありでは、同じブレーキ動作にも関わらずトルク振動は抑圧されており、本制御器の効果が確認できる。なお、ブレーキジャダ時のサスペンション前後方向の共振周波数は、ブレーキ時にステアリング支持系にかかる荷重の影響で高速シミー時のサスペンション前後方向の共振周波数に対してずれる(竹川他, 2004)。したがって、バンドパスフィルタ特性をもつ  $F(s)$  の通過帯域を広く設計する必要がある。

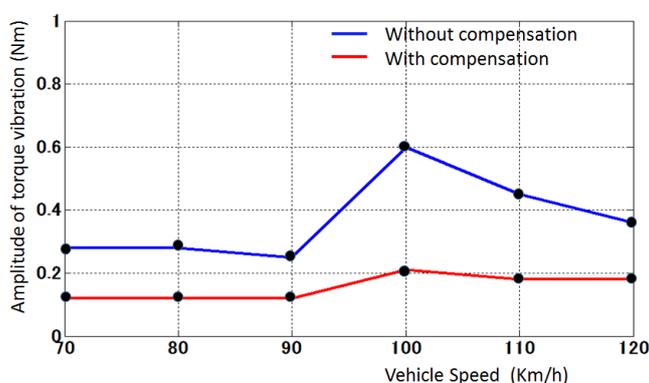


図 6-15 The effect of the compensation control against brake judder

### 6.4.3 道路カントの影響を対象にした外乱力感度設計

車輻直進状態では、できるだけ操舵運転負荷がかからないことが望ましい。しかし、直進進路であっても表 1 に示す“④道路カント”の影響により、SAT のオフセットが発生する可能性がある。この問題に対し、道路カントの影響を打ち消すようにタイヤに残留コーナリングフォースを与える対策がなされている(株式会社ブリジストン, 2008)。一方、EPS 採用に伴いキャスタトレールを増加する設定が行われる傾向にあり、この結果、道路カントに対する SAT オフセットの感度が高くなり(山田, 原口, 1995)、運転者は直進状態を維持するために操舵トルクが必要となる場合がある。この操舵トルクが、パワーアシストを必要とするレベルになると運転者は身体的な操舵運転負荷を感じる。パワーアシストを開始する操舵トルクは、通常 1.2~1.8 Nm であるので、直進時の操舵トルクは、この範囲にあることが身体的な操舵運転負荷軽減の観点から望ましい。このため、操舵角と操舵トルクにより直進状態を判定し補正する方法が考案されている(久保田他, 2007)。このような EPS を用いた補正は、残留コーナリングフォースの結果で生じる SAT オフセットを検出することでより精度の高い補償が期待できる。よって、本節では外乱オブザーバを用いて SAT のオフセットを検出し中立に補正する EPS 機能を述べる。

提案する本制御器は、車輻の直進状態検出と SAT のオフセット補正を基本構成とする。図 6-17 は、提案する本制御器を実現するブロック図である。本制御器は、車輻の直進状態の検出、そのときの SAT のオフセット量の検出およびトルクオフセットを補正する制御器で構成する。車輻の直進状態は、車速が 50 km/h の条件で、操舵角  $\theta_d$  と  $T_{sat}$  が直進状態ととりえる範囲に継続的にある場合に検出する。そして、この期間の  $T_{sat}$  の平均値を SAT のオフセットと判断する。この得られたオフセット補正值を用いて補償制御器によって操舵を阻害しないように時間をかけて徐々に補償を行っている。ここで、SAT のオフセット量は、ニュートラルステア特性以外の車輻特性では車速の関数になる。つまり、SAT の定常ゲイン  $G_{sat}(0)$  を平面二輪モデルの横方向とヨー方向の運動方程式から求めると、

$$G_{\alpha}(0) = \frac{1}{1 + KV^2} \frac{V^2}{l} \quad (\text{実舵角に対する横加速度定常ゲイン}) \quad (6-7)$$

$$K = -\frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f K_r} \quad (\text{スタビリティファクタ}) \quad (6-8)$$

$$G_{sat}(0) = 2\xi Y_f(0) = 2\xi \frac{ml_f G_{\alpha}(0) + I\dot{G}_{\gamma}(0)}{l} = 2\xi \frac{ml_f G_{\alpha}(0)}{l} \quad (\text{実舵角に対する SAT 定常ゲイン}) \quad (6-9)$$

となる。式(6-7)は、表 6-2 のパラメータでは、車速が 50 km/h 以上で車速  $V$  にほぼ比例し増加する関数であり、式(6-8)も車速に応じて  $G_{sat}(0)$  が増加する関数となる。このため、記憶した SAT のオフセット値は、式(6-7)による車速に対する補正  $K_{DRIFT}(V)$  が必要であるため、補正を行っている。



図 6-16 カント路の例

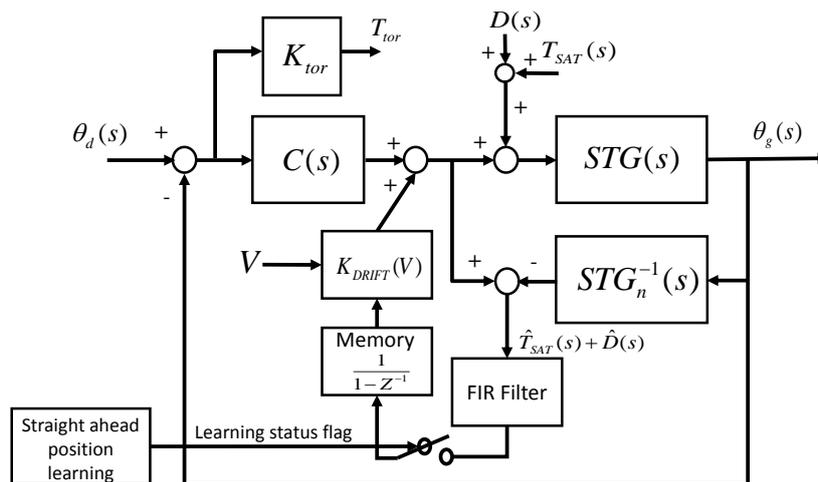


図 6-17 The block diagram of self-aligning torque offset compensation

図 6-18 は、本制御器によって中立における SAT のオフセットが補正されことを示す実験結果である。実験は、左右輪のタイヤ径を代え擬似的に SAT のオフセットを再現し、80 km/h の速度で直進走行を行い、このときの操舵トルクの時間波形を測定し行った。図示したように、操舵トルクは摩擦の範囲で変動しており、補正前の場合には最大 1.8 Nm、平均 0.9 Nm の操舵トルクが発生している。一方、補正後の場合は、最大 1.2 Nm、平均 0.1 Nm の操舵トルクになっており、本制御器が正しく作用していることがわかる。

また、補正前の操舵トルク変動は  $\pm 0.7$  Nm で、補正後の操舵トルク変動は、 $\pm 1.1$  Nm であり、補正前のトルク変動幅のほうが小さい。これは、補正前ではパワーアシストが働いたためである。一方、補正後は、操舵トルク変動幅と EPS の摩擦量は、ほぼ一致しパワーアシストが働かない状態で操舵できていると考えられる。つまり、提案する本制御器によりパワーアシストが必要ないレベルに身体的な操舵運転負荷が軽減できていると考えられる。

さらに、補正は、運転者に違和感を与えないことに配慮して徐々に行う。図 6-18 (c) にその対策を示す。ステアリングトルクが中立付近では、ステアリング系の摩擦力範囲で操舵トルクが変動するので摩擦力がもたらす操舵トルクの変化率より十分に小さい変化率で補正することで、運転者に対しオートメーションサプライズを与えることを防いでおり、効果があることを主観的評価により確認している。

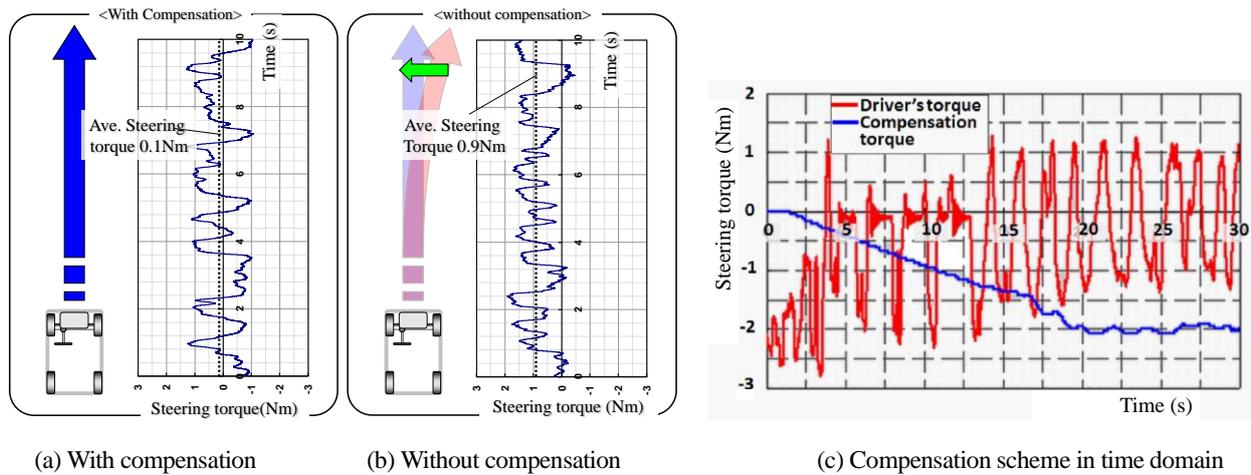


図 6-18 The effect of self-aligning torque offset compensation

#### 6.4.4 タイヤグリップロス状態でのセルフアライニングトルク伝達制御設計

本機能の目的は、タイヤがグリップを失いつつある状態を運転者にわかりやすく伝え、タイヤグリップを復活する方向の操舵を支援することである。A)でグリップロス状態を検出する設計方法について示し、B)でその効果を示す。

##### A) タイヤグリップロス状態検出について

安全な運転のために、タイヤのグリップ状態を常に維持することの重要性は言うまでもない。しかし、路面の摩擦係数が低く滑りやすい状態で操舵を行うと、タイヤのグリップが失われ車両が曲がらなくなるドリフトアウト状態や、スピンしそうになるスピナウト状態が発生する。そのため、運転者にグリップが失われつつある状態を伝えることや、グリップが失われてしまった状態では、グリップを復活するための適切な操舵を支援することが望まれる。よって、タイヤのグリップ状態を推定する方法が必要になる。

グリップ状態を検出する方法については、いくつかの報告がある。Onoらは、セルフアライニングトルク、タイヤ横力と駆動力を検出し、タイヤのグリップマージンを推定する方法を提案している(Ono, et al., 2004)。また、Grünerらは、横力のタイヤすべり角に対する微分が零になる条件で、グリップが失われる直前の条件を検出し、グリップが復活する方向のトルクアシストを行うEPS制御を提案している(Grüner, et al., 2008)。本研究では、グリップした状態のセルフアライニングトルク規範モデルを用いてグリップロス状態を検出し、グリップが復活する方向にトルクアシストを行う方法(アピワット他, 2012)を提案する。

図6-19にタイヤのグリップ状態とセルフアライニングトルクの関係を示す。図より、タイヤのグリップ状態の変化は、セルフアライニングトルクの変化として表れることがわかる。図における領域1は、タイヤが路面をグリップしている状態であり、セルフアライニングトルクと横すべり角は、ほぼ比例する。

領域2は、グリップ状態とグリップロス状態の境界領域である。領域2では、タイヤからの反力にセルフアライニングする力が残っており、運転者の力量でタイヤグリップ状態に復活させることが可能である。したがって、この領域で求められるのは、運転者に対しこれ以上ハンドルを切るとグリップを失うことを伝えることである。その手法として、領域2の初期段階でグリップを失いそうな感覚を伝えることが考えられる。

領域3は、グリップを失った状態である。この領域では、負の剛性カーブを持つ。すなわち、一旦グリップを失うと更にグリップを失う方向に舵が切れてしまう傾向にある。この領域で運転者がすべきことは、舵が切れる方向に逆らってグリップ状態に戻すことである。だが、運転者が修正舵を当てながらグリップ状態を手ごたえで検出することは困難である場合が多く、結果として舵の修正行為をしつつも、ドリフトアウト状態あるいはスピナウト状態から抜けることができずに事故に至ってしまうケースが発生する。よって、この領域で望まれることは、グリップを復活する方向の操舵を促し、グリップ状態が復活した際には、それを運転者に確実に伝えることである。

上記を実現するためには、領域2領域3の状態を検出することが必要となる。したがって、以下、領域2、領域3の検出方法を論じる。

図6-20はグリップロス状態を検出する基本的な考え方である。グリップロス状態は、グリップしている状態を規範モデルと置き、推定したセルフアライニングトルクとの差で検出する。図の点線で示すようにセルフアライニングトルクとスリップアングルの関係は、路面の摩擦係数が大きい場合、タイヤ剛性とタイヤの設置加重の重心点で決まる線形な関係を横滑り角が約2度以内の範囲で示す。一方、摩擦係数が小さい場合は、小さいスリップアングルの極大値となる。したがって、その差でグリップロス状態を検出することは妥当である。なお、タイヤがグリップした状態の規範モデルとは、平面二輪モデルをベースに入力を操舵角、出力をセルフアライニングトルクとしたモデルで、以下の計算式で表せる。

まず、車輛横方向の運動方程式は、

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{11} \\ b_{21} \end{bmatrix} \delta_t \quad (6-10)$$

$$\begin{aligned} a_{11} &= -\frac{2(K_f + K_r)}{mV}, & a_{12} &= -1 - \frac{2(l_f K_f - l_r K_r)}{mV^2} \\ a_{21} &= -\frac{2(l_f K_f - l_r K_r)}{I}, & a_{22} &= -\frac{2(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r)}{IV} \end{aligned} \quad (6-11)$$

$$b_{11} = \frac{2K_f}{mV}, \quad b_{21} = \frac{2l_f K_f}{I} \quad (6-12)$$

である。そして、グリップ状態のセルフアライニングトルクモデル出力SATは、以下の式で表せる。

$$SAT = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} d_{11} \end{bmatrix} \delta_t \quad (6-13)$$

$$c_{11} = -2\xi K_f, \quad c_{12} = -\frac{2\xi K_f l_f}{V} \quad (6-14)$$

$$d_{11} = 2\xi K_f \quad (6-15)$$

本制御のブロック図を図6-21に示す。実際のセルフアライニングトルクの検出には、外乱オブザーバ出力を用いている。ただし、タイヤから発生するセルフアライニングトルクは、装着しているタイヤの仕様及び空気圧等仕様状態により変化する。これらの変化に対してロバストな検出ができるように、操舵状態判定部では、検出したSAT1-SAT2に対して近似微分した信号を用いてモデル化誤差の影響を排除する。そして、操舵状態判定部では、タイヤのグリップロス状態を運転者に知らせる操舵反力を生成する。

図6-22に本機能によるグリップロス状態の検出結果を示す。実験では80km/hの速度で±50度の操舵を行い、セルフアライニングトルクを飽和させ、飽和が検出できるかを確認した。図から、セルフアライニングトルクが飽和した状態を本方法で検出できることがわかる。また、この飽和状態でもヨーレートに大きな影響が現れていないことから、本制御で検出したセルフアライニングトルク情報を適切に運転者に伝えられれば、操舵不能状態を回避するうえで有効性が期待できる。

## B) 実車実験による本制御器効果の検証

本制御の有効性は摩擦係数が 0.2 の低 $\mu$ 路で 60km/h の速度でレーン変更走行を行い検証した。実験で用いた車輛は、表 6-2 のパラメータ同定を行った車輛を用いた。

本実験では、図 6-2 で示したタイヤがグリップしている状態の規範モデルとセルフアライニングトルクの推定値との差の近似微分特性をアシスト特性から減じることで、運転者に対しグリップ情報を伝えている。その結果、グリップを失った場合には、SAT1-SAT2 の差を減少させる方向に補正トルクが働き、グリップを復活させる方向の運転支援を行うことを意図した。

その実験結果が図 6-23、図 6-24 である。本制御を有さない場合では、前述の理由により、運転者は一旦グリップを失ったあとグリップを復活させる状態への操舵を試みるものの、グリップ復活状態が認識できない。つまり、運転者モデルにおける予測モデルを有しない状態での運転状態となり、その結果、車輛挙動は不安定で左右に振れた動きになり、姿勢制御が不安定であることが分かる。

一方、本制御が動作した場合では、一般的なグリップ状態での操舵に近い操舵で車輛を制御できていることがわかる。なぜなら、本制御により運転者はグリップを失いそうな状態を認識できており、グリップロス状態での操舵は、前者と比較して少ないためであると考えられる。さらに、図 6-24 より、本制御がない場合は、レーンを大きく逸脱しており、操舵運転安全基準を満たせていないが、本制御を行った場合には、目標レーン内に収まっており、操舵運転安全基準を満たせている。

以上のことから、領域 2 領域 3 における本制御の操舵運転安全向上に対する有効性が示された。

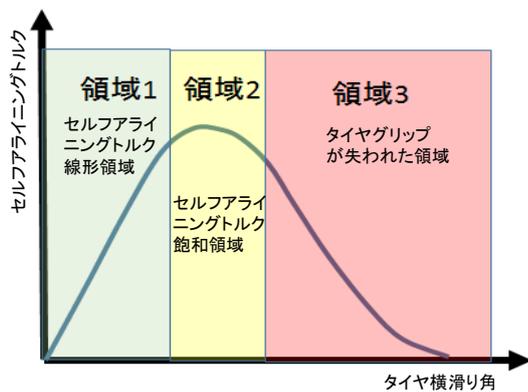


図 6-19 タイヤ横滑り角に対する SAT 特性

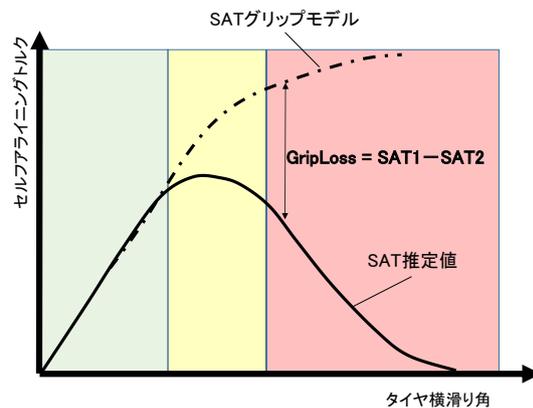


図 6-20 タイヤグリップロス状態の検出原理

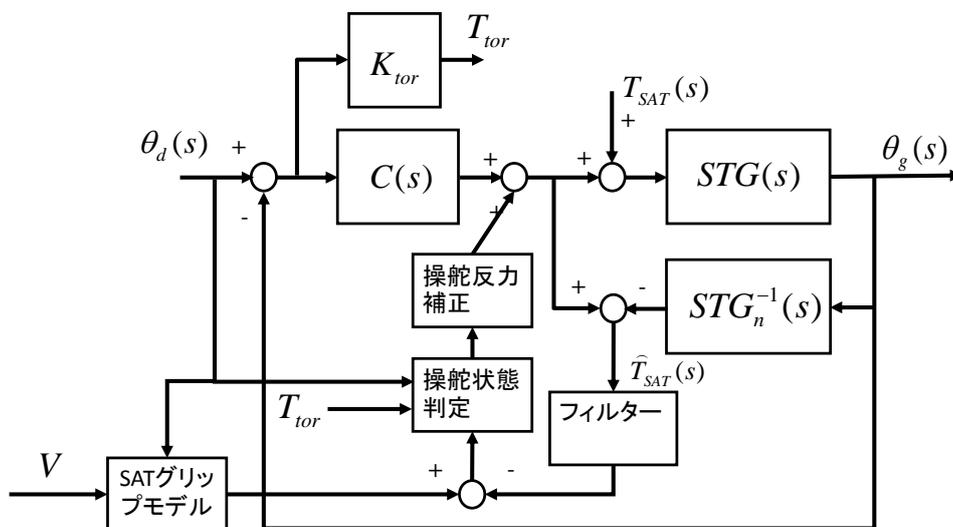


図 6-21 タイヤグリップロス状態フィードバック制御のブロック図

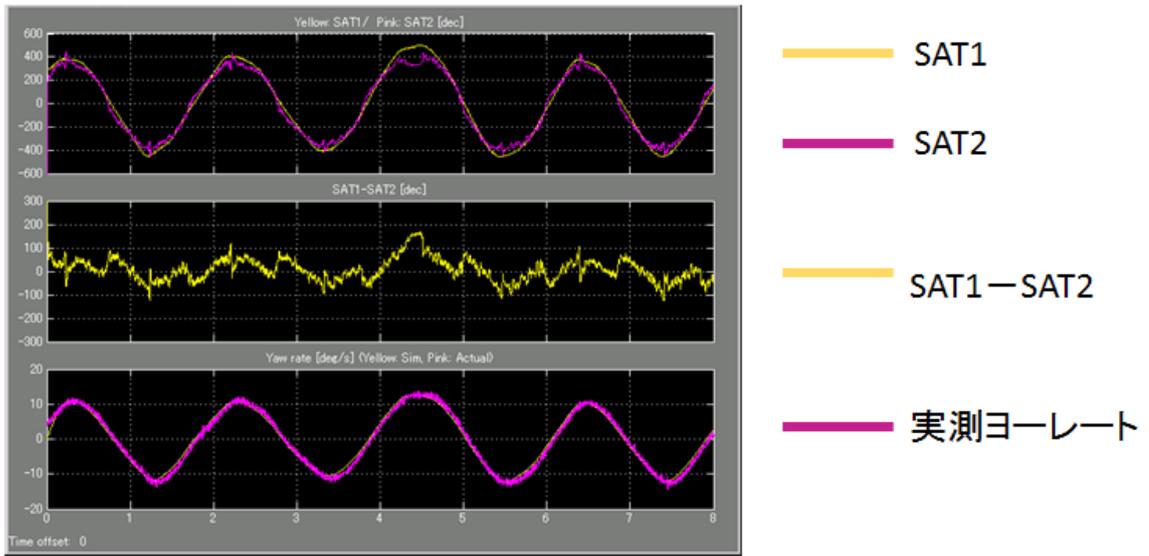


図 6-22 タイヤグリップロス状態測定例

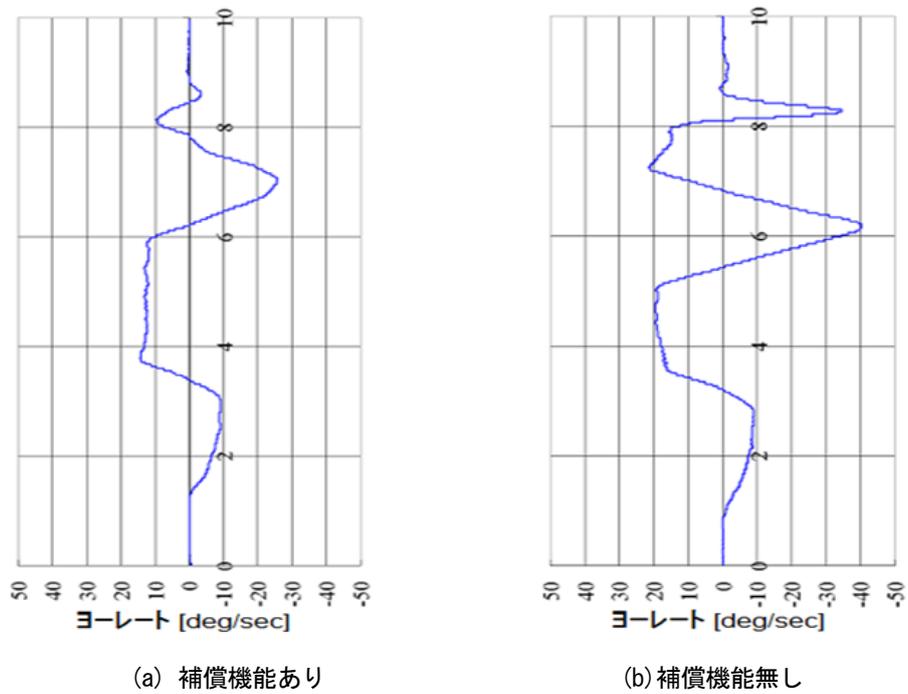


図 6-23 タイヤグリップロス状態フィードバック制御の効果 1



図 6-24 タイヤグリップロス状態フィードバック制御の効果

## 6.5 ヨーレート変化を対象にした操舵運転での外乱抑圧について

本節では、運転者がヨーレート変化を制御できるとされている  $0.5\text{ Hz} \sim 2\text{ Hz}$  までの操舵周波数領域で操舵制御しやすい条件を与えるステアリング特性の条件とそれを EPS 制御によって実現する方法について検討する。

### 6.5.1 運転者がヨーレートの変化率を制御しやすい操舵特性条件

運転者がヨーレート変化率を操舵制御する場面に横風や路面から受けるキックバック等の外乱によりヨーレートが振動的になる場合があり、これまで 4WS を用いてヨーレートを安定化する方法(平岡他, 2003)や EPS による横風外乱推定を用いてヨーレートの安定性を補償する方法(北野他, 2012)が提案されているが、本研究では、運転者の操舵制御能力で対応できる条件と EPS を用いた補償設計方法について検討する。

この外乱力に対するヨーレート過渡応答は、フリーコントロール時のヨーレート過渡応答を代用特性として論じられている。フリーコントロール時のヨーレート過渡応答特性については、SAT に対するステアリング系の過渡応答特性を考慮する必要性が示され(毛利他, 2006)、その解析は SAT を単純なばねとする(久代他, 2009)、あるいはステアリング系の固有振動数が車輛のヨーレートの固有振動数に対し十分に高い(酒井, 2015)と仮定し、車輛のヨーレート過渡応答特性とステアリング過渡応答特性を非干渉として単純化している。ただし、本研究が目的とする運転者の操舵制御能力でヨーレート過渡応答を制御できるようにする検討では、この干渉を考慮する必要がある、解析が難しいという問題がある。

しかし、この問題は、ステアリング系に伝わる SAT 特性を望ましい特性に補償することで解決できると考えられる。つまり、EPS 機能を用いてステアリング系過渡応答の加振力となる SAT 動特性を補正することで、車輛のヨーレート過渡応答特性とステアリング過渡応答特性とを独立して考えられるためである。

したがって、以下では SAT 推定を用いて、運転者がヨーレートの変化率を操舵制御しやすいようにステアリング系の応答性補正を検討する。運転者がヨーレートの変化率を操舵制御しやすい目標条件は、これまで述べたことを整理すると以下のようになる。

目標(1) SAT に対するステアリング系の応答性の周波数が、0.5 Hz 以上 2 Hz 以下にあること。

目標(2) この応答周波数で、ヨーレートと操舵角の位相変化は適度に少ないこと。

目標(3) 車輻のヨーレート過渡応答減衰率とステアリング系の過渡応答減衰率は、約 0.8 であること。

これを本課題に対する目標とする。

EPS 制御機能を用いてステアリング機構の動特性を含まない場合の車輻のヨーレート過渡応答を安定化し、また、ステアリング系過渡応答が前記ヨーレート過渡応答の安定性に及ぼす影響を明らかにすることを考慮し、ステアリング系過渡応答の固有周波数を車輻のヨーレートの固有周波数より低くすることで、ヨーレートと操舵角の位相差を減らし、かつヨーレート過渡応答を安定化するステアリング系の条件を求める。

### 6.5.2 フリーコントロール時のヨーレート過渡応答に及ぼすステアリング系過渡応答特性の影響

本項ではステアリング系動特性と車輻の動特性とを分け、車輻の動特性を EPS 機能によって補償し、安定かつ単純化してステアリング系の影響を明らかにする。第 4 章では、運転者から見たヨーレート過渡応答特性  $G_\theta^\gamma(s)$  の減衰率を 1 に近くなるように補償を行い、零の影響は操舵の安定感向上のために補償を行い 1 次遅れ特性に単純化できる EPS 制御機能を提案した。つまり、ステアリング系の動特性を無視した場合、操舵角に対するヨーレート伝達関数は、図 6-4 に示す EPS 制御器  $C_1(s)$ ,  $C_2(s)$  を以下に示す設計によって 1 次遅れ特性に近似できることを示した。

操舵角に対するヨーレート減衰率を 1 にするためには、

$$C_2(s) = K_{STG} g_{tot} \frac{K_d s}{\tau_n^2 s^2 + 2\tau_n \xi_n s + 1} \quad (6-16)$$

とすることで、

$$\begin{aligned} \gamma(s) &= G_\theta^\gamma(0) \frac{1}{K_{STG} g_{tot}} \frac{C_r V s + 1}{\tau_n^2 s^2 + \tau_n (2\xi_n + K_d) s + 1} T_{STG}(s) \\ &\approx G_\theta^\gamma(0) \frac{1}{K_{STG} g_{tot}} \frac{C_r V s + 1}{(\tau_n s + 1)^2} T_{STG}(s) \propto G_\theta^\gamma(0) \frac{1}{K_{STG} g_{tot}} \frac{C_r V s + 1}{(\tau_n s + 1)^2} \theta_d(s) \end{aligned} \quad (6-17)$$

また、零の影響は、

$$C_1(s) = K_{assist} \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1} \quad (6-18)$$

とし、式(6-17)に対し、極ゼロ相殺を行い 1 次式に近似できる  $T_1$ ,  $T_2$  を設定する。その結果、式(6-19)のように 1 次遅れ式で近似できる。

$$\frac{\gamma(s)}{\theta_d(s)} \approx \frac{1}{g_{tot}} \frac{G_\theta^\gamma(0)}{\tau_n s + 1} \quad (6-19)$$

また、この近似により操舵角に対する横加速度の伝達関数、

$$\frac{\alpha(s)}{\theta_d(s)} \approx V G_\theta^\gamma(0) \frac{1}{g_{tot}} \frac{\tau_\alpha s + 1}{\tau_n s + 1} \quad (6-20)$$

が、0.5 Hz までの範囲で成立することも第 4 章で示している。本研究では、定性的な解析を行う目的から、近似式が 2 Hz まで成立するとして議論を進める。

$T_{SAT}$  を平面二輪モデルの横方向とヨー方向の運動方程式から求めると、

$$T_{SAT}(s) = 2\xi Y_f(s) \frac{1}{g_{tot}} = \xi \frac{m l_r \alpha(s) + I \dot{\gamma}(s)}{l} \frac{1}{g_{tot}} \quad (6-21)$$

式(6-21)に式(6-19), 式(6-20)を代入すると,

$$\frac{T_{SAT}(s)}{\theta_d(s)} = \xi G_\theta^\gamma(0) \frac{mVl_r}{l} \frac{\tau_{sat}s+1}{\tau_n s+1} \frac{1}{g_{tot}} = G_{SAT}(V) \frac{\tau_{sat}s+1}{\tau_n s+1} = G_{SAT}(V)TR(s) \quad (6-22)$$

$$\tau_{sat} = \tau_a + \frac{I}{ml_r V} = \sqrt{\frac{I}{2lK_r}} + \frac{I}{ml_r V} \quad (6-23)$$

$$\tau_n = \frac{V}{2l} \sqrt{\frac{mI}{K_f K_r}} \sqrt{\frac{1}{1+KV^2}} \quad (6-24)$$

式(6-22)は, ヨーレート過渡応答特性が1次の伝達関数で近似できれば, 操舵角に対するSATの伝達関数は, 1次の位相特性で近似できることを示しており, その極と零の周波数によって位相特性が速度に応じ変化することを示している.

次に, 式(6-22)を用いてステアリング系の過渡応答をもたらすSATに対する運動方程式を求める. この応答周波数に対し, EPSのハンドル慣性, モータ慣性およびトーションバーが構成する2慣性系の共振周波数は十分に高くかつ安定化されていることを前提とするため, トーションバー剛性を省略すると, ステアリング系過渡応答の特性方程式は, 式(6-25)で単純化し表される.

$$(J_h + J_{STG})s^2 + B_{STG}s + G_{sat}(V) \frac{\tau_{sat}s+1}{\tau_n s+1} \frac{1}{g_{tot}} = 0 \quad (6-25)$$

さらに, 式(6-19)に $s = j\omega$ を代入し周波数 $\omega$ を変数とするベクトルに分解する. 次に, 式(6-25)を2次式に単純化してSATが及ぼす式(6-22)が表すステアリング系の安定性に対する作用を考察する.

式(6-22)の伝達特性を絶対値 $|TR(\omega)|$ と位相 $\varphi(\omega)$ に分解すると, 図6-25に示すばね特性と $90^\circ$ 位相が進んだ減衰特性とのベクトル合成として表すことができる. つまり, 式(6-26)と式(6-27)で示すばね項と粘性減衰項を $\omega$ の関数で表される.

$$G_{sat}(V) \frac{|TR(\omega)|}{\omega} \sin \varphi(\omega) \frac{1}{g_{tot}} = B_{STEER}(\omega) \quad (6-26)$$

$$G_{sat}(V) |TR(\omega)| \cos \varphi(\omega) \frac{1}{g_{tot}} = K_{STEER}(\omega) \quad (6-27)$$

式(6-26), 式(6-27)を式(6-25)に代入すると, 次の1自由度振動系で表され,

$$(J_h + J_{STG})s^2 + (B_{STG} + B_{STEER}(\omega))s + K_{STEER}(\omega) \frac{1}{g_{tot}} = 0 \quad (6-28)$$

ステアリング系のSATに対する固有周波数は式(6-29), 減衰率は式(6-30)で表される.

$$\omega_{STG} \approx \sqrt{\frac{G_{sat} K_{STEER}(\omega) g_{tot}}{J_h + J_{STG}}} \quad (6-29)$$

$$\zeta_{STG} \approx \frac{B_{STG} + B_{STEER}(\omega)}{2\omega_{STG}(J_h + J_{STG})} \quad (6-30)$$

この結果, 式(6-26)より $TR(s)$ が位相進み特性であれば,  $B_{STEER}(\omega)$ は正の値をとり, ステアリング系に減衰を与えるように作用する. 一方,  $TR(s)$ が位相遅れ特性となる場合は負の値をとり, ステアリング系の減衰を減らすように作用する. つまり, 式(6-22)の位相特性は, ステアリング系の安定性に影響することがわかる. したがって, 次に $TR(s)$ の車速に応じた位相特性について調べ, 式(6-19)で示すステアリング系の安定条件を明らかにする.

$TR(s)$ が位相進み特性である条件は, 式(6-22)より, 極の時定数が零の時定数より小さいことであり, 式(6-31)を満たすことである.

$$\tau_{sat}(V) > \tau_n(V) \tag{6-31}$$

ここで、式(6-23)、式(6-24)から式(6-31)の条件を速度の関数で求めることは困難であったため、表 6-2 のパラメータを用いた数値解析を行った。その結果を図 6-26 に表す。この図より、車速の増加に伴い式(6-25)で示す条件の余裕が減少し、135 km/h 以上では、関係が逆転している。このことは、車輻そのもののヨーレート過渡応答特性は安定であっても、135 km/h 以上では、ステアリング系に負の減衰率を与え、ハンドル動作が振動的になりヨーレートの安定性が失われることを示している。したがって、車輻そのもののヨーレート過渡応答特性を安定化し、かつ式(6-16)が位相進み特性に補償する EPS 機能が必要になる。

次にステアリング系の慣性の影響について述べる。式(6-30)は、ステアリング系の減衰率に対しステアリング系の慣性が影響することを示している。よって、ステアリング系の慣性の影響について、図 6-4 のシミュレーションモデルを用いて検証する。図 6-27 は、車速 80 km/h における  $TR(s)$  であり、位相進み特性になっていることが確認できる。図 6-28 は、ハンドル慣性値を固定し、モータ慣性の影響をモータ慣性補償制御量で調整し、等価的なステアリング系慣性値を変化させた場合のフリーコントロールにおけるヨーレート時間応答を示す。等価的な慣性値は、A から D の順で増やしている。表 6-4 にこの場合のヨーレート固有周波数 $\omega_\gamma$ と減衰率 $\zeta_\gamma$ を記す。

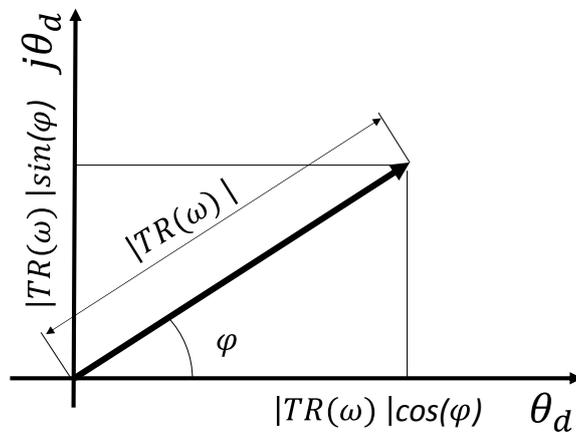


図 6-25 Decomposition of 1<sup>st</sup> order phase transfer function

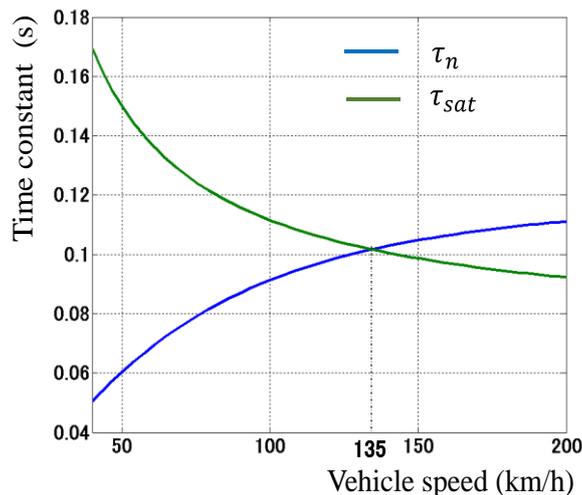


図 6-26 Self-aligning torque time constant according to vehicle speed

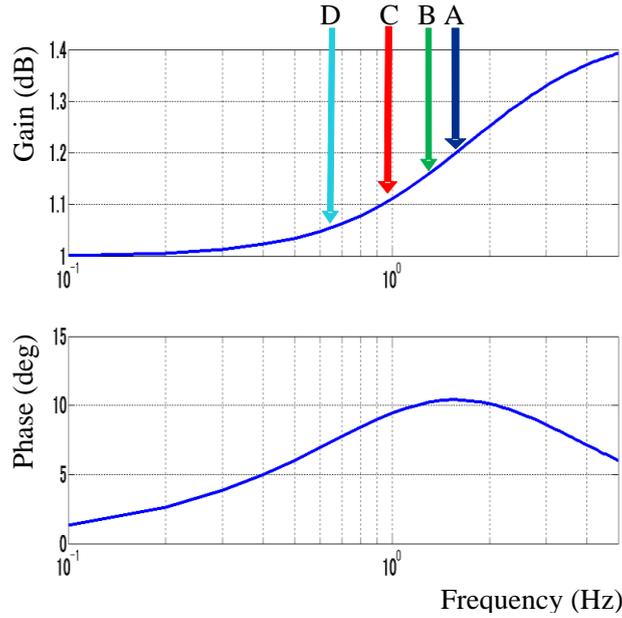


図 6-27 Self-aligning torque dynamics at 80km/h

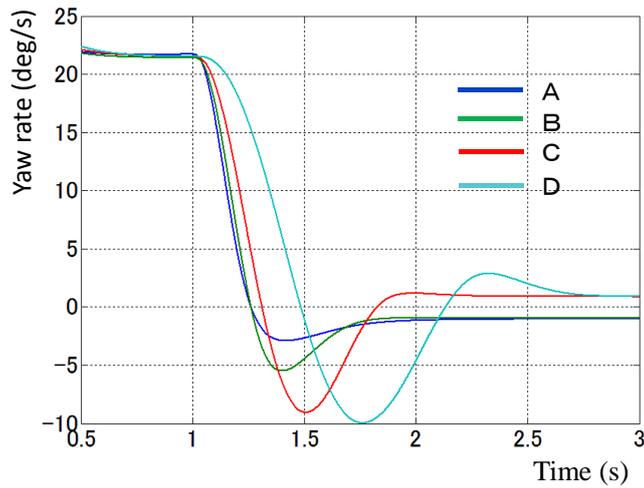


図 6-28 Free control response according to steering inertia

表 6-4 Influence of motor inertia compensation

Degree of motor inertia compensation	Oscillation frequency $\omega_{\gamma}$ (Hz)	Damping coefficient $\zeta_{\gamma}$ (Nms/rad)
Zero steering inertia case	1.88	1 (by EPS control)
Case A	1.42	0.7~1
Case B	1.25	0.7
Case C	1	0.52
Case D	0.64	0.38

表 6-4 からステアリング系慣性がない状態でのヨーレート減衰率が 1 の条件で、ステアリング系の等価的な慣性の増加に伴い  $\omega_{\gamma}$  が低下している、つまり  $\omega_{STG}$  の振動が  $\omega_{\gamma}$  をもたらしていることがわかる。また、図 6-27 の矢印で示すように、等価的な慣性値の増加が、式(6-29)が示す  $\omega_{STG}$  を低減し、式(6-30)が表す  $\zeta_{STG}$  の低下が、ヨーレート減衰率  $\zeta_{\gamma}$  の低下をもたらしていることがわかる。このことは、ステアリング系の減衰率を得るために適切な等価的な慣性値があることを示しており、モータ慣性補償制御量を調整するうえでの指針となると考える。

### 6.5.3 ステアリング系過渡応答の安定性を向上する EPS 制御機能

前節より、 $TR(s)$ が位相進み特性であれば、モータ慣性補償制御を用いてステアリング系の過渡応答を安定化できることを示した。そこで、本節では、 $TR(s)$ が位相遅れ特性である場合の安定化方法について述べる。位相遅れ特性となる場合は、式(6-26)の $B_{STEER}(\omega)$ が負の符号を持つことで安定性が失われることを示した。

したがって、 $B_{STEER}(\omega)$ の影響を補償し安定性を得るために、従来は EPS 制御を用いてステアリング系に粘性減衰を与え、ヨーレート応答を安定化する対策が施されてきた。しかし、補償すべき減衰特性 $B_{STEER}(\omega)$ は、 $\omega$ の関数であるため、従来の方法では同時に余分な粘性抵抗を与えてしまい、操舵感を悪化させていた。 $B_{STEER}(\omega)$ は、SAT の伝達特性  $TR(s)$  によりもたらされたものであるため、ここでは SAT の伝達特性を、SAT 推定値と図 6-7 の  $F(s)$  によって補正し、 $B_{STEER}(\omega)$ を補償することを検討する。目標とする  $TR(s)$ を  $TRr(s)$ とおくと、

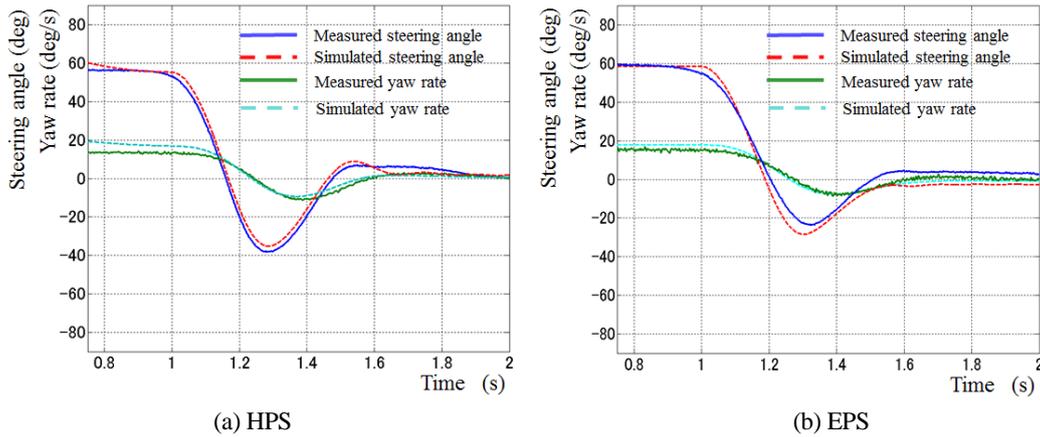


図 6-29 Free control response of HPS and EPS

$$TRr(s) = \frac{T_r s + 1}{T_n s + 1} \quad (6-32)$$

$$(1 - F(s)) \frac{T_{sat} s + 1}{T_n s + 1} = \frac{T_r s + 1}{T_n s + 1} \quad (6-33)$$

$$F(s) = \frac{(T_{sat} - T_r) s + 1}{T_{sat} s + 1} \quad (6-34)$$

とすればよいことがわかる。

次に提案する本制御器の効果を実車実験で確認した結果を示す。図 6-29 は、上述の効果を実車実験で確認したものである。実験は、表 6-2 の諸元を持つ車を用いて、油圧式パワーステアリング(HPS)と本制御器を実装した EPS をそれぞれ装着した車を用意し、同じコースで同日に行った。HPS 装着車は、EPS のモータ慣性がゼロを想定したものである。図 6-29 では、実験結果とともにシミュレーション結果も示す。図に示す結果から、ヨーレートの共振周波数と減衰率を求めたものを表 6-5 に示す。表より、実験結果とシミュレーション結果は、13%以内の精度で一致しており、平面二輪モデルを用いた上記検討が妥当であることを示している。

提案する制御機能により、6.5.1 項で示したヨーレート振動を運転者が容易に操舵制御できる目標(1)、(2)、すなわちヨーレート自由振動の振動周波数は 2 Hz 以下でヨーレート減衰率が改善できていることが確認できる。また、操舵角に対するヨーレートの遅れは、1 つ目のオーバーシュートのピークの時間差で見ると油圧式パワーステアリングが 0.11 秒に対し EPS の場合は 0.08 秒と少なくなっており、目標(3)についても改善できている。これは、提案する制御機能によって、車輻のヨーレート固有振動を安定化し、かつ等価的なステアリング慣性値をモータ慣性補償制御により適切に設定することによる効果と考えられる。

以上から、提案する制御機能により、運転者能力でヨーレート振動を操舵制御できる条件であるステアリングの自由振動周波数は 2 Hz 以下で、減衰率を改善し、かつヨーレートと操舵角の位相差が少ないという目標を満たせることが確認できた。

表 6-5 Free control behavior results

$J_{STG}$ (kgm <sup>2</sup> )	0 (HPS)		0.01 (EPS)	
	$\omega_\gamma$ (Hz)	$\zeta_\gamma$ (Nms/rad)	$\omega_\gamma$ (Hz)	$\zeta_\gamma$ (Nms/rad)
Measured results	1.82	0.42	1.56	0.55
Simulated results	1.82	0.48	1.67	0.58

## 6.6 まとめ

本研究では、前輪タイヤに働く外乱力を運転者の操舵制御能力を考慮して整理し、管理目標を示し、各外乱管理目標に対する EPS 制御機能を用いた外乱力感度設計方法を提案した。その結果、次の結論が得られた。

- (1) 運転者の操舵制御能力を考慮し操舵制御目標に対する外乱力の発生要因と管理目標を明らかにした。
- (2) パワーアシスト制御の一巡伝達関数を用いた周波数領域での外乱力感度設計方法を示した。
- (3) サスペンション前後方向の共振点を励起する外乱力が働いた場合の EPS を用いた外乱力感度設計方法を提案し、その効果を示した。
- (4) 路面カントがもたらす操舵トルクオフセットによる直進走行時の操舵運転負荷を軽減する EPS を用いた補償方法を提案し、その効果を示した。
- (5) フリーコントロールでのヨーレート安定性に対する車輛系とステアリング系が干渉することによる影響を明らかにし、EPS を用いた SAT 補償により非干渉化する方法を提案した。

## 6.7 文献

- 安部正人, 車両運動性能の理論, 自動車の運動性能向上技術 (普及版), (2008), pp.21-36.
- 株式会社ブリジストン編, 自動車用タイヤの基礎と応用, 東京電機大学出版局 (2008), p.131.
- アピワット ルアンウェートワッター, 坂口徹, 遠藤修司, EPS 装置, 特許 5098622 号 (2012)
- Carlo, P., Modelling Driver Behaviour in Automotive Environments, Springer (2007), pp.61-84.
- Endo, S., Hori, Y. and Tomizuka, M., Robust Digital Tracking Controller Design for High-Speed Positioning System, Proceedings of the 1993 ACC, Vol.3 (1993), pp.2492-2500.
- Endo, S., Electrical Power Steering System Design for Road Information Sensitivity, Aachen Kolloquium Fahrzeug- und Motoren- technik 2000, (2000), pp.1107-1114.
- 遠藤修司, EPS の制御技術, 自動車のセンサ・アクチュエータ技術(講習会, No.00-33), 日本機械学会, (2000).
- 遠藤修司, EPS 用ブラシレスモータの開発動向と実際 (自動車用ブラシレスモータの最新技術), モータ技術シンポジウム 2004, (2004), C1-2~9.
- 遠藤修司, 岡本峯基, 電動パワーステアリングの制御装置, 特許第4192442号 (2008)
- 遠藤修司, 電動パワーステアリングを用いた操舵運転負荷軽減に関する研究, 日本機械学会論文, Vol. 82, No. 837 (2016), DOI: 10.1299/transjsme.16-00026.
- Grüner, S., Gaedke, A., Karch, G., Control of electric power steering systems from state of art to future challenges, Proceedings of 17<sup>th</sup> World Congress, IFAC (2008), pp.10756-
- 稲垣敏之, 人と機械の共生のデザイン, 「人間中心の自動化」を探る, 森北出版, (2012), p.10.
- 北野弘明, 西原修, 栗重正彦, 松永隆徳, オブザーバによる横風外乱推定および EPS による補償制御, 日本機械学会論文集, C 編, Vol.78, No.795 (2012), pp.74-88.
- 久代育生, 山崎一平, 国弘洋司, 車輛運動が操舵トルクに及ぼす影響を補償する EPS, 自動車技術, Vol.40, No.6 (2009), pp.1405-1410.
- Heißing, B. and Ersoy, M., Chassis Handbook: Fundamentals, Driving dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives, ATZ, (2011), pp.99-348.

- 平岡敏洋, 西原修, 熊本博光, スライディングモード制御による四輪操舵車輛の軌道追従, システム制御情報学会, Vol.16, No.10 (2003), pp.520-530.
- 国土交通省自動車交通局, 先進安全自動車 (ASV) 推進計画報告書, (2006), pp.19-26.
- 毛利宏, 久保田正博, 堀口奈美, 過渡的な操舵力アシスト特性が車輛運動に及ぼす影響, 自動車技術会論文集, Vol.37, No.1 (2006), pp.155-160.
- McRuer, T., Allen, R. W., Weir, D. H. and Klein, R. H., New results in driver steering control models, Human Factors, Vol.19, No.4 (1977), pp.381-397.
- 三浦登, 福田水穂, 自動車設計と解析シミュレーション, 培風館,(1990),p.243.
- Münster, M., Lehner, M., and Rixen, D., Requirement for the disturbance response of steering and suspension system based on vehicle targets, 14 Internationales Stuttgarter Symposium Part of the series Proceedings (2014), pp 861-878.
- 岡本峯基, 遠藤修司, 国際公開特許番号 WO2004 /026665 (2004).
- Ono, E., Asano, K., Koibuchi, K., Estimation of Tire Grip Margin Using Electric Power Steering System, Vehicle System Dynamics, Vol.41, 2004, pp.421-430.
- Pfeffer, P. and Harrer, M., Lenkungsbandbuch: Lenksystem, Lenkgefühl, Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen, Springer (2013), pp.125-144.
- 酒井英樹, フォースコントロール下の固有振動数についての一考察, 日本機械学会論文集, Vol.81, No.824 (2015), pp.1-16.
- 竹川隆茂, 日比野忠和, 大原司, ブレーキジャダおよびシミの解析技術の開発, マツダ技報, NO.22 (2004), pp.33-37.
- 山田芳久, 原口哲之理, カント路における車輛流れの解析, 自動車技術, Vol.49, No.12 (1995), pp.65-70.
- 山本真規, 車輛運動性能の実際, 自動車の運動性能向上技術 (普及版), 朝倉書店, (2008), p. 52.
- 山崎俊一, タイヤと車輛運動性能向上の最新技術, '98 自動車技術フォーラム, ISS 産業科学システムズ (1998), pp.43-82.

# 第7章 操舵運転負荷低減のためのEPS設計技術

## 7.1 本章の目的と構成

本章では、これまで論じてきた操舵運転負荷軽減に貢献するEPS機能を実現するためのEPSアクチュエータ設計技術について述べる。

本研究では、操舵トルク情報を運転者特性に適合し伝達するという目的から、EPS機構はトルクアクチュエータであるといえる。その最大出力トルクは、中型車では、ステアリング軸換算で100Nmになる。一方、微妙に操舵トルクを制御するため、トルク制御の分解能は、0.25Nm以下が求められる。つまり、10000分の25の分解能でのトルク制御が求められる。このため、EPSのトルク制御要求に適したEPS機構補償制御技術やモータおよびその制御技術を開発し対応する必要性が生じる。また、製品開発現場では、アクチュエータやセンサは、要求機能に対しコストを最小化することを制約条件として設計を検討する。このコスト制約の中で大きな比重を持つ材料コストや部品コストは、時代により変化する。よって、アクチュエータやセンサの設計技術を一般化することは難しい。例えば、ブラシレスモータに用いる希土類マグネットは、2000年代前半は、非常に高価であり、いかに使用量を減らしモータ要求出力を得るかが開発の最重要課題であった。

以上より、本章ではEPSが乗用車に広く採用されるきっかけとなった高出力ブラシモータと、始めてEPS用モータとしてDCブラシレスモータを適応したときの設計問題と解決方法を示すことで、操舵運転負荷軽減に貢献するEPSのモータシステムの設計を示す。また、同様な条件で絶対舵角センサ技術について示す。これまで示したように操舵運転負荷軽減に向けて操舵角の絶対舵角情報が必要であるが、それをコスト最小化し市場に提供する必要があった。このために追加するハードウェアを最小にする絶対舵角検出方法が必要であった。

したがって、本章ではEPS固有のトルクアクチュエータとしての要求特性を明らかにし、それを実現するEPS機能特性の補償技術とEPSの普及に貢献したモータ設計技術と制御技術および操舵絶対角度検出を提案する。以下は、本章の構成である。

第2節で、EPS機能を実現するEPS機構特性の課題とそれを補償する機能を提案する。

第3節で、EPS用トルクアクチュエータであるEPS用モータ要求を明らかにし、EPS用DCブラシレスモータ設計技術を示す。

第4節では、操舵運転負荷を低減するEPS機能に必要な絶対舵角情報を検出する技術を提案する。

第5節でまとめを行う。

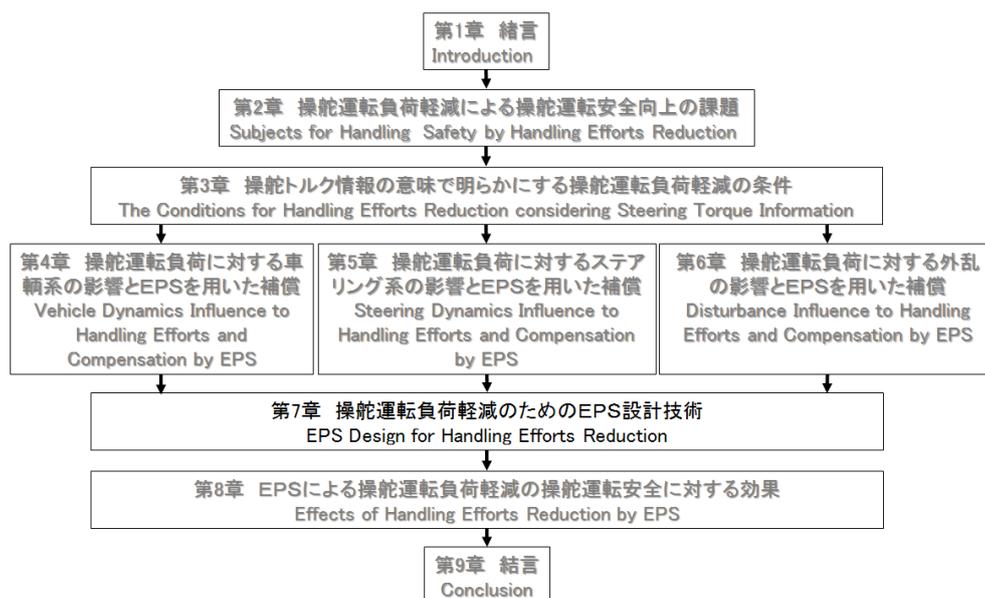


図 7-1 本章の位置づけ

## 7.2 ステアリング機構特性補償制御設計

本節では、EPS 機構をトルクアクチュエータとして機能させるためのステアリング機構特性補償制御設計について述べる。

EPS は、モータを用いたトルクアクチュエータであるため、一般的なモータを用いた応用事例と同様に、モータ側と負荷側が剛性で結合された 2 慣性系の動特性を持つ。この 2 慣性系の動特性は、第 2 章ではその振動数が車輻ヨーレートの固有振動数に対し十分に高く、かつ安定であることを必要条件であることを示し、操舵運転負荷軽減に貢献する EPS 技術を論じてきた。また、第 5 章では、パワーアシストを行うオフセンター領域とコーナリング領域では、EPS の 2 慣性形の振動モードを安定化することが必要であり、オンセンター領域では、手の特性を考慮して安定化する必要があることを示した。そして、オンセンター領域を安定化する制御設計方法を示した。したがって、本節では、パワーアシストを行う領域での制御系安定化設計方法について示し、制御系全体を表す制御系構造設計を示す。

よって、本項では、1) パワーアシストを行う領域の安定化制御器の設計、2) パワーアシストを行わないオンセンター付近での安定化制御器の設計レビューは、既に第 5 章で述べたので本章では割愛する、3) EPS をトルクアクチュエータとして機能させるためのステアリング機構特性補償制御器構成を説明する。

### 7.2.1 パワーアシストを行う領域の安定化制御器設計

#### A) 安定化する制御対象の特性

EPS 機構が持つ 2 慣性系モードを補償し安定化するための制御器は、これまでにいくつか提案されている。その考え方は、大別すると 2 つある。1 つは、2 慣性系の極を摂動モデルとみなし、H 無限大制御等のロバスト制御問題として解く考え方、もう一つは、2 慣性系の極を制御対象として、その内部モデルを持ち解く考え方である。

ロバスト制御問題として解く方法は、Kohno ら (Kohno, et al., 2000)、大場ら (大場, 清水, 2007) の研究報告がある。但し、十分条件で求めるロバスト制御設計方法では、操舵特性実現で特に重要な 10Hz 以下の応答性に干渉するという問題がある (遠藤, 小林, 2003)。また、非線形特性を持つパワーアシスト特性に対する扱いが難しいという問題がある。さらに、制御器次数が高次になる傾向があり制御器実装上の問題もある。

他に内部モデルを持つ方法が考えられる。ステアリング系の 2 慣性系の振動モードを、操舵特性を実現する上で影響しないように極を再配置するうえで制御対象の内部モデルを用いる方法が提案されている (遠藤, 小林, 2003)。この設計の考え方は、望ましい操舵トルクを得る上で前提としてきた、「ステアリング系の固有振動数が車輻ヨーレートの固有振動数に対し、十分に高く、かつ安定であること」に沿った設計が可能であるため、以下では本方法の考え方に基づき安定化制御器設計方法を述べる。

まず、安定化対象の開ループ特性を把握する。このために、図 7-2 の装置を用いてモータを加振源とし、モータトルクからトルクセンサ出力までの開ループ伝達特性を測定し行った。測定では、一定値のゲイン特性を持つパワーアシストを与え、入力信号の大きさに影響を受けないようにしている。この測定でセルフアライニングトルクをラック軸端に相当するばねを結合し模擬している。測定結果を図 7-3 に示す。

図 7-3 の測定結果から、2 つの極が見られる。1 つは、約 4Hz 付近に見られるピークであり、2 つ目は約 17Hz に見られるものである。1 つ目のピークは、ステアリング系全体の慣性とセルフアライニングトルク相当のばねで構成される 1 自由度振動モードである。2 つ目は、ハンドル慣性とモータ慣性とトーションバーで構成される 2 慣性系の振動モードである。1 つ目のピークは、セルフアライニングトルクを模したばねとモータとハンドルの慣性を合わせた慣性系で発生する共振周波数にほぼ一致する。また、2 つ目のピークは、2 慣性系の共振モードと考えられるピーク周波数は、減衰率を無視した 2 慣性系の共振周波数計算値に近い値である。この結果を本項の後半にある表 7-1 で示す。以下、一自由度系の振動モードを第 1 共振点、2 慣性系の振動モードを第 2 共振点と呼ぶことにする。表 7-1 の結果により 2 つの固有振動モードは独立して扱えると考えられる。

第 2 章で示したように、安定化すべき制御対象は、モータ慣性によってもたらされる 2 慣性系の振動モードである。一方、セルフアライニングトルクは、外乱として扱い適切に運転者に伝達することをこれまで述べてきた。このため、セルフアライニングトルクが影響する 1 自由度振動モードと 2 慣性系振動モードの共振周波数が十分に離れており、かつ安定であれば、第 1 共振点で発生するトルクを外乱として扱うという仮定が成り立つ。よっ

て、2 慣性系の極配置を行い、第 1 共振点と第 2 共振点の固有振動周波数を離すための制御設計技術を検討する。以下では、第 2 章での検討を振り返りながら説明する。

図 7-4 に対象とする 2 慣性系のモデルを示す。上記を踏まえセルフアライニングトルクは、外乱として扱う。このモデルに基づいて作成したブロック図を図 7-5 に示す。図より制御対象は、モータトルクを入力としトーシヨンバーで検出したトルクを出力とする伝達特性であり、式(7-1)で表される。

$$P(s) = \frac{T_{tor}(s)}{T_m(s)} = \frac{K_{to} J_h s}{J_h J_{STG} s^3 + J_h B_{STG} s^2 + K_{to} (J_{STG} + J_h) s + K_{to} B_{STG}} \quad (7-1)$$

式 (7-1) には、2つの慣性が一体となったモードと 2 慣性系のモードが含まれる。よって、式(7-1)を、ハンドル慣性とモータ慣性が一体となったモードとそれ以外のモードに分解する。一体となったモードは、トーシヨンバー剛性が無限大としたモードに相当し、次式のように 2つの固有モードに分解できる。(図 7-6)

$$P(s) = P_n(s)(1 + \Delta(s)) \quad (7-2)$$

$$P_n(s) = \lim_{K_{tor} \rightarrow \infty} P(s) = \frac{J_h s}{(J_h + J_{STG})s + B_{STG}} \quad (7-3)$$

$$1 + \Delta(s) = \frac{K_{tor} (J_{STG} + J_h) s + B_{STG} K_{tor}}{J_h J_{STG} s^3 + J_h B_{STG} s^2 + K_{tor} (J_{STG} + J_h) s + K_{tor} B_{STG}} \quad (7-4)$$

さらに、検討を容易にするために式(7-4)の低次元化を検討する。

$K_{tor} B_{STG}$  は、安定化すべき周波数帯域(15Hz 付近)では、他の項に対し十分に小さいので無視することができる。すると、式 (7-4) は、安定化する必要のある周波数帯域では式 (7-5) に近似できる。

$$1 + \Delta(s) \approx \frac{K_{tor} (J_{STG} + J_h)}{J_h J_{STG} s^2 + J_h B_{STG} s + K_{tor} (J_{STG} + J_h)} \quad (7-5)$$

この結果、セルフアライニングトルクをばね特性とする振動系が第 1 共振点になり、式(7-1)で表される振動系が第 2 共振点になることがわかる。

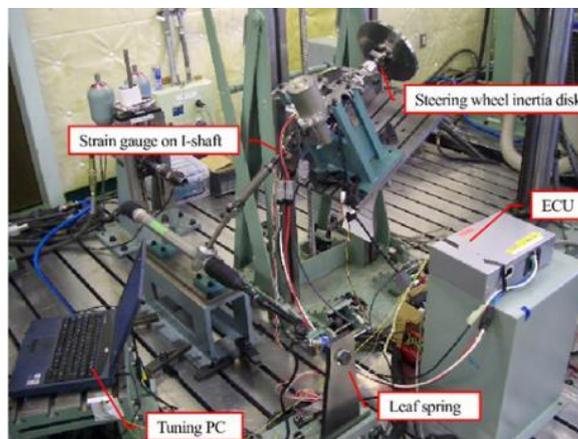


図 7-2 ステアリング系特性測定装置

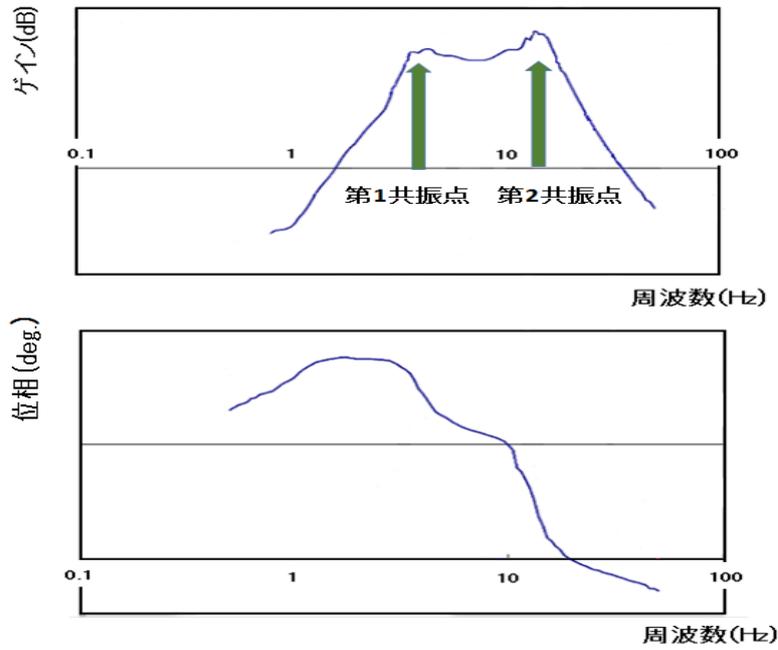


図 7-3 ステアリング系開ループ特性測定結果

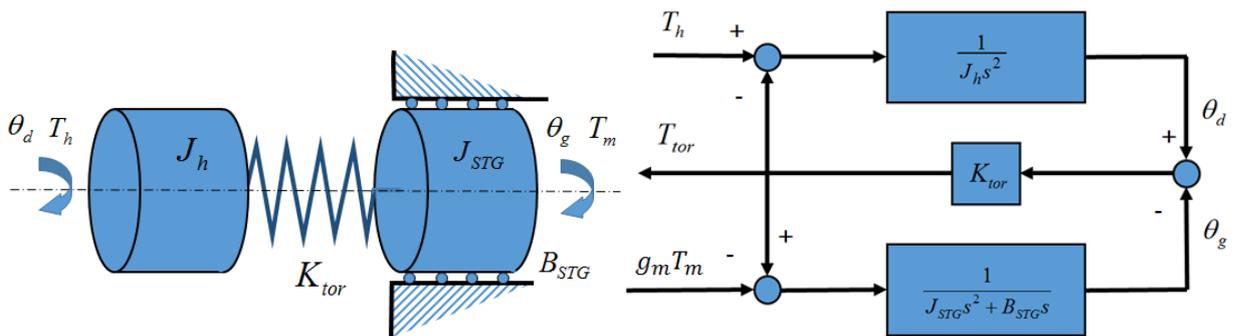


図 7-4 2 慣性系概略図

図 7-5 2 慣性系ブロック線図

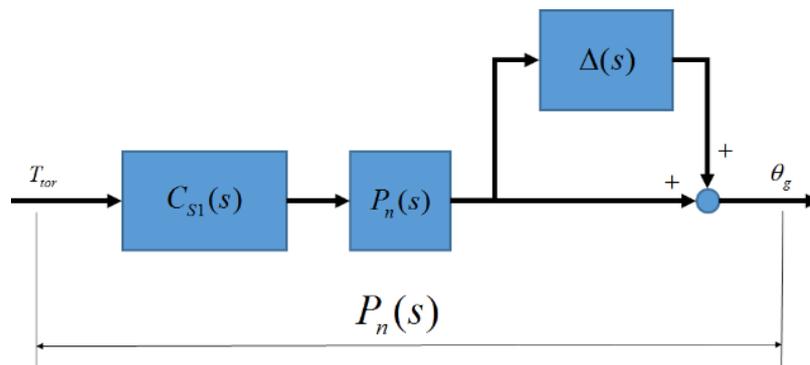


図 7-6 固有振動モードの分解

### B) 制御対象安定化の考え方

次に、 $1 + \Delta(s)$  の固有振動周波数と制御帯域である 30Hz との関係から、ロバスト安定化条件で安定化するのか、内部モデルを用いて安定化するのか、安定化制御器設計の方向性の判断を行う。

この  $1 + \Delta(s)$  の固有振動数は、極配置を行わない状態では約 17Hz にあり、EPS 制御機能帯域内に存在する。したがって、 $1 + \Delta(s)$  を内部モデルに持ち安定化する必要があることがわかる。また、外乱抑制と安定性は、同

じ周波数帯域ではトレードオフの関係になる。EPS 機能の制御目的を考慮すると、制御帯域内では内部モデルを用いた制御器により外乱感度に対する影響をできるだけ抑える必要があることから、内部モデルを用いた安定化が望ましいと考えられる。

望ましい外乱感度関数を図 7-7 に示す。この図は、外乱感度を相補感度関数で表したものである。相補感度関数では、ゲインが 1 であれば外乱を抑圧し、ゲインが 1 より小さいと外乱を伝えることを示す。図 7-7 で表すようにサスペンション前後方向の固有振動数(15~18Hz)より小さい周波数領域では、車輻挙動に関わる情報として積極的に伝える、つまり外乱に対する感度が高いことが望ましい。一方、サスペンション前後方向の固有振動数以上では、外乱を抑える方向の調整を行う。

このような外乱感度特性を得るためには、 $1 + \Delta(s)$ の特性ができるだけ影響しないように、内部モデルを用いた極零相殺により、 $1 + \Delta(s)$ の特性を相殺することが望ましい。一方、極零相殺は、制御対象の特性が変動した場合のロバスト安定性に課題があり、パラメータ変動が大きくロバスト性が重要な本課題に対してそのまま適応することはできない。そこで、相殺する極の安定性に対する影響をできるだけ小さくするために相殺する極の減衰率を十分に高めた上で極零相殺を行うことを考える。このためには、 $1 + \Delta(s)$ の極を十分な減衰率を持つように状態フィードバックによる極配置を行い、安定化を図ることが効果的であると考えられる。

以上から、

- ・  $1 + \Delta(s)$ の特性を安定化しやすい特性（極配置）にする
  - ・ 極配置された特性に対し、極零相殺を行い安定化する
  - ・ ロバスト安定性を向上するために極零相殺を行った特性に対しさらに安定化する
- の工程で第 2 共振点を安定化する補償器設計を考えていく。

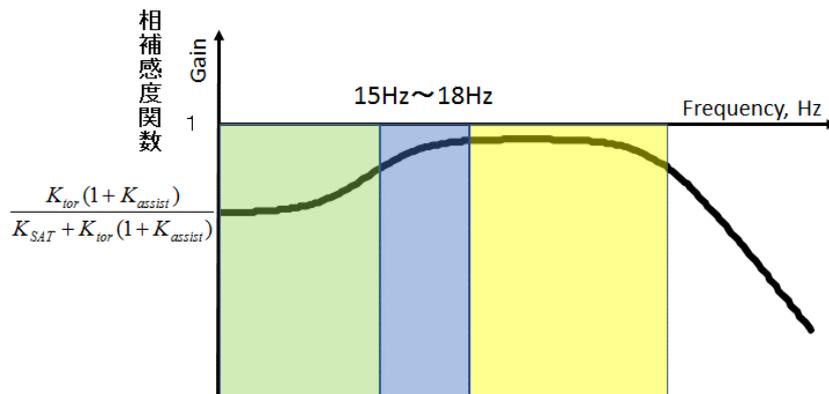


図 7-7 望ましい外乱感度特性

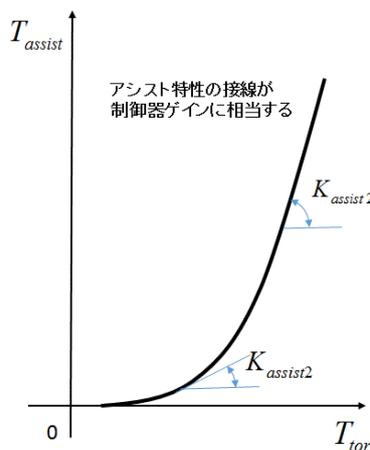


図 7-8 パワーアシスト特性

### C) 2 慣性系特性の極配置制御

ここでは、安定化のための 1 つ目のプロセスである状態フィードバックによる極配置設計について述べる。2 慣性系の極を安定化しやすい特性にする対策は、

- ① 2 慣性系の共振比を上げる(松原, 2008)
- ② 2 慣性系の共振周波数に対して粘性減衰を与える

が考えられる。いずれも状態フィードバックにより達成できることが期待できる。まず①共振比を上げることの安定性に対する効果と方法について述べる。

2 慣性系問題において共振比を上げることで安定性を向上できることが知られている(堀, 大西, 1998)。2 慣性系における共振比とは、反共振周波数に対する共振周波数の比である。以下に示すとおり、共振比を用いると本例における安定化の条件を共振比の単純な関数で表すことができる。

2 慣性系の減衰率を無視するならば、反共振周波数と共振周波数は、それぞれ、

$$\omega_a = \sqrt{\frac{K_{tor}}{J_h}} \quad (\text{反共振周波数}) \quad (7-6)$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{K_{tor}}{J_h} \left(1 + \frac{J_h}{J_{STG}}\right)} \quad (\text{共振周波数}) \quad (7-7)$$

$$H = \frac{\omega_r}{\omega_a} = \sqrt{1 + \frac{J_h}{J_{STG}}} \quad (\text{共振比}) \quad (7-8)$$

で表される(堀, 大西, 2008)。

また、トーシヨンバーの剛性を無限大とした 1 自由度系の共振点の共振周波数は、

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{K_{SAT}}{J_h + J_{STG}}} \quad (\text{第 1 共振点}) \quad (7-9)$$

で表される。

上式より、EPS 機構で共振比を上げることは、モータ慣性  $J_m$  を減らすことにより達成できることがわかる。式(7-1)を用いると共振比を上げることで安定性が向上できる理由を次のように説明できる。つまり、

$$1 + \Delta(s) = \frac{K_{tor}(J_{STG} + J_h)}{J_h J_{STG} s^2 + J_h B_{STG} s + K_{tor}(J_{STG} + J_h)} \quad (7-10)$$

$$= \frac{K_{tor} \left( \frac{1}{J_{STG}} + \frac{1}{J_h} \right)}{s^2 + \frac{B_{STG}}{J_{STG}} s + K_{tor} \left( \frac{1}{J_{STG}} + \frac{1}{J_h} \right)} \quad (7-11)$$

となり、第 2 共振点は、式(7-11)の 1 自由度振動系で表される。ここで、式(7-11)の減衰率を  $H$  の関数で示す。2 慣性系の負荷側と駆動側の慣性比は、式(7-12)で表されるため、式(7-11)の減衰率は式(7-13)となる。

$$\frac{J_h}{J_{STG}} = H^2 - 1 \quad (7-12)$$

$$\xi_{2mass} = \frac{1}{2} \left( H - \frac{1}{H} \right) \sqrt{\frac{J_h}{K_{tor}}} B_{STG} \quad (7-13)$$

また、式(7-11)の共振周波数は、

$$\omega_2 = \sqrt{K_{tor} \left( \frac{1}{J_{STG}} + \frac{1}{J_h} \right)} = \sqrt{\frac{K_{tor}}{J_h} \left( 1 + \frac{J_h}{J_{STG}} \right)} \quad (7-14)$$

であり、式(7-7)と一致する。

式(7-13)が示すように、第2共振点の安定性に $(H - 1/H)$ が関わるため、 $(H - 1/H)$ の関数について確認する。

式(7-13)の $(H - 1/H)$ は、式(7-4)より $H > 1$ を条件とする図7-9に示す $H$ の単調増加関数である。つまり、 $H$ を増加することにより、2慣性系の極に減衰率を与え安定化できることが式(7-13)により示される。

ここで、式(7-13)の変数のうち、 $J_h$ 、 $K_{tor}$ は、操舵特性要求に対して決まる定数である。よって、減衰率を上げるために用いることができる変数は、 $H$ と $B_{STG}$ であり、極配置設計と極零相殺での設計課題となる。

2慣性系の極配置に有効な制御器については、堀が整理しているように多くの提案がなされている(堀, 大西, 1998)。本例では、状態フィードバックと極零相殺の組み合わせで安定化している。外乱感度と安定性はトレードオフの関係にあり、極そのものに対する安定化設計方法である状態フィードバックと極零相殺の組み合わせが適していると考えられるためである。

モータ慣性 $J_m$ とモータ粘性摩擦 $B_m$ の補償を目的に状態フィードバック制御を議論する。 $H$ の変数のうち、前述より $J_h$ は、調整できないためである。モータ角速度フィードバックによる状態フィードバック制御の概念を図7-10に示す。この図に示すように、加速度にゲインをかけた情報をモータトルクに加算的にフィードバックすることで、加算後の伝達特性をモータ慣性に対し、フィードバックゲインを減じた特性に補償することができる。また、 $B_m$ については、同様に減算することにより、 $B_m$ を増やす特性に補正ができることがわかる。実際には、加速度フィードバックの効果に対し電流制御器特性も影響する。よって、加速度フィードバックの効果を評価する上で電流制御器特性の影響を1次遅れ特性で近似し考慮している。

つぎに共振比 $H$ の安定性に対する効果をシミュレーションで評価するために図7-3で示した特性を図7-5に示すモデルで同定した。その結果が表7-1である。また、同定モデルの伝達特性は図7-11に示した。表7-1では、同定結果と式(7-7)、式(7-9)による計算結果との比較も記した。表より、実験結果と同定結果はほぼ一致しており、同定結果は妥当であるといえる。さらに、第1共振点と第2共振点がそれぞれ独立した振動モードとして計算した式(7-7)、式(7-14)による結果とも良く一致している。この結果から、第1共振点と第2共振点がそれぞれ独立したモードとみなすことは、妥当であるといえる。

同定結果より得られたモデルを用いて加速度フィードバックの効果を検証する。加速度フィードバック制御を示すブロックは、図7-10である。図7-12に加速度フィードバックを行った際のモータトルクからトーシオンバー出力までの伝達特性を示す。図7-12より、第2共振点は、高い周波数に移動していると同時に減衰率が減っていることがわかる。しかし、式(7-13)によると加速度フィードバックにより減衰率が向上することが期待されるが、そうはなっていない。これは、電流制御器の遅れにより、減衰率を減らす方向のフィードバックが同時に働いたためだと考えられる。尚、電流制御器の特性はカットオフ周波数が500Hzの一次遅れ特性としている。

この電流制御の遅れがもたらす問題に対し、速度を負帰還することにより減衰率を向上することが考えられるかもしれない。しかしながら、単なる速度帰還は操舵特性に粘性減衰を与えることになるため、望ましくない。よって、状態フィードバックが、配置された極の周波数付近でのみモータに減衰率を付加できるように、加速度フィードバックに対し位相進みを行っている。このような位相進み特性による減衰率向上は、電流制御器の遅れを補償するように機能するため有効である。慣性の影響を減らす補償に対し、さらに減衰率を与える位相は、図7-13に示すように位相が進む特性となる。よって、配置された極の周波数と位相進み補償器の位相進み量が最大になる周波数を一致させることで効率的に配置後の極に減衰を与えることができる。

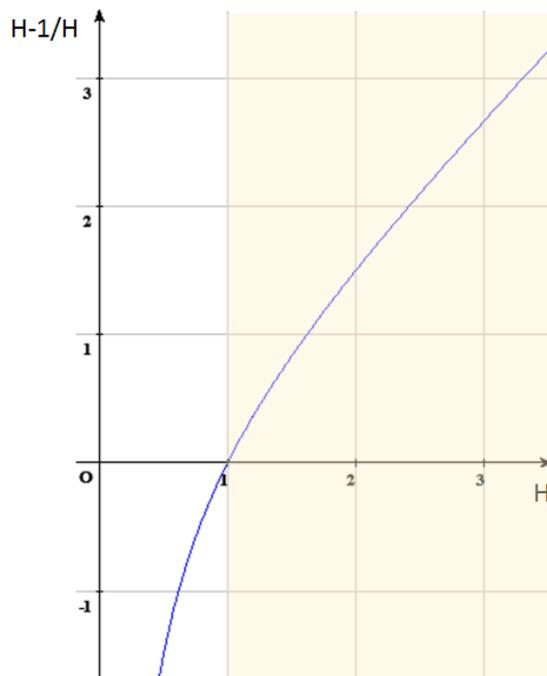
位相進み補償において、進む位相が最大になる周波数は、

$$C_{LEAD}(s) = \frac{\omega_L}{\omega_H} \cdot \frac{s + \omega_H}{s + \omega_L} \quad (\text{位相進み補償器}) \quad (7-15)$$

$$\omega_{MAX} = \sqrt{\omega_L \omega_H} \quad (\text{進む位相が最大になる周波数}) \quad (7-16)$$

であるから、加速度フィードバックにより配置された極の周波数と $\omega_{MAX}$ が合うように $C_{LEAD} (s)$ の $\omega_H$ と $\omega_L$ を設計する。また、 $\omega_H$ と $\omega_L$ の設定では、操舵性能が求められる周波数領域に対する影響を抑えることを制約条件として考慮する必要がある。例えば、第1共振点に対する影響範囲を所定範囲に抑えることなどが制約条件の目安になる。

このように設計された状態フィードバック制御器の効果を図7-14に示す。この図から、電流制御器の遅れの影響を補償し減衰率が向上できることがわかる。さらに、式(7-16)より $\omega_H$ と $\omega_L$ の差を広げることにより、減衰率を上げることが可能である。しかし、外乱感度に対する制約の範囲で調整を行った場合、図7-14に見られる様に十分な減衰を得るには至っていない。よって、より安定性を向上させる上で極零相殺が必要である。つまり、ここでの位相補償加速度状態フィードバック制御の目的は、極零相殺の際に問題となる相殺対象の特性変動に対するロバスト安定性を確保するために、相殺対象の安定性を外乱感度に大きな影響を及ぼさない範囲で安定化するということになる。



式(7-4)より、  
H>1 である

図 7-9 共振比が減衰率に及ぼす効果関数

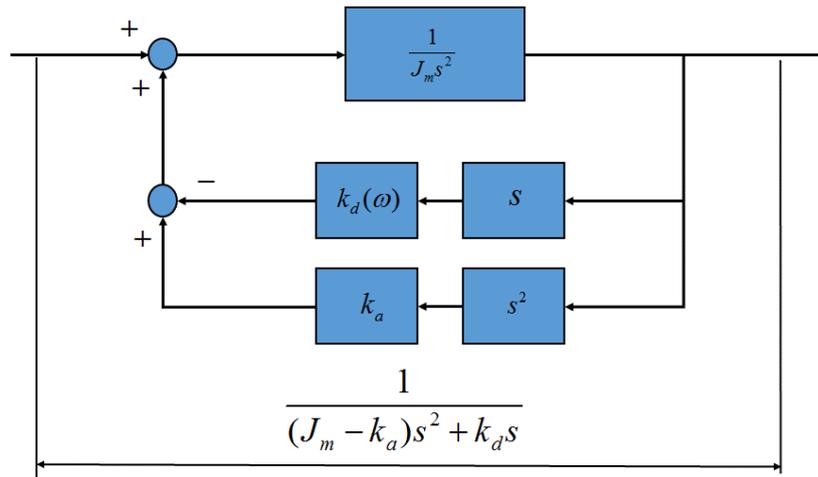


図 7-10 状態フィードバック制御によるモータ特性の補償

表 7-1 第1共振点と第2共振点の実験とシミュレーションの比較

	第1共振点		第2共振点	
	共振周波数	減衰率	共振周波数	減衰率
実験結果	4.4Hz	0.34	13.8Hz	0.44
シミュレーション結果	4.1Hz	0.4	14.5Hz	0.3
式(7-3)(7-5)より求めた結果	4.5Hz		14.6Hz	

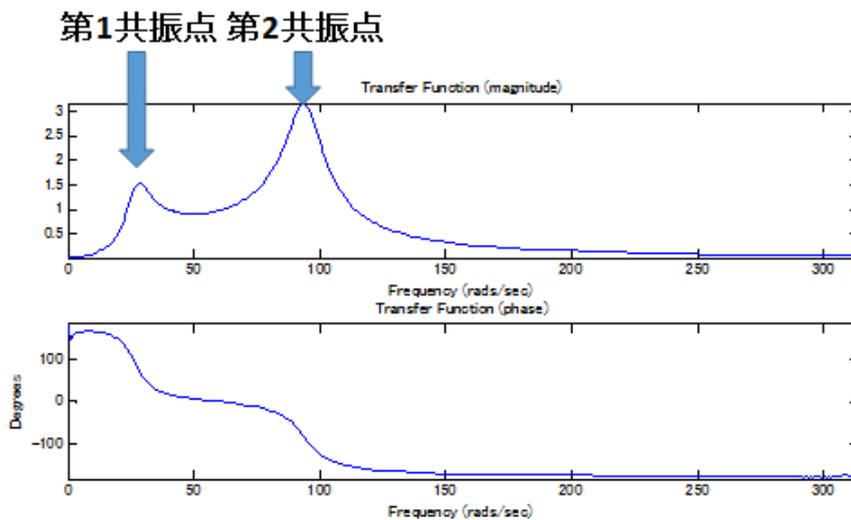
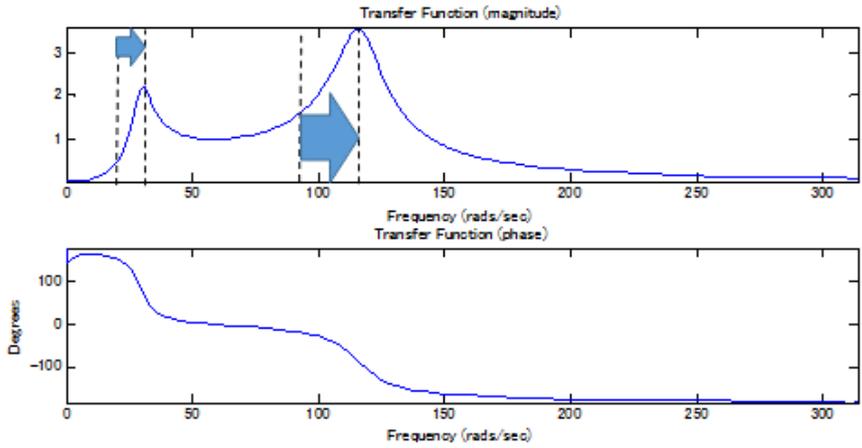


図 7-11 図 7-3 の同定結果の伝達特性



第1共振点, 第2共振点ともに周波数が高くなる方向に移動

図 7-12 加速度の状態フィードバック制御の効果

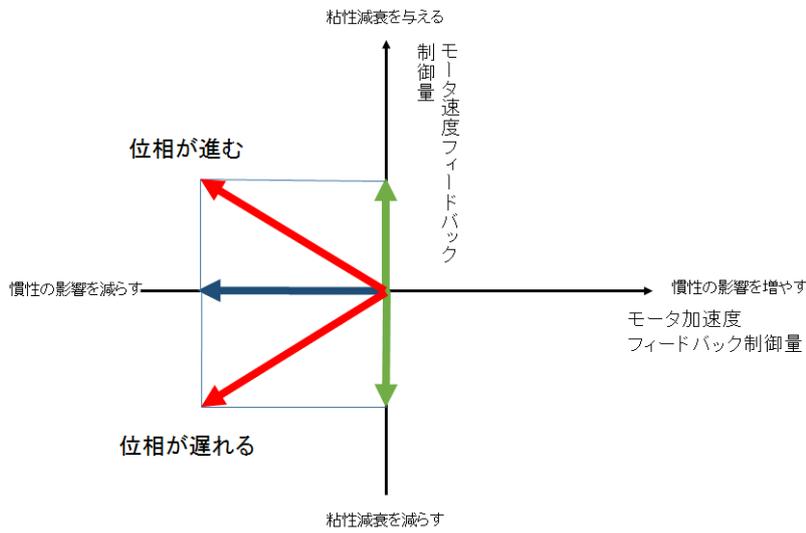
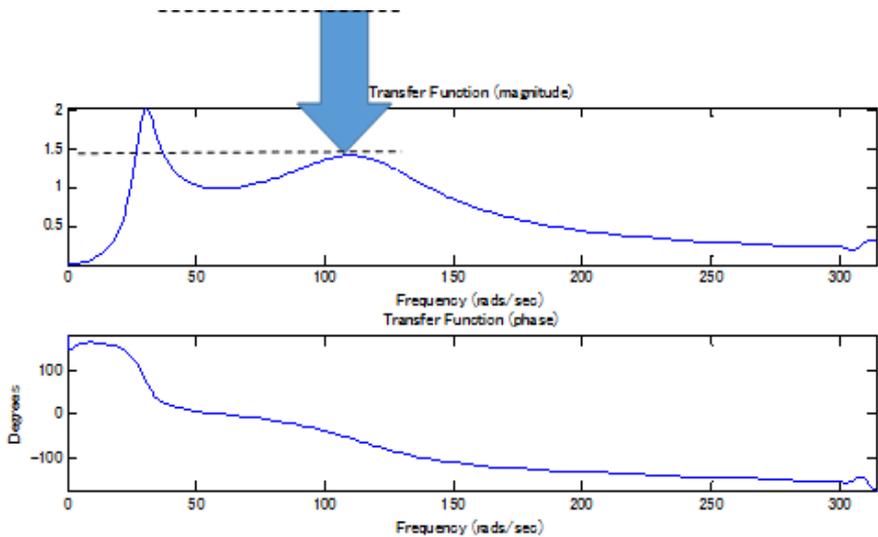


図 7-13 位相進み加速度状態フィードバック制御の意味



第2共振点のピークが下がり, 減衰率が向上

図 7-14 位相進み加速度の状態フィードバック制御の効果

#### D) 極零相殺制御

次に、極配置された極に対して、極零相殺を行うための制御器設計を検討する。この場合、相殺すべき特性は、式 (7-17) で示す  $1 + \Delta(s)$  であり、

$$1 + \Delta(s) = \frac{K_{tor}(J_{STG} + J_h)}{J_h J_{STG} s^2 + J_h B_{STG} s + K_{tor}(J_{STG} + J_h)} \quad (7-17)$$

そして、極零操作を行う制御器は、例えば式(7-17)の極をゼロにもち、望ましい応答性を極に設定すると、

$$C_{sl}(s) = \frac{s^2 + \frac{B_{STG}}{J_{STG}} s + \frac{K_{tor}(J_{STG} + J_h)}{J_h J_{STG}}}{s^2 + a_1 s + \frac{K_{tor}(J_{STG} + J_h)}{J_h J_{STG}}} \quad (7-18)$$

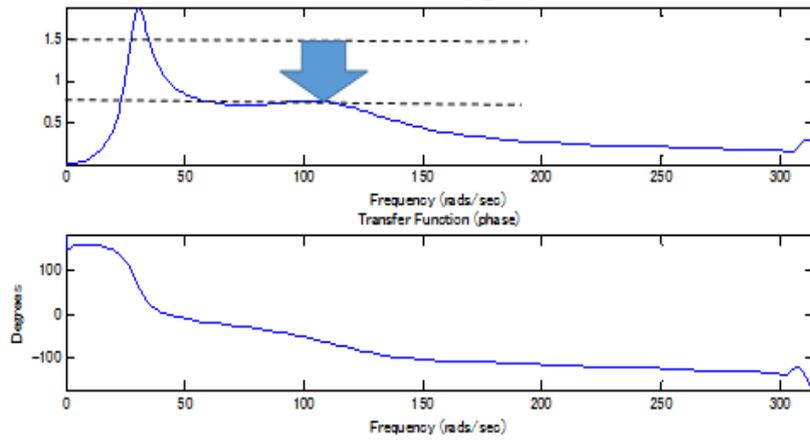
となる。式 (7-18) による安定化制御器の効果は図 7-15 のとおりである。この図から、第 1 共振点への影響がほとんど見られずに第 2 共振点の安定性が向上していることがわかる。

つぎに本制御器のロバスト安定性について検証する。考慮すべき変動は、第 2 共振点の周波数変動とパワーアシストを行うことで発生するパワーアシスト制御器ゲイン変動である。まず、相殺すべき制御対象の周波数変動に対して、想定される周波数変動は、運転者によるハンドル把持により起る慣性値の変動である。この変動を想定しハンドル慣性の 1.5 倍の慣性を与えた。この場合の開ループ特性を図 7-16 に示す。この図から、ハンドル慣性が増加した影響によって第 1 共振点の共振周波数が低く移動している一方で、第 2 共振点は、図 7-15 の特性に対しほとんど変化が見られない。つまりハンドル慣性変動に対し、第 2 共振点は、本制御によりロバスト安定であることが示される。

パワーアシストゲインの変動に対するロバスト安定性をパワーアシストゲインが最も大きくなる据え切り状態テスト（停車状態でステアリングエンドまで左右の操舵を行うテスト）を行い、操舵トルク変動を実際に測定し評価した。据え切り状態テストは、アスファルト路面上で行った。この状態では、制御系の安定性不足は、据え切り時の周期的な操舵トルク振動として現れる。図 7-17 に示すように、安定性がもっとも厳しくなる最大パワーアシストゲインを使用するためである。本制御器効果の比較に用いた制御器は、安定化補償器に複数の位相補償器を用いたものである。パワーアシストゲインは、操舵トルクに対し約 50 倍のパワーアシストゲインを示す領域を使用している。この測定の結果、本制御を行わない場合は、周期的なトルク振動が観察される一方で、本制御器を用いた場合は、周期的なトルク振動はほとんど観察されない。よって、本制御器のパワーアシストゲイン変動に対するロバスト安定性効果があることが示された。

#### E) 更なる安定化のための制御

高いパワーアシストゲインが必要な際には、さらに位相補償を追加し安定化を図る場合がある(新井他, 2008)。Hu ら(Hu et al., 2010)でも、同様な制御器の効果を報告している。こうしたケースの位相進みは、位相進み補償より位相遅れ補償が有効になる。ただし、実際には、外乱感度に対する影響があるため、操舵感を評価しながら調整していくことが重要である。



更に第2共振点のピークが下がり，減衰率が向上

図 7-15 極零相殺の効果

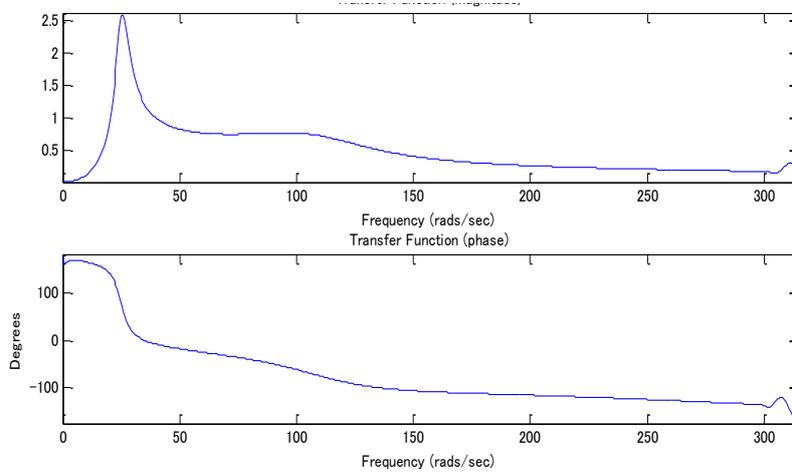
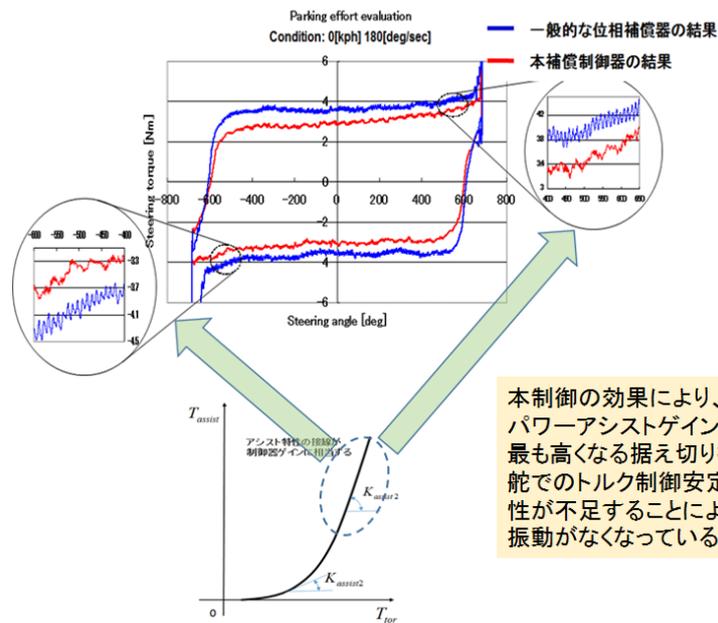


図 7-14 と比較しボード線図変化はほとんどない

図 7-16 ハンドル慣性を 1.5 倍にしたときのロバスト安定性



本制御の効果により、パワーアシストゲインが最も高くなる据え切り操舵でのトルク制御安定性が不足することによる振動がなくなっている

図 7-17 本補償制御による据え切り時の振動低減効果

## 7.2.2 ステアリング機構特性補償制御器構成

図 7-17 は、本節の 1) 2) で検討した安定化制御器を組み合わせた構成である。2) の結果に基づき、オンセンタ付近の安定化補償器とパワーアシスト特性は並列に配置し、オンセンタ付近の安定化補償器のパラメータである  $K_{del}$  は、パワーアシスト特性との干渉を避けるため、操舵トルクの間数(遠藤, 小林, 2006)や車速の間数で調整することが望ましい。

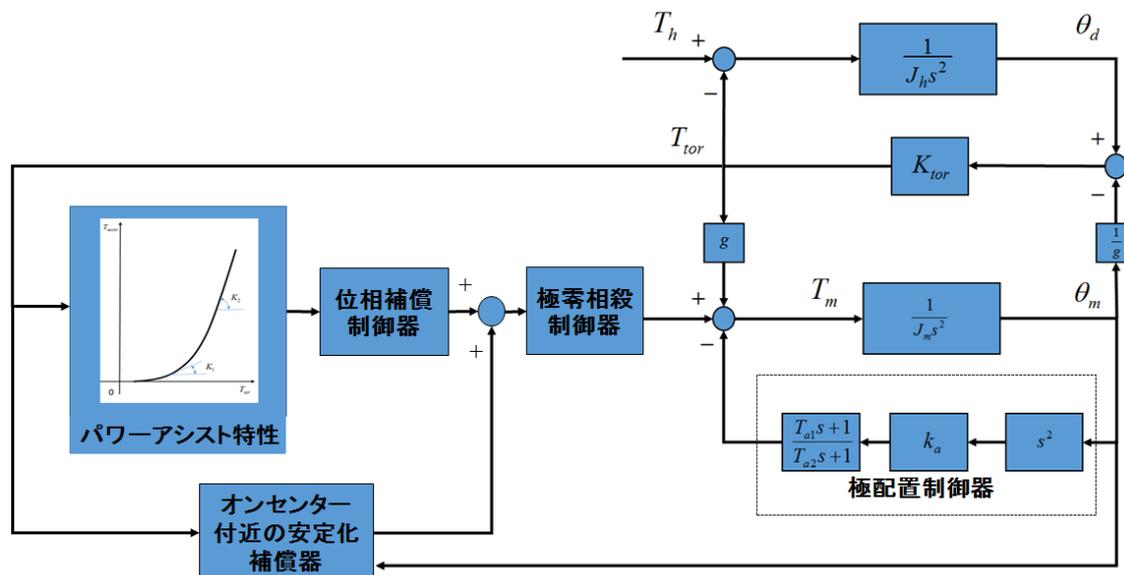


図 7-18 ステアリング機構特性補償制御器全体図

## 7.2.3 操舵運転負荷軽減のための EPS 制御系全体構成

本項では、これまで議論してきた操舵運転負荷軽減のための制御器全体構成を示す。操舵運転負荷軽減制御器を 4 つに分類し議論してきた。それらは、

- ①ステアリング機構特性補償
- ②車輻特性補償制御
- ③外乱感度制御
- ④SAT 特性補償

であり、4 つの特性は、本研究が目的とする操舵運転負荷を軽減するフレームワークでそれぞれ、

- ・ 制御対象である車輻特性を運転者から見て操舵運転制御しやすい特性に補償する
- ・ 運転者が操舵運転制御しやすいように適切に車輻挙動情報と運転環境情報を運転者に伝える
- ・ 操舵運転安全を阻害する要因である外乱を運転者が情報として認識するレベルまで抑圧する
- ・ 上記課題実現に対し、EPS 機能の持つ制約条件をできるだけ緩和する

として論じてきたものである。この 4 つの特性を実装する制御器を図 7-19 で色分けして示した。

次に 4 つに区分した機能とその応答性について図 7-20 にこれまでの検討結果を整理する。図中に示す周波数帯域は、各機能の応答性を表したものである。

車輻特性補償分、外乱感度制御部および SAT 特性補償部に求められる応答性は約 30Hz が必要になる。図 7-20 で示すステアリング機構特性補償部については、フィードバックゲインの役割を果たすパワーアシストゲインに応じてトルクフィードバック制御の極が高い周波数に移動し、例えば最大パワーアシストゲインの場合は、60Hz 程度まで移動する場合がある。このため、制御器の応答性が 60Hz から 80Hz まで必要になることを考慮し安定性の設計を行う必要がある。このため、モータ電流制御は、想定される機能の応答性の少なくとも 5 倍以上の周波数であることが望ましい。よって、本例ではモータ電流制御の応答性要求を 500Hz としている。

このように、操舵運転負荷を軽減する EPS 機能を実現するために、その基本となるモータ制御仕様が求められる。

したがって、次に EPS 用モータに求められる要求仕様を整理し、EPS 用モータ設計技術とその制御技術について述べる。

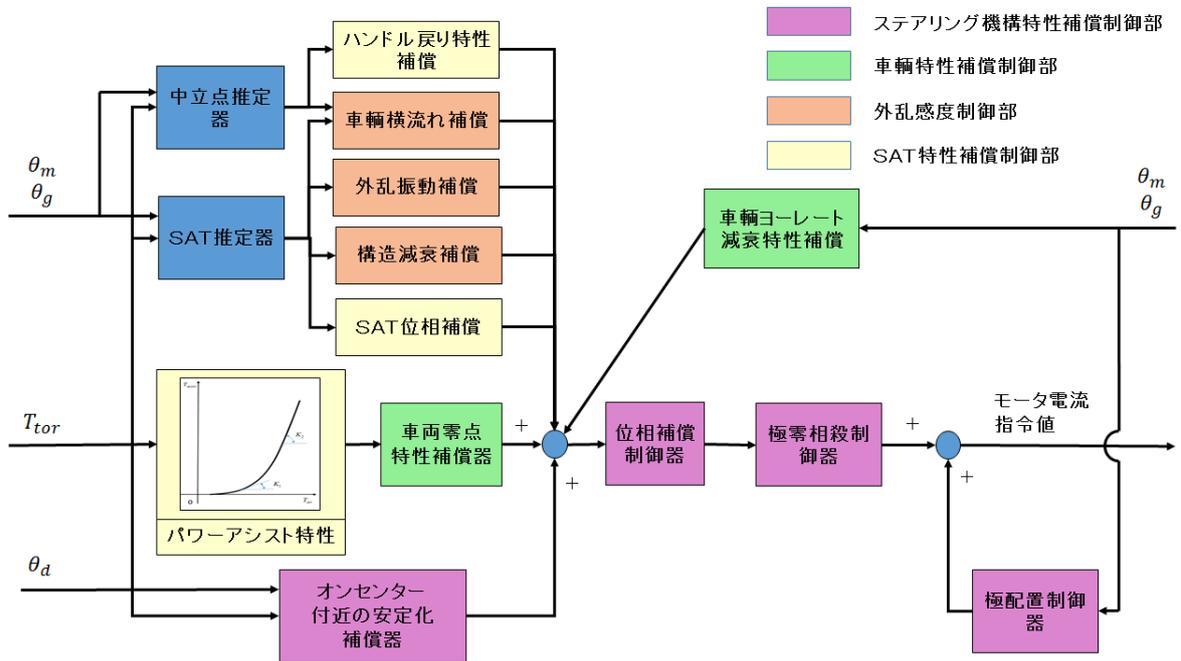


図 7-19 提案する EPS 制御系全体構成図

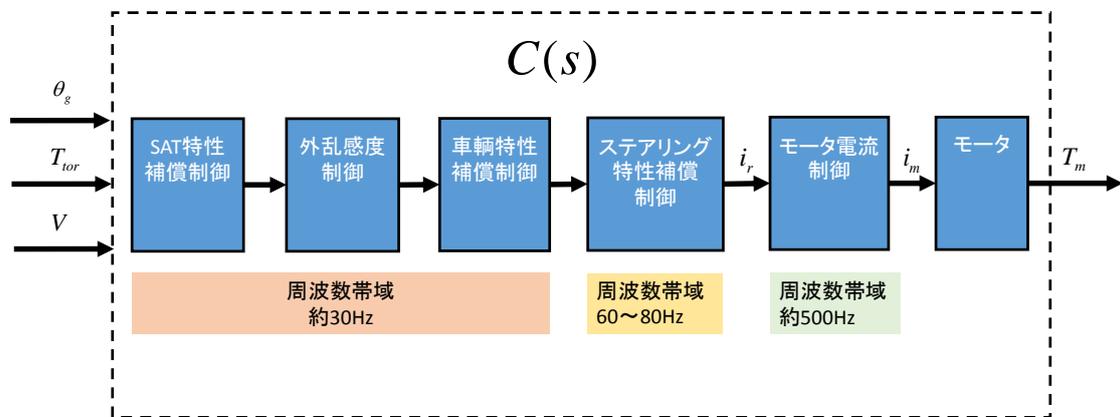


図 7-20 各制御部の周波数特性要求

### 7.3 EPS モータ設計技術

#### 7.3.1 EPS 用モータの要求特性

本項では、EPS 機構を用いた操舵運転負荷軽減のためのモータ設計技術およびモータ制御設計技術について述べる。なお、以下では、モータとモータ制御をあわせてモータシステムと呼び、モータ設計技術とモータ制御設計技術をあわせてモータシステム設計技術と呼ぶ。

モータは、一般的には電気エネルギーを機械エネルギーに変換する装置として用いられている。しかし、EPS ではモータを、トルクを出力するアクチュエータとして用いている。よって、一般のモータ仕様とは異なったトルクアクチュエータとしての要求仕様が求められる。例えば、トルクリップルは、ハンドル軸換算で 0.2Nm 以下が求められる。中型車用の EPS の場合、80Nm 程度のパワーアシストが必要になる。よって、出力に対するトルクリップルの割合は、0.25%となる。つまり、一般に精密モータのトルクリップルが 3%以下といわれているのに対し、EPS には、その 10 分の 1 のレベルのトルクリップルが求められる。

トルクアクチュエータとしての EPS 用モータは、以下に示す特徴的な要求仕様が求められる。

- ・小型高出力
- ・低摩擦（低ロストルク）
- ・低トルクリップル
- ・低コギングトルク
- ・低騒音
- ・高い安全性、信頼性

これらの要求仕様に関与するモータ設計要因を図 7-21 に示す(遠藤, 2004)。この図から要求特性を達成するうえで、各要求項目でトレードオフの関係があり、モータ設計技術のみでの目標達成は困難であることが見て取れる。

一例として、コギングトルクを低減する上で極とスロットのコンビネーションは重要である。ただし、コギングトルクに有利な極とスロットのコンビネーションは、巻き線側の磁界が円周方向で非対称になり異音発生の原因にもなる。この例が示すように、異音発生原因である磁界の対称性を重視するのか、コギングトルクを低減するのに有利な極とスロットコンビネーションを選ぶのかでモータの基本設計が大きく分かれる。また、モータ設計で達成できない課題は、他の要素設計課題に振り分け、開発課題として取り組む必要がある。

もう一例として、モータ出力設計課題を示す。車輛の電源システムは、オルタネータとバッテリーで構成されており、その供給できる電流と電圧の関係は、図 7-22 のようになる。EPS は、最大 90A の電源電流を必要とする場合があり、オルタネータが供給できる電圧は期待できない。また、バッテリーは、内部抵抗を持つため供給電流の増大に従い供給電圧が降下する。このため、車輛の電源システムで供給できる最大電力が発生し、中型車では、約 1000W 程度である。

一方、EPS に求められる出力は、中型車でモータ出力 500W を超えるレベルが必要になる。そして、図 7-23 に示すように EPS の入力から出力までのエネルギー効率は 50%程度が目標になる。よって、図 7-24 に示すように EPS 出力が最大のポイントで最大定格出力になるようにモータシステム出力特性を設計することになる。

この出力を達成するためには、マグネットによる界磁を強め、最大電流を下げるのが有効であるが、マグネット界磁を強めるとコギングトルクやトルクリップルが大きくなるという背反が生じる。一方、電流による界磁の割合が大きくなると電機子反作用によるトルクリップルが発生するという課題もある。よって、図 7-21 で示す要因の要求仕様に対する感度を評価しながら最適設計を模索してモータを設計する必要がある。

上記 2 例からわかるように、初期設計段階での機能配分の考え方は、トレードオフ問題が多い EPS 用モータ設計を行う上で重要である。そのため、モータ設計のみならず、モータ駆動設計、モータ電流制御設計、操舵トルク制御設計を包括する範囲で要求特性に対する解を検討し、機能配分を検討する必要性が生じる。

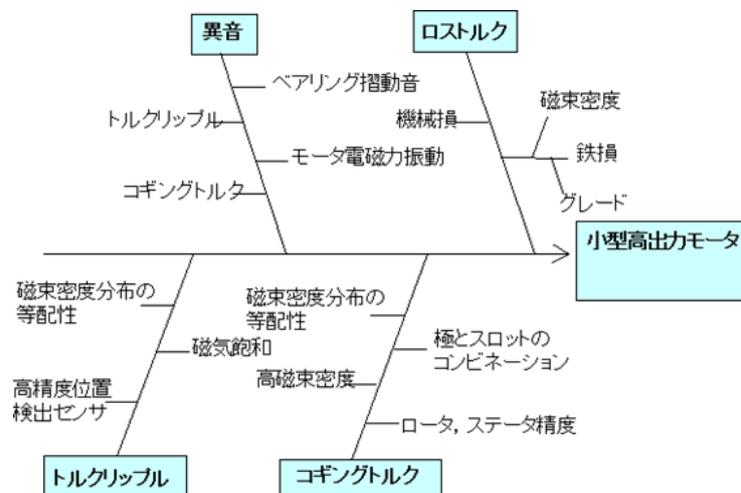


図 7-21 EPS 用モータの主要特性と設計要因

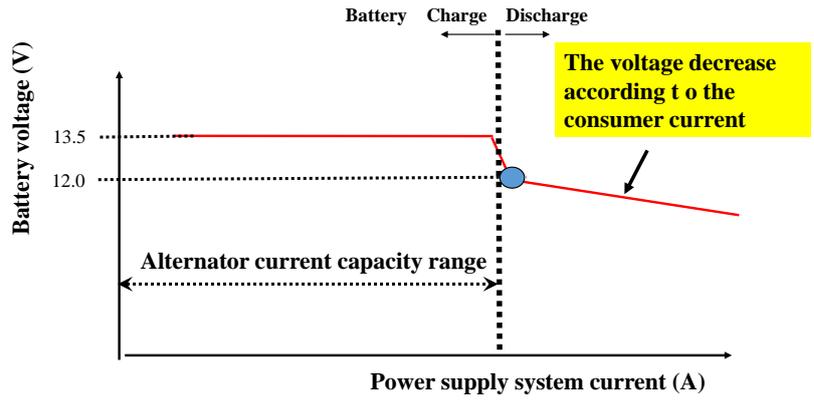
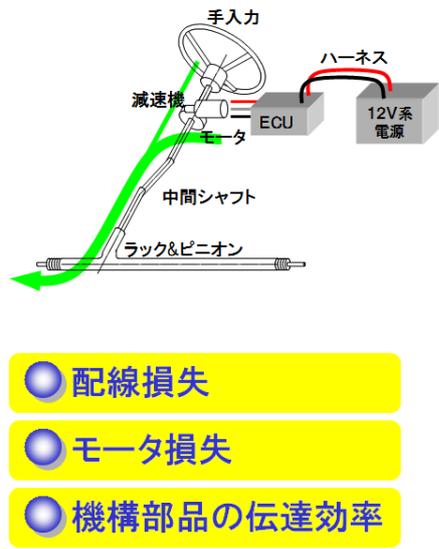
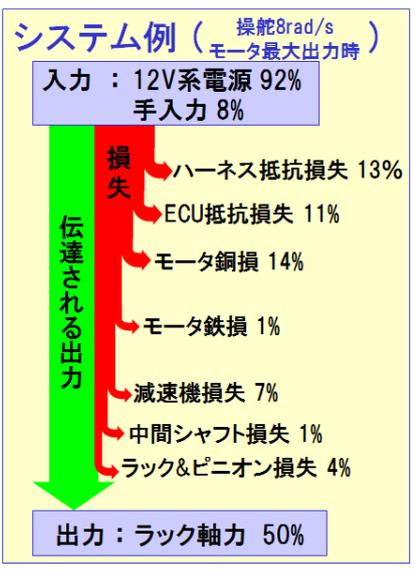


図 7-22 車輻電源システムの特徴例



- 配線損失
- モータ損失
- 機構部品の伝達効率

図 7-23 EPS のエネルギー効率(堀越, 2006)

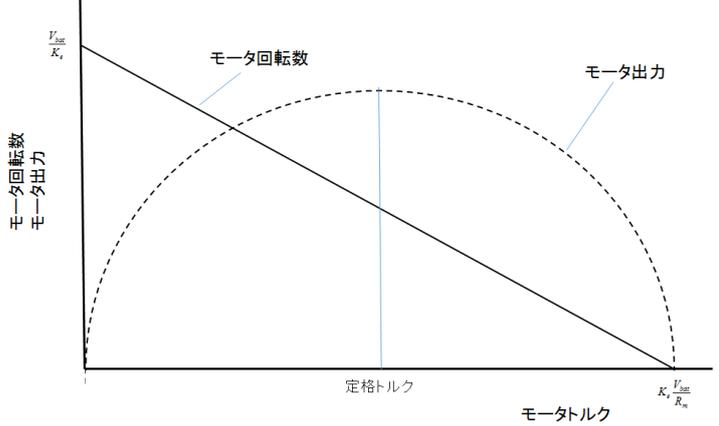


図 7-24 モータ出力線図概念図

7.3.2 モータ形式の選択

EPS 用モータには、ブラシつきモータとブラシレスモータが用いられている。この2つのモータ形式は、主にモータ出力とモータ慣性、コストを考慮して選ばれている。2005 年以降の市場では、小型車向けにはブラシつきモータ、中型車向けには表面磁石型ブラシレスモータ (SMPM) が EPS 用モータとして定着した感がある。

EPS の 2 慣性系特性の安定化の為に管理すべき慣性値があることを 7.2 節で述べた。例えば、制御機能が失陥した場合を想定し、制御での補償機能が働かない場合でも 2 慣性系の特性が安定であることを条件にすると図 7-25 で示す赤線が管理すべき慣性値のボーダーラインになる。この線から、ブラシつきモータは小型車に、ブラシレスモータは、中型車以上という使い分けが導かれ、一般的な考え方になっている。したがって、以下の項では、小型車を対象にしたブラシつきモータシステムと中型車を対象にしたブラシレスモータシステムとにわけ、モータシステム設計を論じる。尚、ブラシつきモータについては付録で述べる。

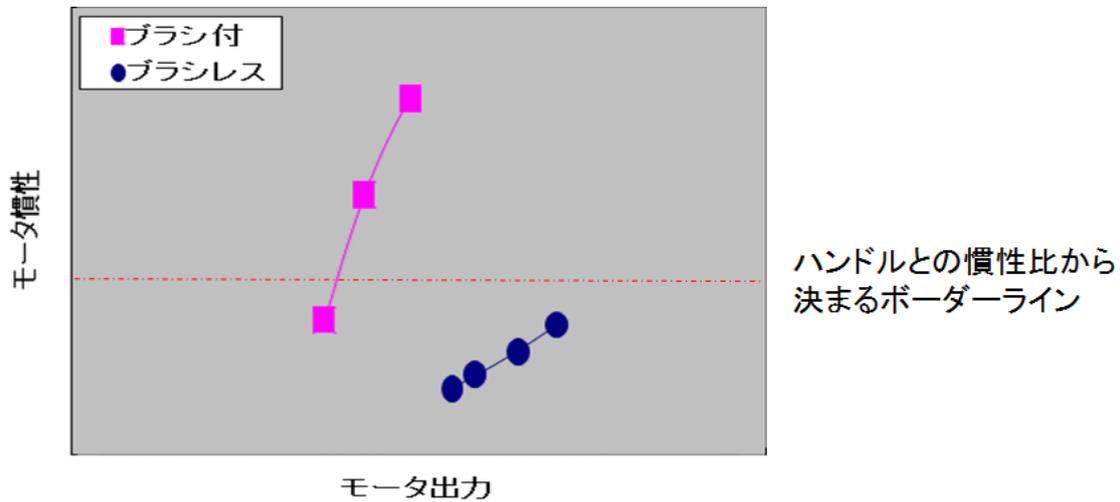


図 7-25 モータ出力とモータ慣性の関係

### 7.3.3 中型車向けブラシレスモータシステム設計の狙い

本項では、筆者らが EPS 用モータとしては、世界で始めて SMPM モータを量産化したときの設計検討を中心に中型車向けのブラシレスモータ設計の考え方を示す。

EPS 用モータは、2003 年までは主に小型車市場を中心にブラシつきモータが採用されていた。ブラシレスモータは、モータの慣性が小さく、また内部抵抗が小さく高出力化に適しているという利点はあるものの、当時は、希土類マグネットや駆動制御に必要なモータ角度センサの価格が非常に高価であり、用いることが難しかったことが主たる理由である。よって、中型車まで EPS を普及させるためには、ブラシレスモータを用いて高価なマグネットの使用量をできるだけ減らすこと、高価な角度センサを使わず安価な角度検出手段でモータ制御を行えることが必要と考えられた。本節では、上記状況の中、中型車向けにブラシレスモータを用いた EPS を普及するきっかけとなったモータおよびその制御技術について述べる。

マグネットコストの使用量を抑えるためには、マグネットが発生する磁界の有効利用率がもっとも高く、電源電圧の有効利用率も高い矩形波駆動が理想的である。一方、EPS が求める低トルクリップルや制御性の観点では、サイン波駆動が理想的である。しかし、当時は、サイン波駆動に必要なモータ角度センサが高価であるという問題もあった。

そこで筆者らは、その中間である擬似矩形波駆動を開発し、電圧と磁石の磁界の有効利用率と制御性の両立を図った。低精度で安価な角度センサを用いて矩形波に近い擬似矩形波でのベクトル制御を行う技術を開発した。本項では、その設計の考え方と設計技術について述べる。

ここでは、まずブラシレスモータ設計の狙いを示し、基本となるブラシレスモータ設計仕様の選択について述べる。図 7-26 は、ブラシレス DC モータの軸方向横断面を示す図である。マグネットには、エネルギー密度の高いレアアースマグネット (Rare earth magnet) を用いることにより、モータの高出力化、小型軽量化を図った。また、レアアースマグネットの採用によって通電電流が少なくなり、放熱のためのヒートシンクが小さくなるため、ECU の小型化も可能となった。更に、マグネットには安定した着磁波形を実現できるリングマグネットを採用することにより、着磁波形のばらつきによるトルクリップルの低減を行なった。

図 7-21 で述べた小型高出力モータを設計する上での特性要因をブラシレスモータの設計課題で表したものを図 7-27 に示す。また、モータ作動音の要因を整理したものを図 7-28 に示す。本例では、モータ基本設計がモータ作動音に対する感度が低くかつモータの磁石磁束の利用率が高いことを重視した。この結果、表 7-2 に示すように主要な設計仕様を極とスロットのコンビネーションで比較を行い、4 極 12 スロットの採用を決めている。4 極 12 スロットモータを図 7-29 に示す。この 4 極 12 スロットモータで、EPS 用モータとしては、2004 年に世界で始めて SMPM モータを量産化した。表 7-2 では、10 極 12 スロットの設計もよいと考えられるが、円周方向で対称磁気回路数が少ないことによるモータ作動音発生がこの時点では問題であった。4 極 12 スロットモータ選択の最大の理由は、表 7-2 に示すように当時はモータ角度センサコストが高いことであったが、現在は、モータ角度センサコストが下がり、モータ角度センサを用いた 2 対 3 のスロットコンビネーションのモータを採用している。

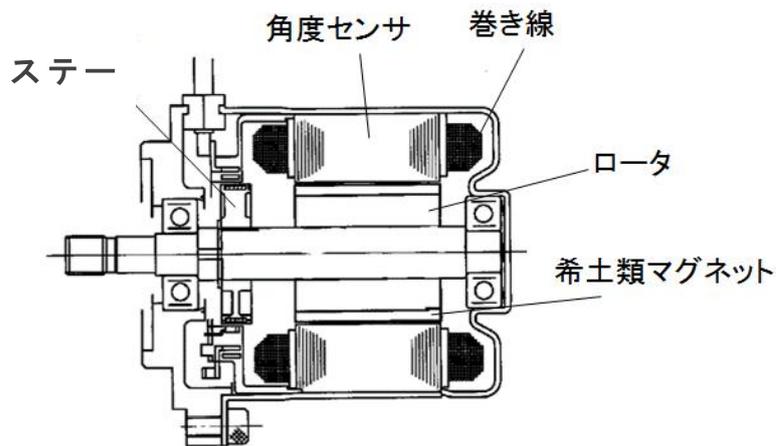


図 7-26 中小型車向けブラシレスモータ断面図

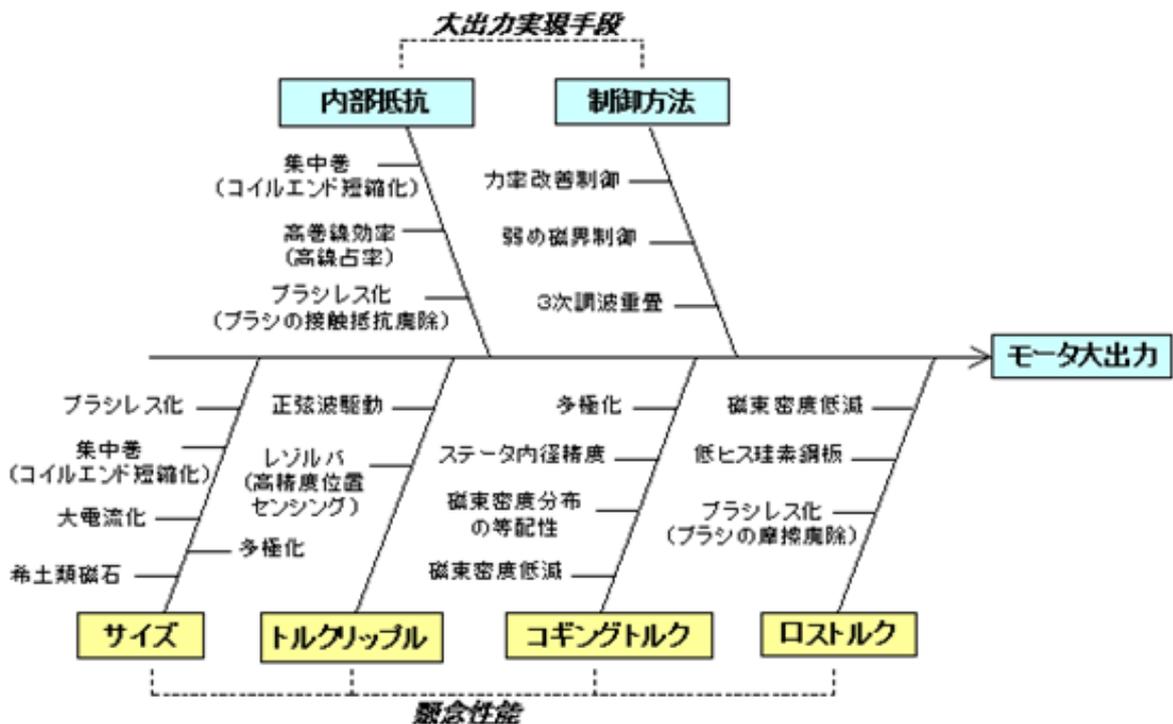


図 7-27 モータ出力特性要因図

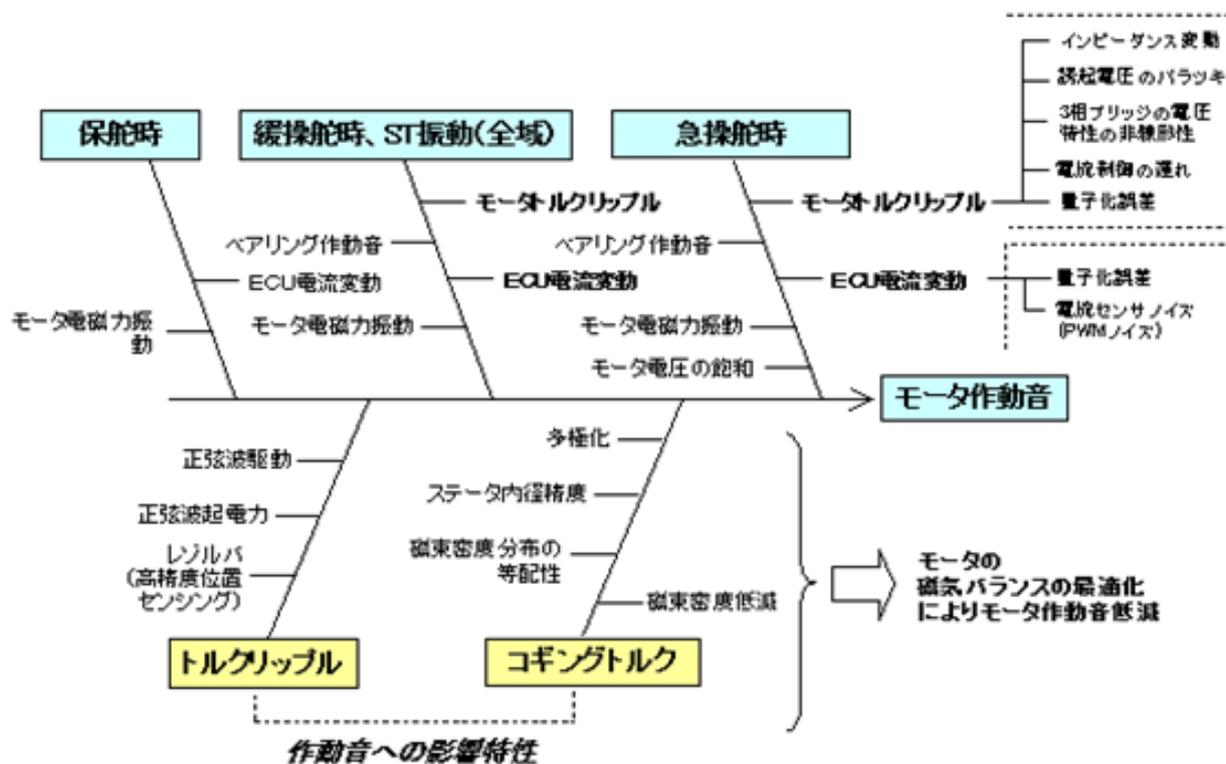


図 7-28 モータ騒音特性要因図

表 7-2 表面磁石型ブラシレスモータの主要特性比較

比較性能	10pole12slot	6pole9slot	4pole12slot
出力	◎	△	○
巻線係数 kw	0.93	0.87	1.00
スキュー係数 ks	0.99	0.96	0.99
磁石磁束の利用率 kw*ks	0.92	0.83	0.99
トルクリップル	○	○	○
コギングトルク	○	△	△
コギングトルクの周期	60	18	12
電流密度	○	△	△
電源電流	70A <sub>dc</sub>	80	85A <sub>dc</sub>
コスト	○	○	◎
駆動方法	正弦波	正弦波	擬似矩形波

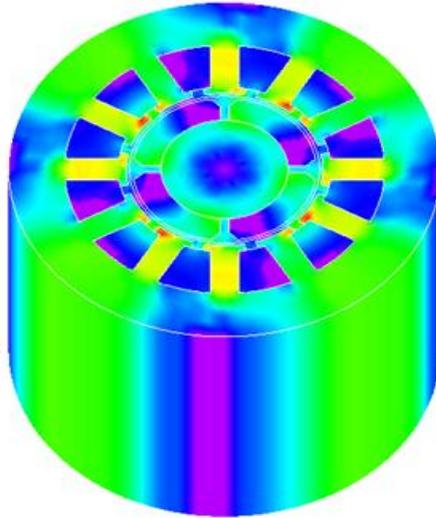


図 7-29 4 極 12 スロットモータ

#### 7.3.4 モータ製造誤差に対しロバストなモータ基本設計

大量生産を行う EPS モータ設計では、製造誤差にたいする性能感度評価を行うことが重要である。本項では、製造誤差に対する性能感度を A)コギングトルク、B)モータ作動音、C)トルクリップルに対して評価し D)その影響をモータ電流制御で補償できる可能性を示し、モータ製造誤差に対しロバストな極スロットコンビネーションを導く。

##### A) コギングトルクに対する極スロットコンビネーションの影響

コギングトルクは、一般に極数とスロット数の最小公倍数が大きいほど、低減できるとされている(大西, 2002)。しかし、モータを構成する要素の製造誤差や組み立て誤差を考慮した場合、前記のとおりにはならない場合があることが報告されている(大穀他, 2006)。

EPS 用モータで採用されている製造工法で発生が想定させる誤差に対するコギングトルクを 8 極 12 スロットと 10 極 12 スロットで電磁界解析シミュレーションを行い比較したものを図 7-30 に示す(堀越, 2006)。尚、図中の数字は製造誤差がない場合のコギングトルクを基準に正規化し示したものである。

図より、本来コギングに有利とされている 10 極 12 スロットモータのほうが、製造誤差を受けた場合、逆に悪くなっているという結果となった。

この理由は、円周上対称となる磁気回路数で説明できる。つまり、対称となる磁気回路数が多いほど、製造誤差の影響が平均化されるため製造誤差に対する感度が低下するためである。反対に対称となる磁気回路数が少ないと製造誤差の影響を受けやすくなるといえる。

円周上対称な磁気回路数は、極とスロットの最大公約数を 2 で割った数で現れる。なぜなら、最大公約数は、1 回転におけるスロット数と極数が同期する数を表すからである。例として、図 7-31 に 14 極 12 スロットと 8 極 12 スロットの電磁界解析結果を示す(堀越, 2006)。図より、最大公約数が 2 の 14 極 12 スロットは、対称な回路数が 1 対であり、最大公約数が 4 である 8 極 12 スロットは、2 対の対称な磁気回路が観察できる。よって、極数とスロット数の最大公約数は、少なくとも 2 より大きい値にする必要があることが、本解析結果から導かれる。

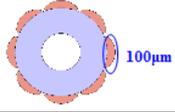
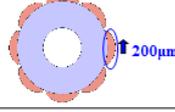
		8極12スロット	10極12スロット
ステータ	 軸芯ずれ 50µm	1.02	1.60
	 分割コアずれ 10µm	1.89	8.16
ロータ	 磁石厚不同 100µm	1.29	4.77
	 磁石位置ずれ 200µm	1.39	5.56

図 7-30 製造誤差とコギングトルクの関係(堀越, 2006)

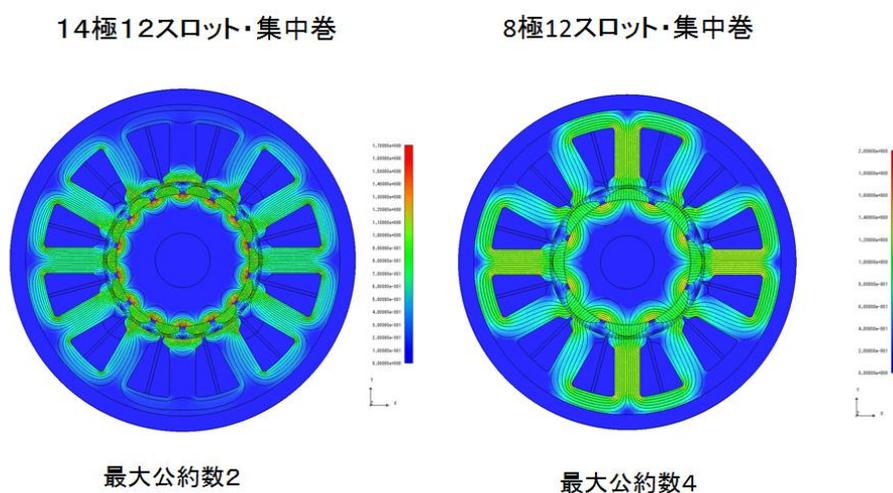


図 7-31 極とスロットの最大公約数と対称な磁気回路の関係(堀越, 2006)

### B) モータ作動音に対する極スロットコンビネーションの影響

モータ作動についても対称な磁気回路数が重要である。なぜなら、モータ作動音の主要因は、モータ外周の円環分割振動モードが励起されることによる放射音であるため、励起されるモードができるだけ機械剛性が高い高次の円環分割振動モードになるようにすることが効果的であると考えられるためである。図 7-32 は、4 極 12 スロットモータでモータ放射音のスペクトラムとモータ円環分割振動モードとの関係を示したものである。円環分割振動は FEM を用いて求めている。また、図中、500Hz, 1000Hz, 1500Hz, 2000Hz に見られるピークは、測定ノイズである。図より、4 次の円環分割振動モードがもっとも顕著に現れていることが観察できる。なお、図中の赤線と青線は、モータ駆動系のデッドバンド補償が有る場合とない場合の効果の差を表しており、デッドバンド補償については、7.3.7 項で述べる。

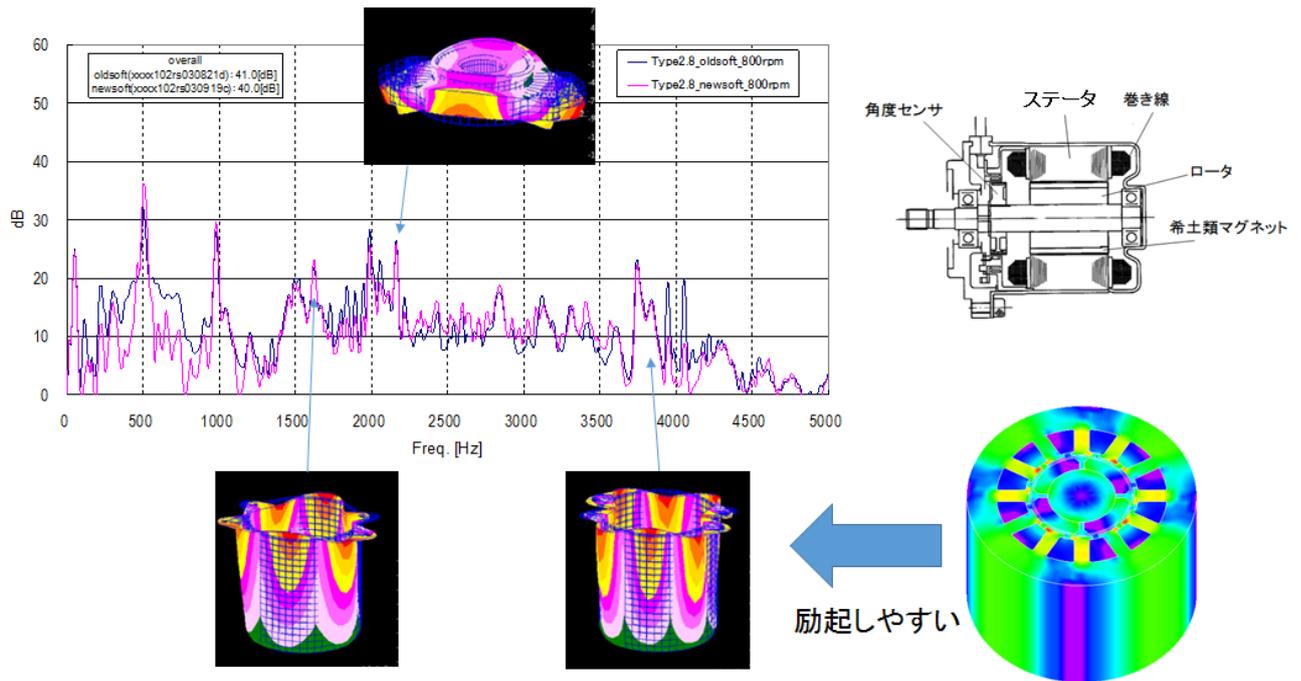


図 7-32 対称な磁気回路数と励起される円環分割振動モードとの関係

### ① トルクリップルに対する極スロットコンビネーションの影響

次にトルクリプルに対し最も影響が大きい誘起電圧波形ひずみと極スロットコンビネーションの関係について述べる。図 7-33 に極スロットコンビネーションと誘起電圧高調波歪の関係を示す(Hanselman, 2012)。図では、マグネット形状は円弧状のものを用いており、歯のベベリングは行っていない。また、高調波歪は、1 次成分を基準とした相対比で表している。ここで、 $3 \cdot N$  次高調波歪は、3 相でバランスされるためトルク変動として出力されない。よって、 $3 \cdot N$  次以外の高調波歪の管理が重要である。

この観点から、図中では、8 極 9 スロットが最も理想に近い高調波歪を示している。一方、A)B)で良いとした 8 極 12 スロットは、7 次の高調波歪が現れている。この 7 次高調波歪を減らすためには、マグネットにクラウニングをつける、歯にベベリングを与える、あるいはスキューを掛けることが考えられる。ただし、スキューは、コギングを減らすためにモータ角度に対するリラクタンス変化を平均化する最適角度が選択され、7 次高調波歪に対する最適量は異なる場合が多い。また、マグネットのクラウニングや歯のベベリングは、磁束の有効利用率を下げ、温度減磁に対する耐性を下げるため、マグネット量を増やす必要があるという問題がある。この結果、マグネットの使用量を減らすためには、誘起電圧の高調波ひずみを制御で補正することが有効であることがわかる。

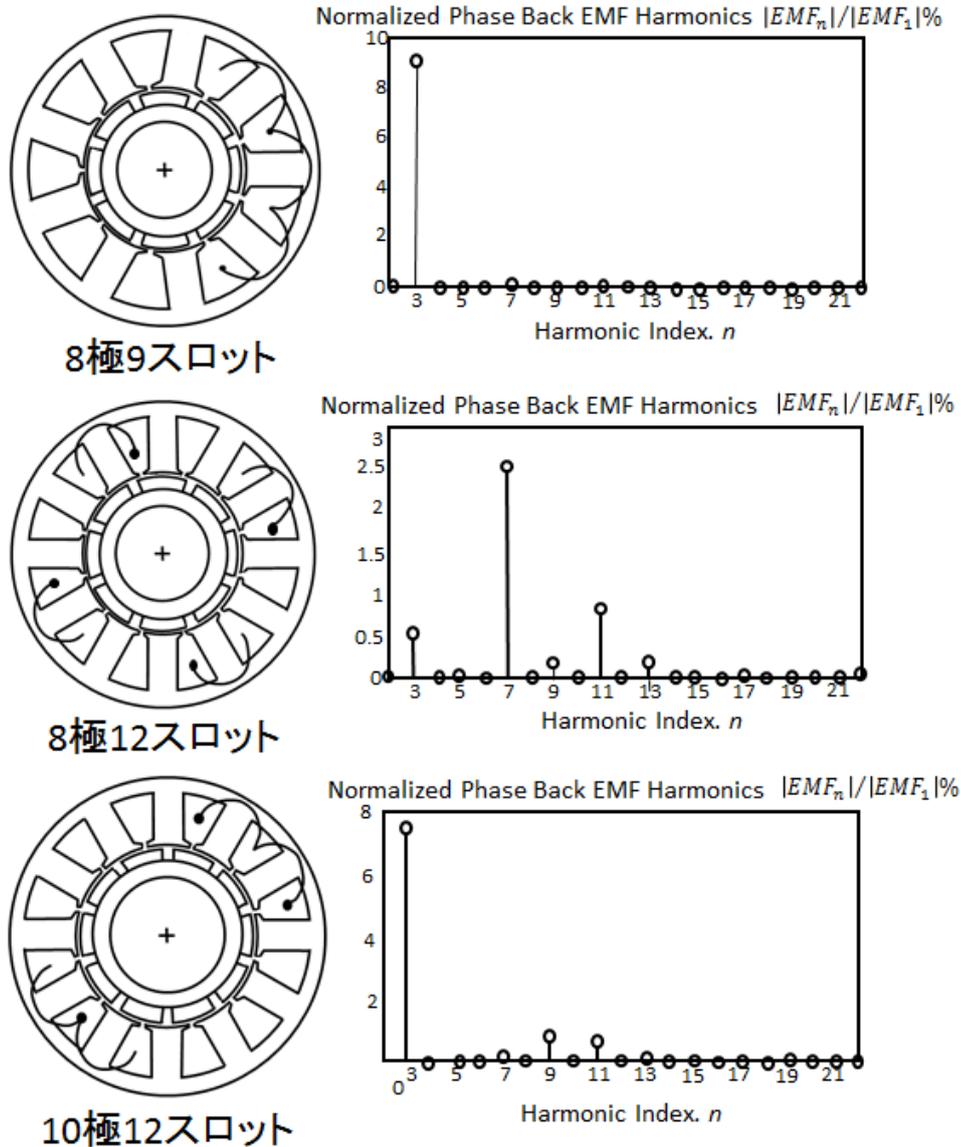


図 7-33 極スロットコンビネーションと誘起電圧高調波歪の関係 (Hanselman, 2012)

#### D) 誘起電圧の高調波ひずみをモータ電流制御で補償する可能性

これまでに議論してきたことを図 7-34 に整理する. 2 対 3 の極スロットコンビネーションのモータ設計を活かすためには, 誘起電圧の 7 次高調波歪を補正する電流を重畳するということが考えられる(陳, 関口, 2000). 重畳する電流は, 式(7-19)で表すモータのエネルギー式を用いて式(7-120)でもとめることができる(タカオ ミン, 遠藤, 2006). よって, 次に式(7-20)を実現するモータ電流制御について述べる.

$$T \cdot \omega = e_a \cdot i_a + e_b \cdot i_b + e_c \cdot i_c = \frac{2}{3} (e_q \cdot i_q + e_d \cdot i_d) \quad (7-19)$$

$$i_q = \frac{\frac{3}{2} T \cdot \omega - e_d \cdot i_d}{e_q} \quad (7-20)$$

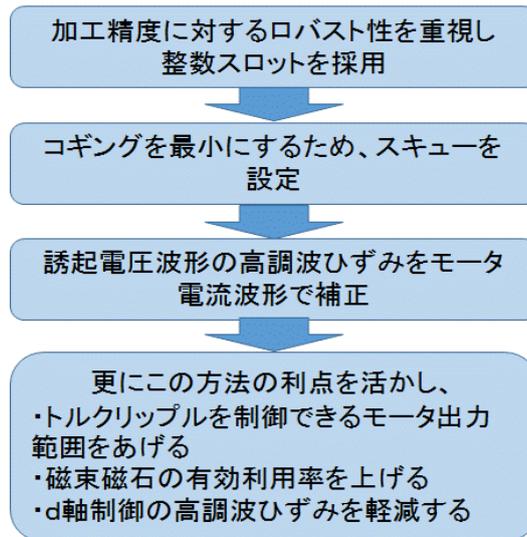


図 7-34 本研究でのモータ設計の考え方

### 7.3.5 誘起電圧に高調波歪を有するモータのトルクリップル補償制御

つぎに誘起電圧に高調波歪を有するモータ採用理由を、表 7-3 を基に説明する。表 7-3 に誘起電圧が正弦波である場合と誘起電圧に高調波を重畳した場合とを比較した。比較は、4 極 12 スロットモータを例に行った。表 7-3 からわかるように、同じ実効値の誘起電圧で同出力を達成しようとする場合には、矩形波電流のピーク電流は正弦波と比較すると小さくなる。また、同じピーク電流とした場合には、誘起電圧の大きさが小さくすむことになる。つまり、誘起電圧波形を擬似矩形波とすることによって、マグネットの量が少なくなり、高出力でありながら、モータの小型化、軽量化が可能となった。

また、モータ電流のピーク値をサイン波駆動より低く抑えられることにより、モータ内部でのエネルギーロスを減らすことができるという利点も得られる。

4 極 12 スロットモータでは、コスト上の優位性を優先し、モータ角度を検出するセンサとして安価なホール IC (Hall IC) を用いた。ここで、ベクトル制御を行なう上で、ホール IC の持つ低い位置分解能を補うべく、高精度位置推定機能技術を開発し、低速回転から高速回転まで低トルクリップル、低騒音を実現した。機能の詳細は次項 B)にて述べる。なお、この位置推定機能は、モータ角度センサを用いる場合には、モータ角度センサや電流検出器の診断機能として活用できる。

表 7-3 正弦波駆動と擬似矩形波駆動の比較

項目	擬似矩形波駆動モータ	正弦波駆動モータ
誘起電圧波形		
電流波形		

### 7.3.6 誘起電圧に高調波歪を有するモータの駆動設計

#### A) 誘起電圧に高調波歪を有する場合のベクトル制御

正弦波誘起電圧モータでは、正弦波電流を通電すればトルクリップルは発生しない。今回採用した矩形波誘起電圧モータには、表 7-3 に示したように基本波と 3 次および 5 次の高調波を含んでいるため、これに応じた通電電流波形を生成しなければ、トルクリップルが発生する。

したがって、筆者らはトルクリップルを発生しない電流波形生成法を開発した。以下に原理を説明する。モータ出力方程式は、式 (7-21) で記述される。

$$T \cdot \omega = e_a \cdot i_a + e_b \cdot i_b + e_c \cdot i_c = \frac{2}{3} (e_q \cdot i_q + e_d \cdot i_d) \quad (7-21)$$

ここで、 $T$  は要求トルク、 $\omega$  はモータ角速度、 $e$  は誘起電圧、 $i$  は電流を示し、下付き文字の  $a, b, c$  は 3 相の各相を示し、下付き文字の  $d, q$  は  $d$ - $q$  軸の各軸を示す。

式 (7-21) を  $i_q$  について整理すると、式(7-22)が得られる。

$$i_q = \frac{\frac{3}{2} T \cdot \omega - e_d \cdot i_d}{e_q} \quad (7-22)$$

$e_q, e_d$  は高調波成分含有率が決まれば、既知となる。したがって、式(7-22)より、 $T, \omega, i_d$  が与えられれば、トルクリップルを発生させない  $i_q$  を求めることができる。3 相の電流値は、 $i_q$  を 2-3 相変換することにより求めることができる。

#### B) モータ角度推定機能

式(7-22)の  $e_q, e_d$  はモータ角度  $\theta$  の関数であり、 $e_q(\theta), e_d(\theta)$  である。したがって、トルクリップルを発生しない電流指令値生成法を用いて、ベクトル制御するためには、精度のよいモータ角度が必要である。今回のモータではモータ角度センサとして、低分解能のホールセンサを用いているため、精度よくモータ角度を推定できるモータ角度推定機能が必要であり、以下に示す(タカオ ミン, 遠藤, 2010)。

モータ角度推定は、下記式(7-23)に示すように、モータ電流とモータ端子間電圧から逆起電圧を推定し、これを積分することによって行なう。

$$\hat{\theta} = \int \hat{\omega} \cdot dt = \frac{1}{K_e} \int (V_m - R_m \cdot i) dt = \frac{V_m^2}{2K_e} - \frac{R_m}{2K_e} i^2 + C \quad (7-23)$$

ここで、 $\theta$  はモータ角度、 $\omega$  は角速度、 $\hat{\phantom{x}}$  は推定値を示す。 $V_m$  はモータ端子間電圧、 $R_m$  は抵抗、 $i$  は電流である。 $C$  は積分定数である。

まず、制御周期毎にホールセンサからの信号を検出することにより、ホールセンサのパターンが変化したことを検出する。つぎに、変化を検出した時刻では、正確な位置情報が得られるため、この正確な情報を用いて、式 (7-23) の  $C$  と  $R_m$  を修正する。

図 7-35 は位置推定機能を説明するためのブロック図である。モータ端子電圧と電流値から逆起電圧 ( $\widehat{EMF}$ ) を推定演算する。つぎに、これを積分して、モータ角度推定  $\widehat{\theta}_m$  を演算する。ホールセンサ信号によって得られた位置情報と推定値を比較することによって、抵抗誤差  $\Delta R$  を演算し、逆起電圧を推定しているモデルの抵抗値  $R_n$  を修正する。

相毎に抵抗ばらつきがあるため、モデルの抵抗値  $R_n$  の修正を相毎に行なう。図 7-36 に各相に初期抵抗誤差を与えたとき、抵抗値が収束するようすを示したシミュレーション結果を示す。

図 7-37 には、ホールセンサのパターンが変化した時刻に抵抗誤差修正を行なった場合のモータ角度推定値と、修正を行なわなかった場合のモータ角度推定の実験結果を示す。電気角 60 度毎にホールセンサのパターンが変化したときに抵抗誤差修正が行なわれることによって、電気角全域 (360 度) で、モータ角度を精度よく推定できていることがわかる。

このモータ角度推定器は、単純適応制御の構成となっている。よって、単純適応制御の設計理論を用いて制御系の安定性を考える。制御対象は $1/(Ls + R)$ であり、単純適応制御(岩井他, 2008)の安定化条件である頑強正実性を満足している。また、パラメータ変動である $R$ の変化は、適応速度に比べ十分に遅い、したがって、本制御器は、安定条件を満たしていることがわかる。ただし、この条件は十分条件であるため実際には図 7-36 のように時間応答波形上で調整を行っている。

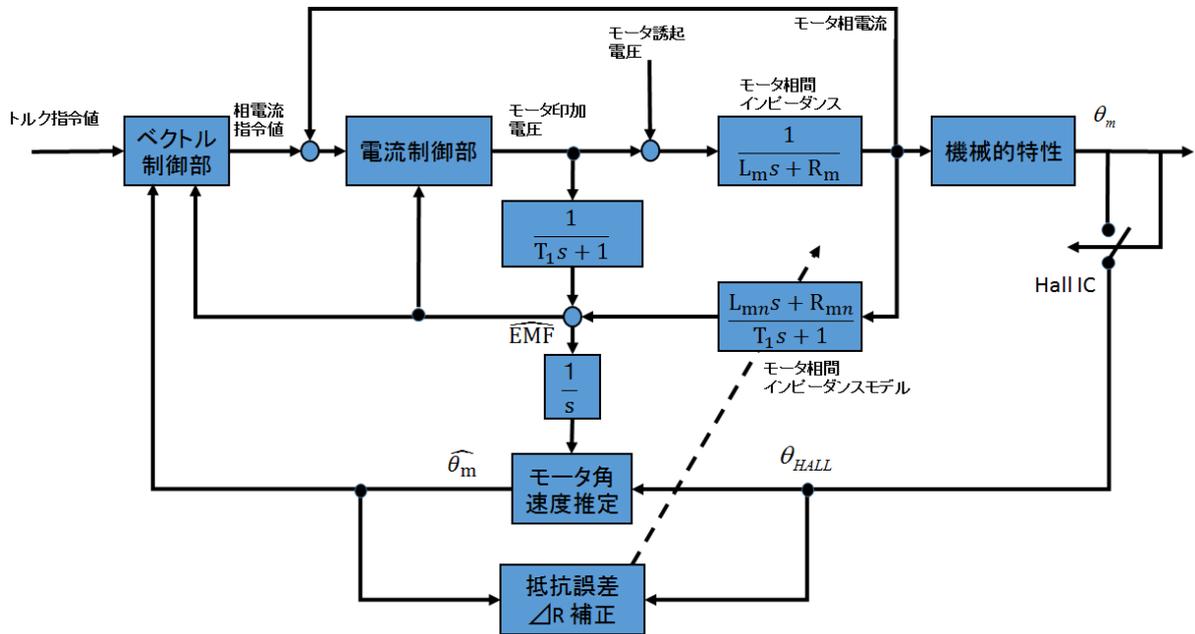


図 7-35 モータ角度推定機能ブロック図

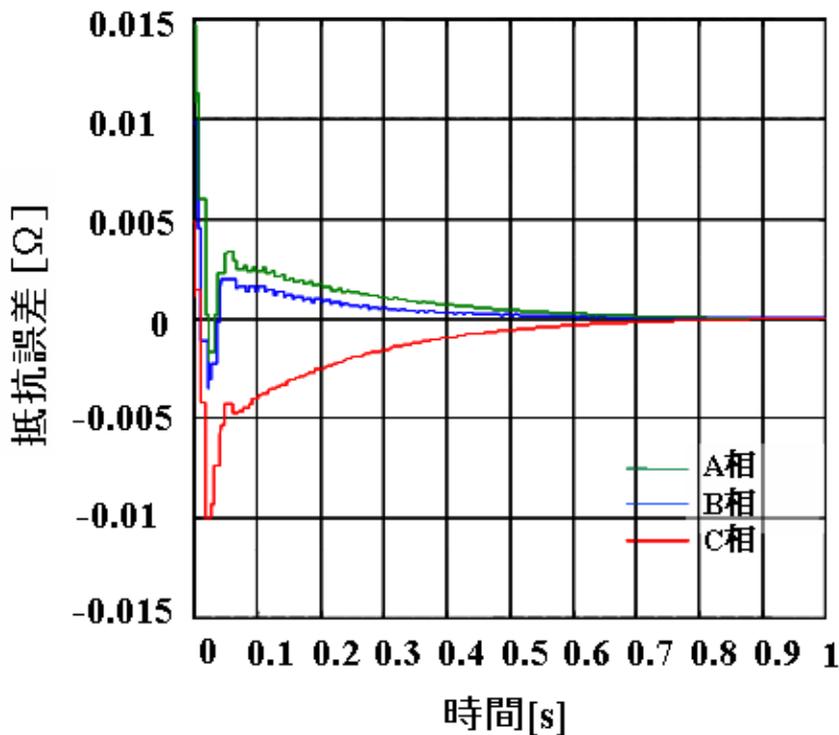


図 7-36 モータ相間抵抗推定の収束性

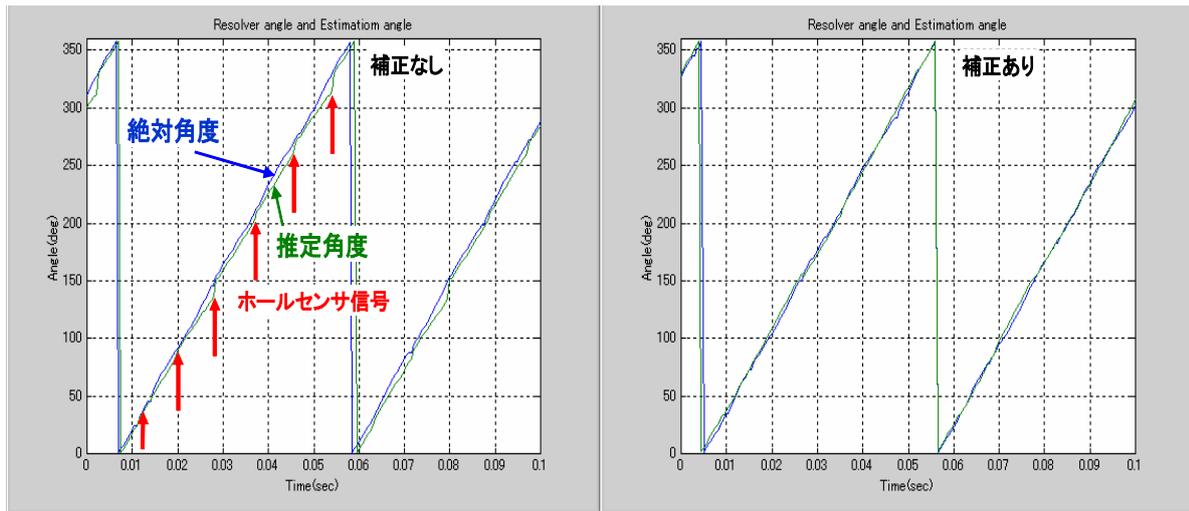


図 7-37 モータ角度推定補正の効果

### C) 誘起電圧に高調波歪を有するモータ用ベクトル制御の構成

B) で位置推定機能を説明したが、低回転領域では誤差が大きく、ベクトル制御を行なうと、トルクリップルや騒音が発生する。そこで、本ブラシレス DC モータ制御では図 7-38 に示すように回転速度に応じて制御を切り替える方式を採用した。(I) の低速回転領域は、位置推定誤差が大きいため、ベクトル制御を行わず、矩形波制御を行なう領域である。(II) の中速回転領域は、推定されたモータ角度を用いてベクトル制御を行なう領域である。ただし、弱め界磁制御はおこなわない。これは、弱め界磁制御によって、高調波の電流成分が投入されることによる音性能悪化を避けるためである。(III) の高速回転領域は電圧飽和を避けるために、弱め界磁制御を行なう領域である。電圧飽和が起こると、電流が歪み、この電流の歪によってトルクリップルや騒音が発生するからである。

このように、回転速度に応じて、適切に制御方式を切替えることにより、トルクリップルや音性能と出力特性(回転数-出力トルク特性)を満足するようにした。図 7-39 に制御ブロックを示す。制御切替えブロックにて回転数 $\omega$ に応じて、矩形波制御とベクトル制御を切替えている。矩形波制御およびベクトル制御の詳細については、D) および E) で述べる。

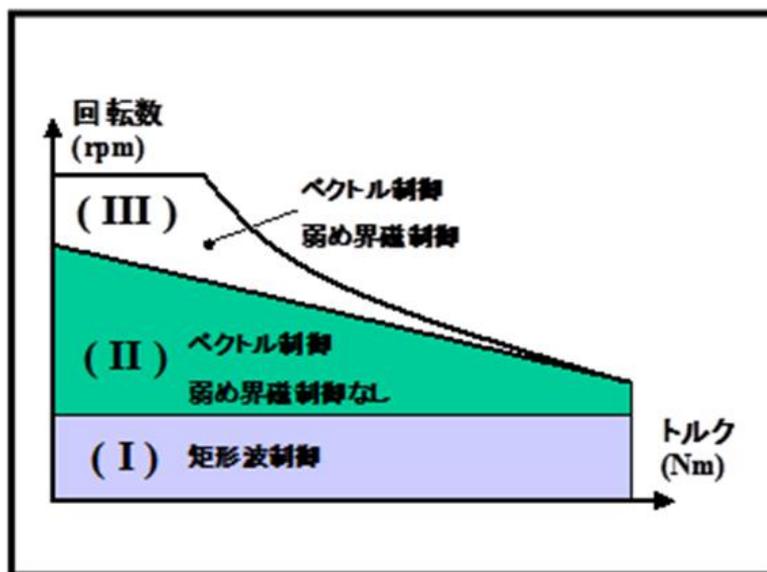


図 7-38 モータ駆動方法

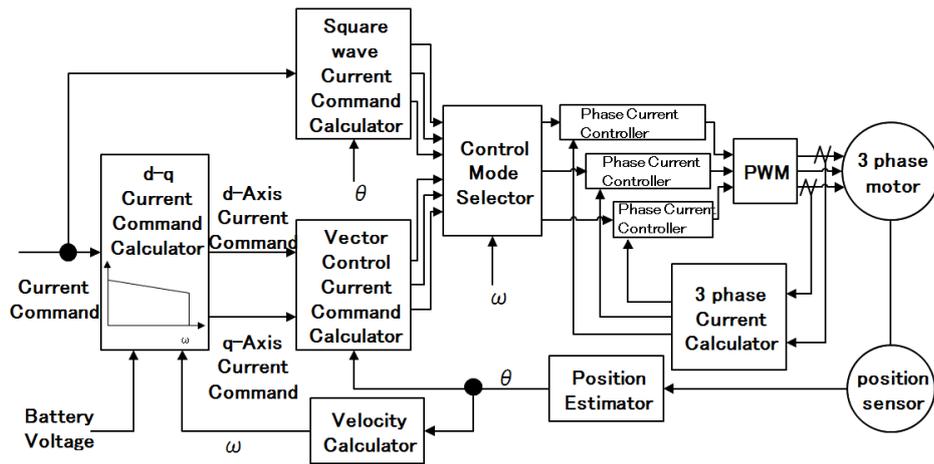


図 7-39 モータ駆動制御全体ブロック図

#### D) 矩形波制御部

低速回転領域では、位置推定誤差が大きいため、ベクトル制御を行わず、矩形波制御（120 度通電）を行なう。しかし、120 度通電では、電気角 60 度ごとの励磁相切り替え時に転流の過渡応答が起これ、この過渡応答に起因するトルクリップルが発生する。これは、図 7-40 に示すように、立ち上がり相の電流の応答時間は長く、立ち下がり相の電流の応答時間は短く、転流相の電流の変化が一致しないために、転流していない相の電流まで影響を受け、3 相合成トルクが変動するからである。本ブラシレス DC モータ制御では、この課題を解決するため、転流相の電流変化を一致させる電流指令を生成させ、電流フィードバック制御する構成とした。この制御構成における電流波形とトルクリップルを図 7-41 に示す。図 7-42 のトルクリップルと比較し、大幅に改善されている。

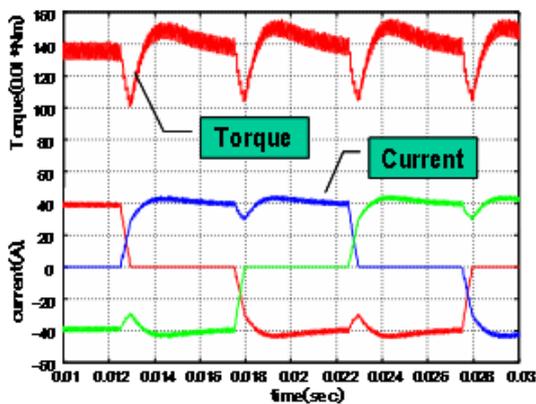


図 7-40 従来の矩形波駆動によるトルクリップル

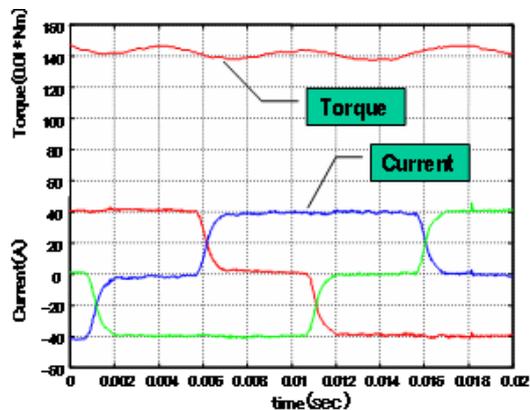


図 7-41 本矩形波駆動によるトルクリップル

#### E) ベクトル制御部

中高速回転領域で用いられるベクトル制御は、C) で述べた推定されたモータ角度情報と A) で述べたトルクリップルを発生させない電流波形に基づいてベクトル制御を行なう。

図 7-39 において、「Position Estimator」ブロックにて、B) で述べたモータ角度推定を行なう。「Vector Control Current Command Calculator」ブロックにて、A) で述べたトルクリップルを発生させない 3 相電流波形を生成する。「d-q Current Command Calculator」はモータの出力特性、バッテリー電圧とモータ角速度から、電圧飽和を起こさない d-q 軸の電流指令値を生成する。

通常、3 相モータをベクトル制御するために、d-q 軸上にて電流指令値とモータ電流値の偏差に基づいて、制御を行なっている。(図 7-42 参照) しかし、本ブラシレス DC モータの制御方式としては、各相電流フィードバック制御方式を採用した。その理由を説明する。

モータの電圧特性式は式 (7-20) で表される.

$$\begin{cases} V_{an} = R_a \cdot i_a + L_a \cdot \frac{di_a}{dt} + e_{an} \\ V_{bn} = R_b \cdot i_b + L_b \cdot \frac{di_b}{dt} + e_{bn} \\ V_{cn} = R_c \cdot i_c + L_c \cdot \frac{di_c}{dt} + e_{cn} \end{cases} \quad (7-24)$$

ここで,  $V_{an}$  は中性点からみた A 相電圧,  $e_{an}$  は中性点からみた A 相逆起電圧,  $R_a$  は A 相モータ抵抗,  $L_a$  はモータのインダクタンスである. 下付文字 b, c は B 相, C 相を示す.

中性点によって 3 相が接続されているために, 3 相間で干渉が起こり, ある相の電流のひずみが他の 2 相に影響を与える. また, モータや駆動装置の抵抗値は同じではなく, バラツキがある. このため, d-q 軸上で制御を行なった場合は, 十分に干渉を抑圧することができず, トルクリップルや騒音が発生する. この干渉の影響を最小限に抑えるために, 本ブラシレス DC モータの制御方式では, 図 7-43 に示すように, 各相にて電流フィードバック制御を行なう方式を採用した. さらに, 各相に発生する逆起電圧を相毎にフィードフォワードで補償することにより, 電流指令値に対する実電流の高い追従性を確保し, 高回転でも騒音やトルクリップルを発生しないようにできた.

つぎに本電流制御の設計について, 次項で詳しく説明する.

### 7.3.7 誘起電圧に高調波歪を有するモータ用電流制御設計

電流制御器設計で考慮すべき課題は以下である.

- ・トルクリップルの補正
- ・デッドバンドの影響の補正
- ・ロバストなモータ電流制御
- ・誘起電圧の影響補償
- ・サンプリング時間の影響補償

このうち, トルクリップルの補正に関しては, モータの誘起電圧波形に合わせて, 電流指令値を生成することにより問題の解決を図っている(遠藤他, 2010). また, 3 相間のモータ内部抵抗が変化した場合に発生するトルクリップルに関しては, 各電流制御を外乱オブザーバによるフィードバック制御とすることで抵抗変動の影響を防いでいる. 図 7-44 に提案する電流制御器構成を示す. 外乱オブザーバの設計については, ブラシモータの電流制御で述べたものと設計は同じであるので説明は省く. ただし, 3 相の電流制御をおこなっているため, 外乱オブザーバの  $Q(s)$  の定常ゲインを 1 よりやや小さく設定している. 中性点における 3 相電流制御の干渉を防ぐためである. 図 7-42 と図 7-43 に従来の PI 制御器と外乱オブザーバを用いた場合の比較を示す. 図 7-45 に擬似矩形波駆動の電流指令値を示す. 図 7-46 は, PI 制御での相電流指令値に対する相電流とトルクリップルのシミュレーション結果である. 図では, 台形波上の電流指令値の 4 分の 1 周期分を示している. 図より, 従来の PI 制御では電流追従誤差のためにトルクリップルが発生している. つぎに図 7-47 に PI 制御に対し, 誘起電圧の内部モデルを用いてフィードフォワード制御で誘起電圧を補償した場合を示す. 図 7-43 の EMF Compensator で示す制御器が相当する制御器である. このフィードフォワード制御器のサンプリング時間に対する影響を補償するためにサンプリング時間で発生する位相遅れ相当の電気角を進角させ, 誘起電圧発生タイミングと補償タイミングを精度よく合わせている(タカオミン他, 2009). この制御器により, 相電流の収束性が向上し, その結果, トルクリップルが低減できている. さらに, PI 制御器の代わりに外乱オブザーバを用いた制御器 (DOFC) の効果を図 7-48 に示す. 外乱オブザーバにより, 電流の追従性はさらに向上し, トルクリップルが改善できている. さらに本制御器のロバスト性を評価するために相抵抗を 20% 増加させた場合の結果を図 7-49 に示す. 図より, 図 7-48 とほとんど同じ過渡応答を示しており, 図 7-43 で示す本制御器のロバスト性が示された.

次に, 本制御器の効果を実験によって確認する. 図 7-50 に PI 制御器の図 7-51 に本制御器の実験結果を示す. 本制御器の効果によって, 電流波形が図 7-45 に示す電流指令値波形に近い波形になっていることがわかる. しか

し、まだ、電流波形ひずみが観察される。この電流波形ひずみは、デッドバンドの影響によるものである。デッドバンドは、モータ速度が低速である場合には、外乱オブザーバを用いたフィードバック制御で補償できると考えられる。同様の観点からデッドバンドに対する効果の報告例もある(伊東他, 2007)。しかし、モータ速度が速く、フィードバック制御の遅れが現れると図 7-51 のような波形ひずみを生じる。このため、デッドバンドを内部モデルに持つフィードフォワード制御により補償する。デッドバンドは、電流がゼロをクロスするときに発生する。したがって、外乱オブザーバで用いているノミナルモデルを用いて電流がゼロをクロスするタイミングを予測する。そして、ゼロをクロスすると予測されたタイミングでデッドバンド相当の Duty を加算し補償を行う。この補償効果を実験で確認した結果を図 7-52 に示す。図より、本デッドバンド補償制御により、図 7-45 で示した波形に近づいていることが観察でき、デッドバンド補償の効果が確認できる。

以上より、電流制御器の課題である

- ・トルクリップルの補正
- ・デッドバンドの影響の補正
- ・ロバストなモータ電流制御
- ・誘起電圧の影響補償
- ・サンプリング時間の影響補償

に対する電流制御器設計技術とその効果を示すことができた。

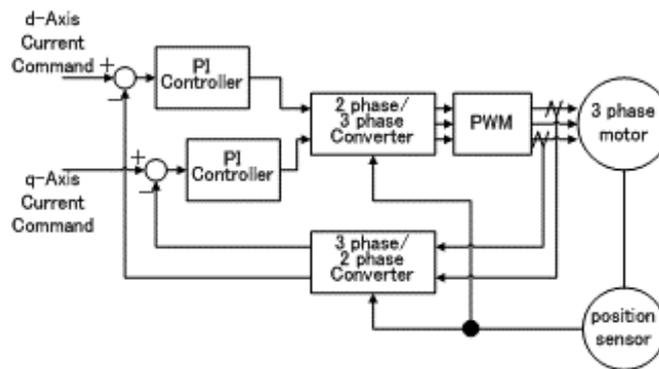


図 7-42 一般的なブラシレスモータ電流制御

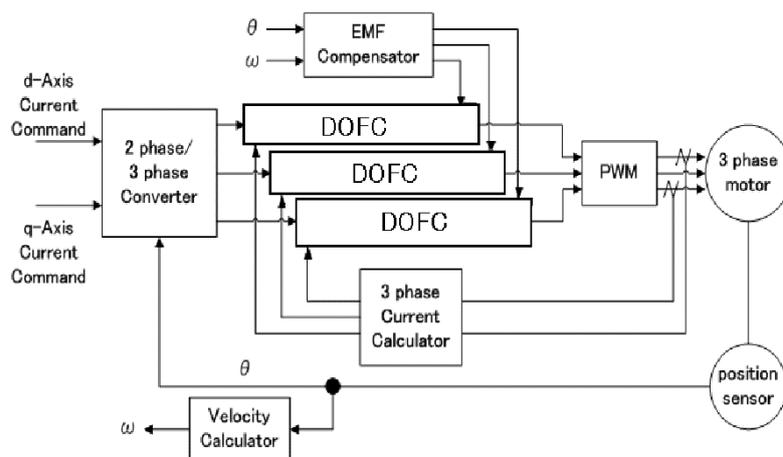


図 7-43 外乱オブザーバを用いた電流制御器

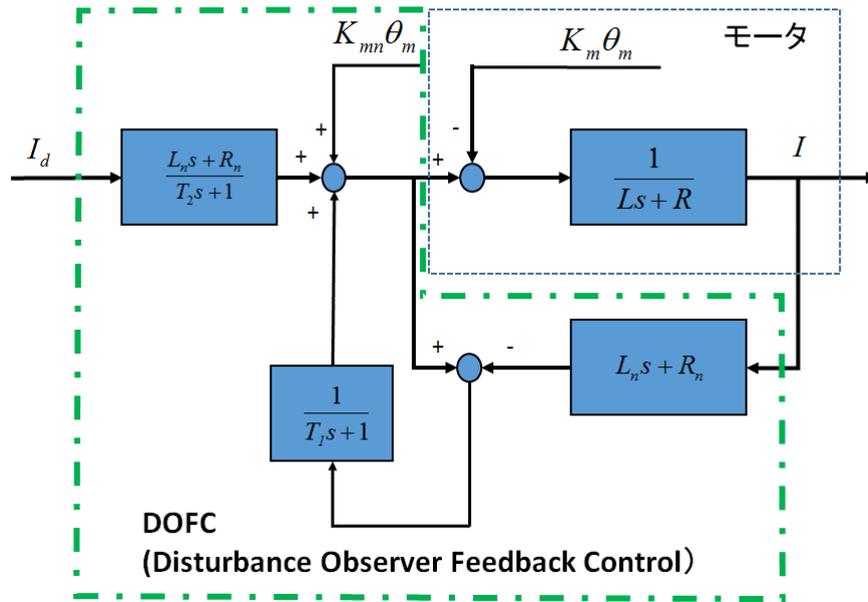


図 7-44 本例で示す開発したブラシレスモータ電流制御

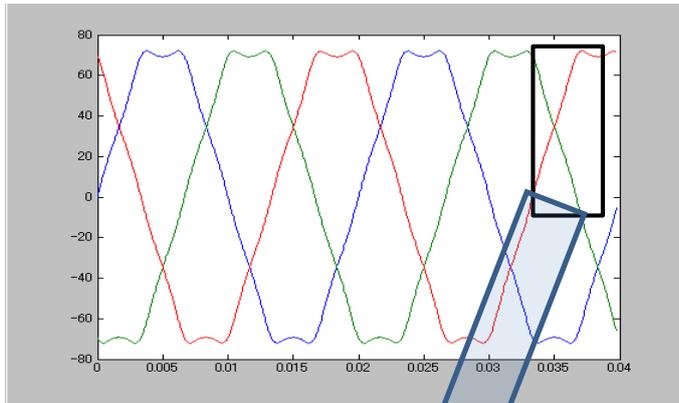


図 7-45 モータトルクリップルを補償するモータ相電流指令値

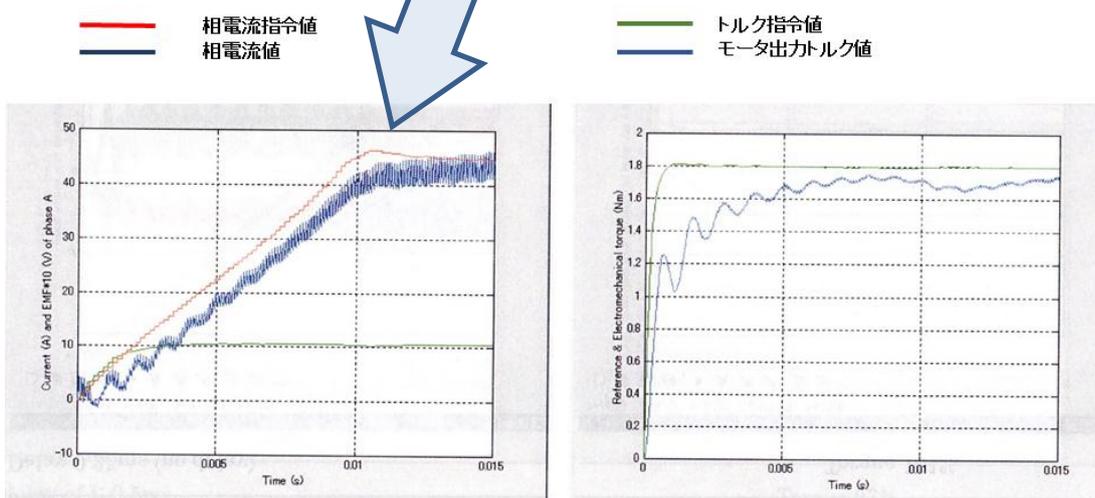


図 7-46 PI 制御器でのシミュレーション結果

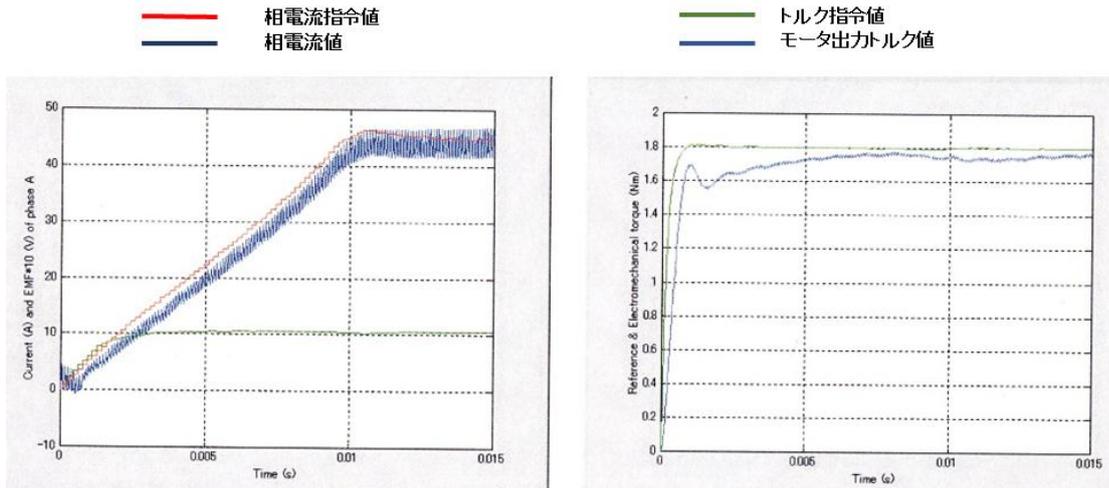


図 7-47 PI 制御器+EMF フィードフォワード制御器のシミュレーション結果

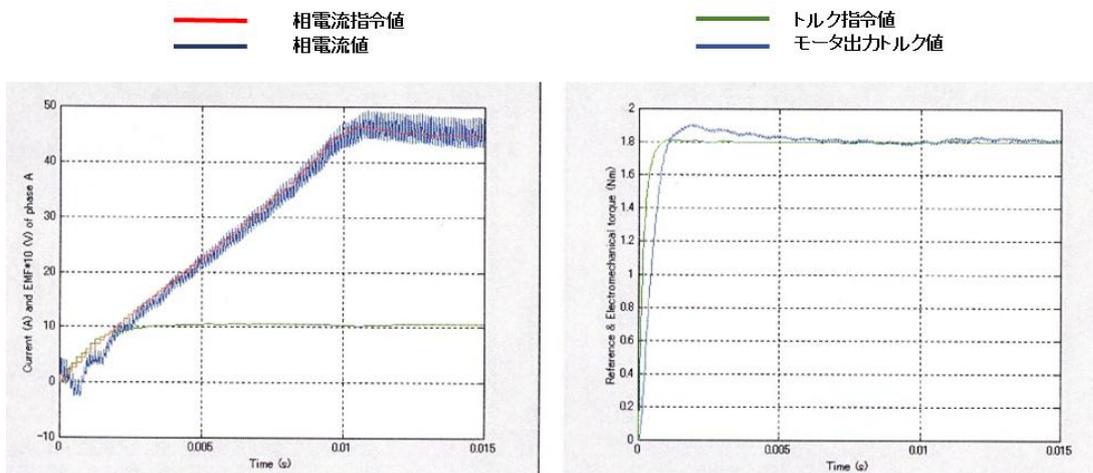


図 7-48 外乱オブザーバを用いたフィードバック制御と EMF フィードフォワード制御器のシミュレーション結果

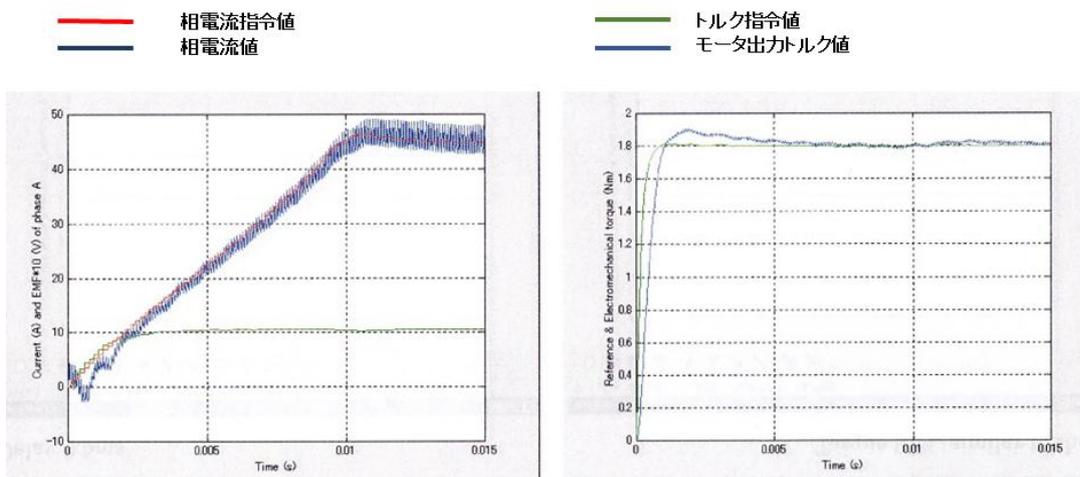


図 7-49 外乱オブザーバを用いたフィードバック制御と EMF フィードフォワード制御器でモータ相抵抗を 20% 増加した場合のシミュレーション結果

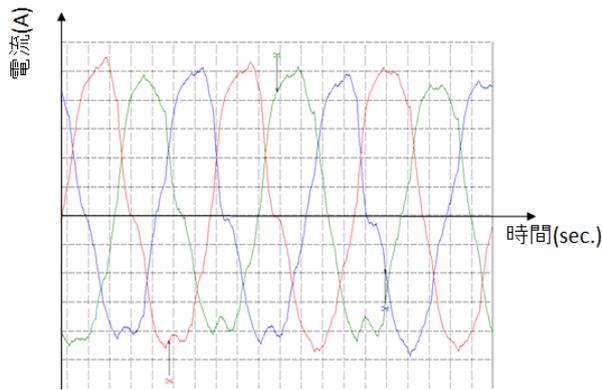


図 7-50 PI 制御器を用いた場合の実験結果

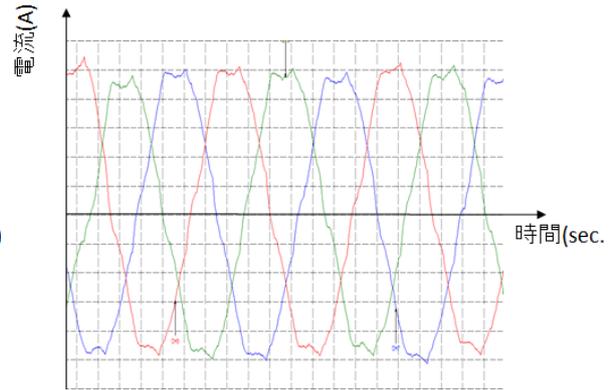


図 7-51 外乱オブザーバを用いたフィードバック制御と EMF フィードフォワード制御器を用いた場合の実験結果

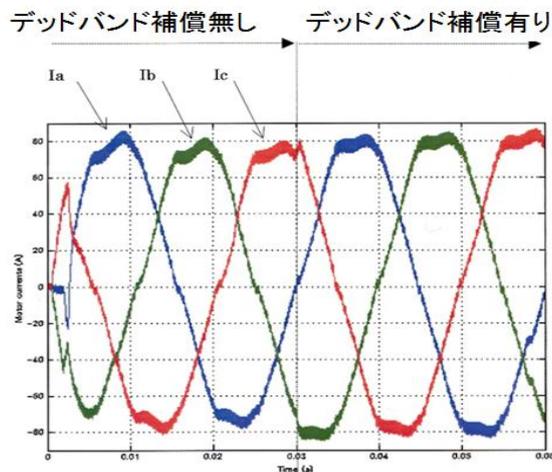


図 7-52 モータ駆動回路のデッドバンド補償の補償制御の効果のシミュレーション結果

## 7.4 操舵運転負荷軽減のためのセンサ技術

### 7.4.1 操舵運転負荷軽減に必要なセンサ構成

操舵運転負荷軽減を行う上で必要な情報は、下記の 5 つである。

- 操舵トルク
- ステアリング絶対舵角
- モータ角度
- 車速
- セルフアライニングトルク

上記のうち、操舵トルクと車速は、既存の EPS で得られる情報であり、セルフアライニングトルクについては、第 3 章で推定できることを示した。また、モータ角度については前節で取り上げた。よって、本節ではステアリング絶対舵角情報を得る方法について述べる。

### 7.4.2 絶対舵角検出の考え方

これまで述べてきたように操舵運転負荷軽減に必要なステアリング絶対舵角の定義は、車輻が直進する状態を基準としたステアリング角度である。

よって、絶対舵角を検出する最も単純な解決手段は、ステアリング絶対舵角を検出するためにステアリングの全角度を検出できる多回転センサを搭載すればよいと考えられる。しかし、絶対舵角検出の正確さは、約 1 度で、全角度を 4 回転とするなら、求められる精度は約 0.07% となり達成が困難である。よって、レンジは狭いが高精

度検出が可能なセンサと検出精度は低いが広範囲を検出できるセンサとの組み合わせが現実的な解と考えられる。この考え方に基づいたステアリング絶対舵角検出の構成を図 7-53 に示す。

図から、ステアリング絶対舵角検出は、3つの機能により達成できる。1つ目は、車輪側を用いた絶対舵角検出である。この検出方法は、検出精度は低いが、タイヤがグリップしている限り全範囲を検出することが可能である。2番目の検出手段は、ステアリングに装着された角度センサによる検出である。そして、3つ目の検出手段は、直進状態を検出し、そのステアリング角度を中立点に構成する機能である。以下、それぞれの方法について説明する。

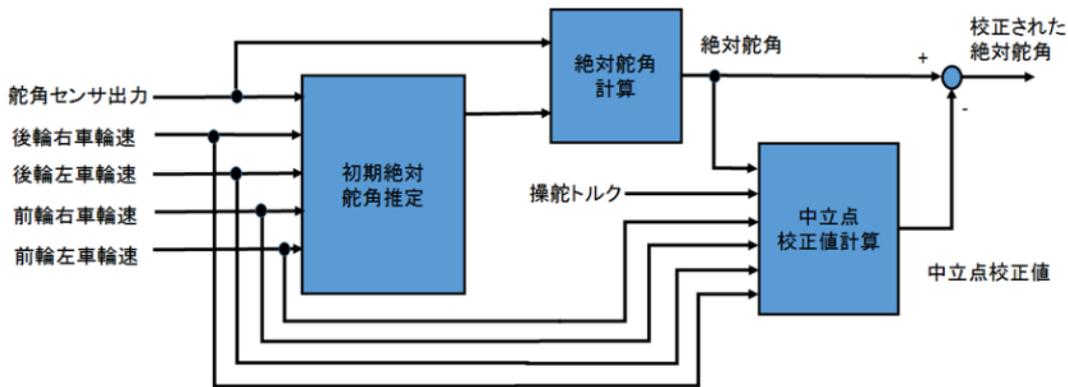


図 7-53 絶対舵角検出ブロック図

### 7.4.3 絶対舵角推定

本例では、絶対舵角推定に車輪速センサを用いている。後輪と前輪の車輪速は、タイヤが路面をグリップしているならば、車輻の回転半径の関数になる。よって、タイヤが路面をグリップしている条件では、操舵角は車輪速の関数になる。例えば、低速でタイヤの横滑りが無視できる条件でアッカーマンステアジオメトリが用いられるならば、図 7-54 に示す関係として単純化し表すことができる(韋勇, 遠藤修司, 2013)。この場合、内輪と外輪の車輪速は、それぞれの接地点における車輻回転中心距離と比例するため、

$$\omega_{Ro} : \omega_{Ri} = R + \frac{H}{2} : R - \frac{H}{2} \quad (7-25)$$

$$R = \frac{H}{2} \frac{\omega_{Ro} + \omega_{Ri}}{\omega_{Ro} - \omega_{Ri}} \quad (7-26)$$

ステアリング角度は、

$$\tan \theta_t = \frac{L}{R} \quad (7-27)$$

$$\theta_t = \frac{1}{g_{tot}} \operatorname{acr} \tan\left(\frac{2L}{H} \frac{\omega_{Ro} - \omega_{Ri}}{\omega_{Ro} + \omega_{Ri}}\right) \quad (7-28)$$

で表すことができる。

しかし、実際の車輻は必ずしもアッカーマンステアジオメトリが採用されているとは限らないため横滑りやサスペンションのコンプライアンスの影響が現れる。よって、例えば $(\omega_{Ro} - \omega_{Ri}) / ((\omega_{Ro} + \omega_{Ri}))$ を変数としたステアリング角度を実測し関数を得る。そうすることで、前輪の車輪速センサを用いたステアリング角度推定にも有効であり、前輪、後輪それぞれの推定値を比較することにより、推定値の信頼性を向上できる(韋勇, 遠藤修司, 2013)。また、アンダーステア特性の車輻を想定し、回転半径を式(7-29)に示すように、スタビリティファクタ  $K$  と車速の関数で補正し用いることもできる。

$$R = (1 + KV^2) \frac{H}{2} \frac{\omega_{R0} + \omega_{Ri}}{\omega_{R0} - \omega_{Ri}} \quad (7-29)$$

図に $(\omega_{R0} - \omega_{Ri})/((\omega_{R0} + \omega_{Ri}))$ とステアリング角度の関数の実測例を図 7-55 に示す。前輪の車輪速センサを用いた場合は、幾何学的な非線形性が大きいため、絶対舵角と $(\omega_{L0} - \omega_{Li})/((\omega_{L0} + \omega_{Li}))$  の関数関係を実験で求めている。

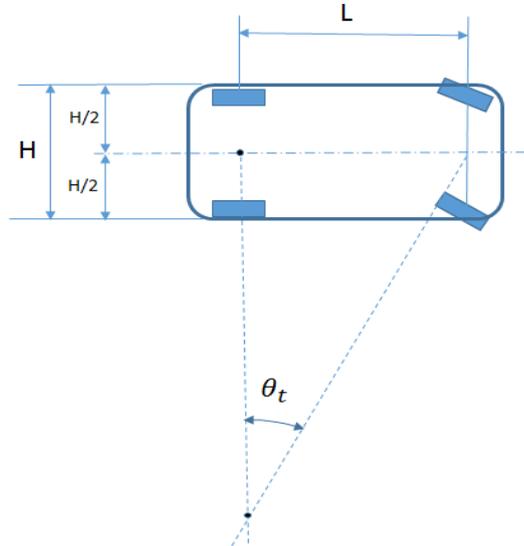


図 7-54 アッカーマンジオメトリ

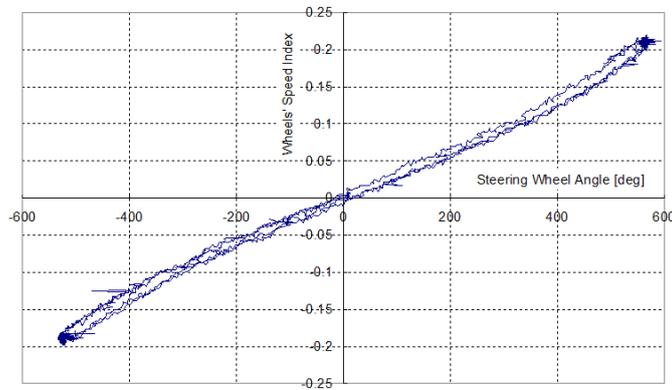


図 7-55  $(\omega_{R0} - \omega_{Ri})/((\omega_{R0} + \omega_{Ri}))$ と操舵角の関係実測例

#### 7.4.4 相対舵角センサ

本例では、ハンドル角 1 回転の範囲を検出できる相対舵角センサも用いている。このため、車輪速センサを用いた絶対舵角検出精度では、図 7-57 に示すように相対舵角センサが何回転した状態にあるかを判別することが目的になる(鬼塚他, 2009)。これにより、相対舵角センサ出力の絶対値が行えるため、絶対舵角の検出分解能は、相対舵角センサの検出分解能に一致するものになる。

相対舵角センサは、図 7-54 と図 7-56 に示すように MR 素子を用いてモータ角減速機構であるウォームホイールの回転角を検出している。

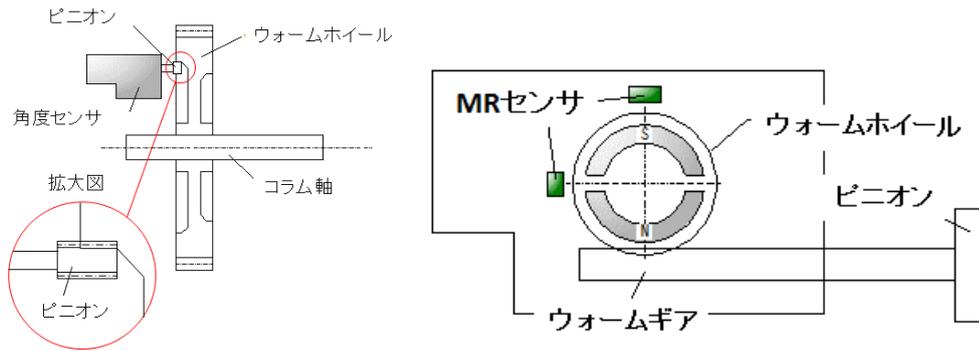


図 7-56 相対舵角センサの構成

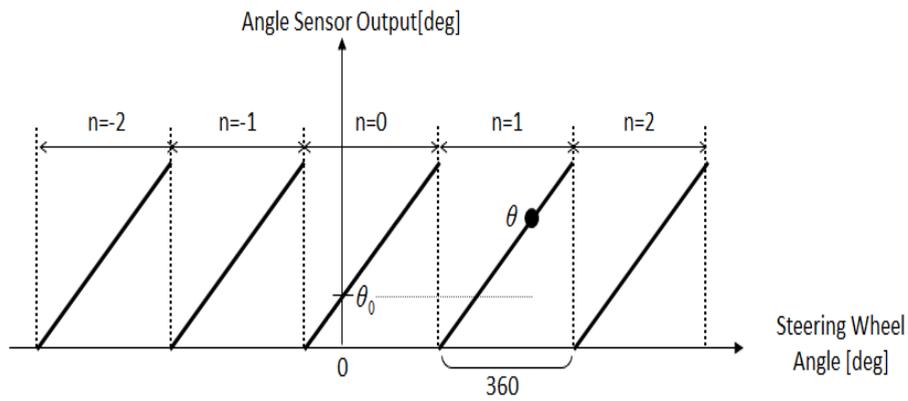


図 7-57 相対舵角センサの出力特性

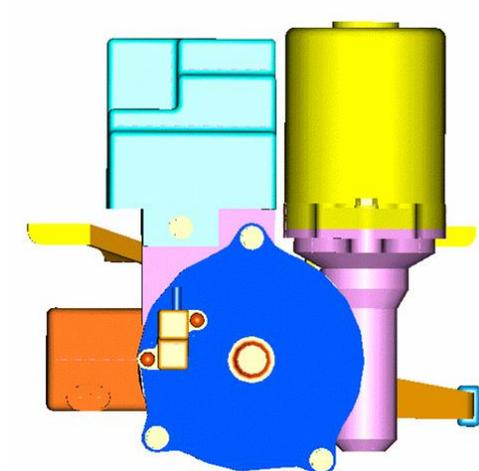


図 7-58 相対舵角センサ装着例

#### 7.4.5 ハンドル舵角中立点校正

直進状態の判断は、ステアリング角度が、一定状態が継続し、かつセルフアライニングトルクがカント路により発生すると考えられる範囲である状態を捉えることにより行う。よって、例えば、図 7-59 に示す条件が一定時間継続することで直進状態を検出し、そのときの絶対舵角を中立点として校正を行う。

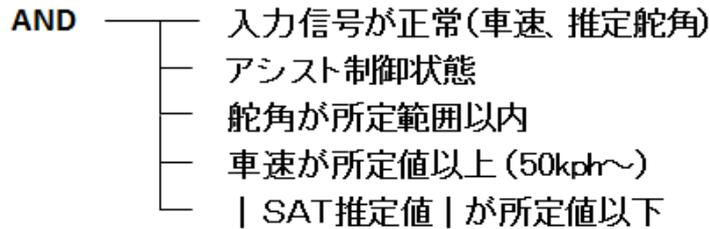


図 7-59 直進状態ハンドル角推定条件

## 7.5 まとめ

本章では、これまで論じてきた操舵運転負荷軽減に貢献する EPS 機能を実現するための EPS アクチュエータ設計技術について述べた。その結果、以下の結論が得られた。

- (1) 操舵運転負荷低減のための EPS 機能を実現する EPS 機構特性の課題を明らかにし、それを補償する機能を提案した。
- (2) 操舵運転負荷低減のための EPS 機能を実現する EPS 制御系の構造設計を提案した。
- (2) EPS 用トルクアクチュエータとしてのモータ要求特性を明らかにし、その設計技術を提案した。
- (3) 操舵運転負荷を低減する EPS 機能に必要な絶対舵角情報を検出する技術を提案した。

## 7.6 文献

- 新井健治, 小林秀行, 遠藤修司, EPS 装置, 特許 4114349 号 (2008)
- 陳善忠, 関口隆, 誘導起電力ベクトルに追従する電流による永久磁石同期電動機の高効率低トルク脈動制御, 電学論 D, 120 巻 4 号 (2000), pp.559-565
- 陳慧, 遠藤修司, EPS 装置の制御装置, 特許 5212454 号 (2013)
- 大穀晃裕, 中野正嗣, 山口信一, 都井結花利, 米谷晴之, PM モータの固定子製造誤差に起因するコギングトルクの発生, IEEJ Transaction on Sensors and Micromachines, Vol.126, No.8, (2006), pp.1140-1150.
- Endo, S, Electrical Power Steering System Design for Road Information Sensitivity, Aachen Kolloquium Fahrzeug- und Motoren technik (2000), pp.1108-1114
- 遠藤修司, 小林秀行, EPS 制御技術, NSK technical journal, 号 676 (2003), pp.55-60
- 遠藤修司, EPS 用ブラシレスモータの開発動向と実際, モータ技術シンポジウム, C-1-2 (2004).
- Endo, S., Kobayashi, H., Kempf, C., J., Kobayashi, S., Tomizuka, M., Hori, Y., Robust Digital Tracking Controller Design for High-Speed Positioning Systems, A Journal of IFAC the International Federation of Automatic Control, Control Eng. Practice, Vol.4, No.4 (1996), pp.526-536
- 遠藤修司, EPS 装置の制御装置, 特許 3493806 号 (2003)
- 遠藤修司, EPS 装置の制御装置, 特許 3521547 号 (2004)
- 遠藤修司, 小林秀行, EPS 装置の制御装置, 特許 3740852 号 (2005)
- 遠藤修司, 小林秀行, EPS 装置の制御装置, 特許 3826582 号 (2006)
- 遠藤修司, 青木友保, 小林秀行, EPS 装置の制御装置, 特許 4466082 号 (2010)
- Hanselman, D., Brushless Motors: Magnetic Design, Performance, and Control of Brushless DC and Permanent Magnetic Synchronous Motors, E-Man Press LLC, 2012, pp.307-500
- 広瀬利男, 自動車用スタータ用ブラシの接触電圧降下および摩耗特性, 日立評論, Vol.53, No.3 (1971), pp.59-64
- 堀洋一, 大西公平, 応用制御工学, 丸善株式会社 (1998), pp.176-180
- Hu, T., Yeh, C., Hsu, J., Hsu, T., Implementation of a Stability Compensator to Improve the Steering Feel for an Electric Power Steering System, AVIC10 (2010), pp.305-309
- 堀越敦, EPS モータ・ドライブシステム技術, 第 7 回自動車用モータ, 第 26 次モータ技術フォーラム (2007)
- 韋勇, 遠藤修司, 車輛用舵角推定装置及びそれを搭載した EPS 装置, 特許 5195132 号 (2013)
- 岩井善太, 水本郁朗, 大塚弘文, 単純適応制御 SAC, 森北出版株式会社 (2008), pp.14-16.
- 伊東淳一, 藤井崇史, 星野哲馬, 小高章弘, 佐藤以久也, 田中大輔, ベクトル制御における外乱オブザーバを用いたデッドタイム誤差補償手法の解析, 平成 19 年電気学会産業応用部門大会 (2007), pp.181-186

- 小林秀行, 遠藤修司, 板倉裕輔, EPS 装置の制御装置, 特許 3533782 号 (2004)
- Kohno, T., Takeuchi, S., Momiyama, M., Nimura, H., Ono, E., Development of Electric Power Steering(EPS) System with  $H_{\infty}$  Control, SAE Technical Paper, 2000-01-0813 (2000), pp.1-11
- 松原厚, 精密位置決め・送り駆動系設計のための制御工学, 森北出版株式会社 (2008), p.159
- 大場吉裕, 清水康夫, EPS の慣性モーメント制御における安定性について, 自動車技術論文集, Vol.38, No.2, (2007), pp.207-212
- 鬼塚利行, 力石一穂, 遠藤修司, EPS 装置, 特許 426936 号 (2009)
- 大西和夫, 永久ブラシモータのコギングトルク低減, IEE Japan Transaction on Sensors and Micromachines, Vol.122-D, No.4 (2002), pp.338-345.
- 坂口徹, 遠藤修司, EPS 装置の制御装置, 特許 5034725 号 (2012)
- タカオ ミン, 遠藤修司, モータ駆動制御装置および EPS 装置, 特許 3804686 号 (2006)
- タカオ ミン, 遠藤修司, 小林秀行, 齊藤昌秀, EPS 装置, 特許 4613513 号 (2010)
- タカオ ミン, 江春浩, 遠藤修司, EPS 装置の制御装置, 特許 4322254 号 (2009)

## 第8章 提案するEPS機能の操舵運転安全に対する効果

### 8.1 本章の目的と構成

本章では、前章までで個別に検討してきた検討してきたEPS機能を統合した場合の操舵運転付加軽減に対する効果と操舵運転安全に対する効果を実車実験及びシミュレーションで示す。

操舵運転負荷と操舵運転の安全は、操舵運転場面に対する運転者の操舵運転能力に対して論じるべきであることを述べてきた。よって、これまで述べてきた操舵運転場面を対象に操舵運転負荷軽減と操舵運転安全に対する効果を検証する。

操舵運転の安全は、HeiBing らの条件(HeiBing and Ersoy, 2011)を用いた第2章の定義に基づき操舵周波数に対する運転者が操舵制御できる状態量によって区分し、通常の操舵運転における目標軌道に対する車両軌道の誤差の大きさを安全指標として評価を行う。また、0.5Hz から2Hz までは、運転者がヨーレートの変化率を操舵制御できる条件にあることを操舵運転安全指標として評価を行う。2Hz 以上の操舵周波数については、車両が応答感度を低減するべくSATに対するステアリング系の応答の固有振動数を2Hz 以下にする設計手法を示したので、本章での検証からは外すことにする。

操舵運転負荷については、目標軌道に追従する操舵制御を行う領域では、負荷がかかった結果として操舵制御の滑らかさを欠くと仮定し、操舵制御対象であるヨーレートの滑らかさを操舵運転負荷の指標として評価を行う。

また、0.5Hz から2Hz までは、本研究ではPauwelussenの説(Pauwelussen, 2014)に基づき、操舵運転安全の条件と操舵運転負荷軽減の条件が同じであるものと考え、フリーコントロールにおけるヨーレート固有振動の減衰率を評価指標とする。

さらに、以上の結果を応用すると車両の動特性の変化が想定される場合の操舵運転安全向上にも貢献できる可能性があることをEV車両のバッテリー配置の影響をベンチマークに示す。

以下に本章の構成を示す。

第2節で、目標軌道に対する操舵運転での操舵運転安全に対する効果を示す。

第3節で、ヨーレートの変化率に対する操舵運転での操舵運転安全に対する効果を示す。

第4節で、EV車の車輛特性が操舵運転負荷に与える影響を示し、それを補償するEPS機能を提案する。

第5節でまとめを行う。

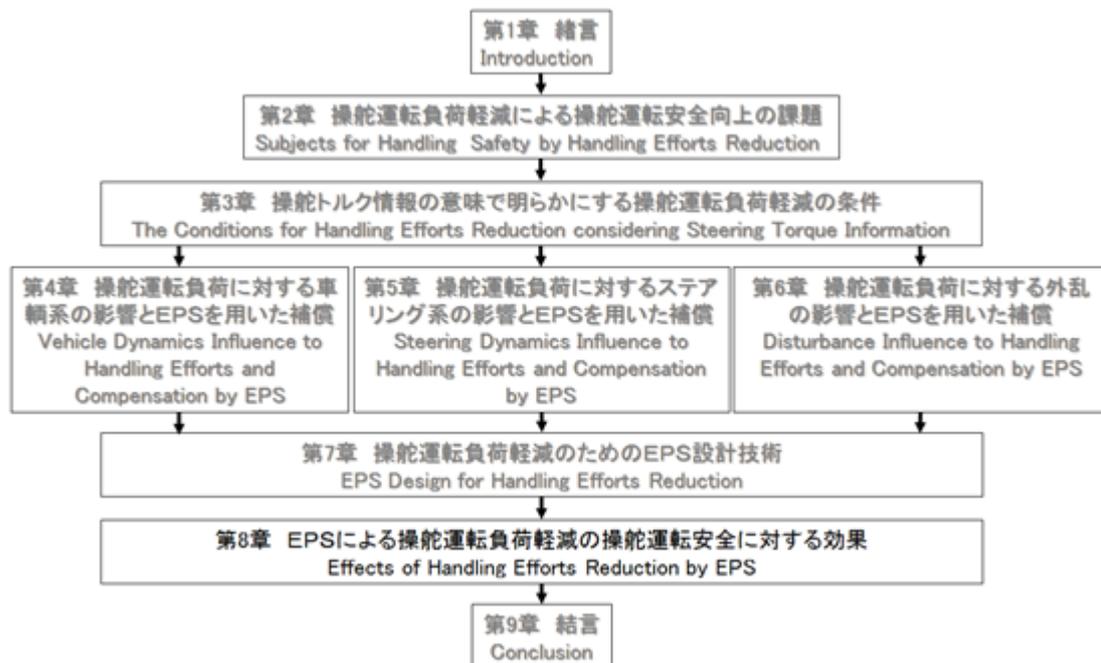


図 8-1 本章の位置づけ

## 8.2 本研究で用いる操舵運転負荷の評価方法

本章では、操舵運転負荷を制御状態量であるヨーレートの滑らかさで評価を行う。ヨーレートの滑らかさの評価では、ステアリングエントロピー法(伊藤他, 2001)を用いる。

ステアリングエントロピー法は、車載情報機器等を扱うことで生じた運転以外の負荷が操舵に与える影響を評価するために考案された評価手法であり、本研究が扱う情報処理負荷の影響評価に有効であると考えた。

ステアリングエントロピー法とは、滑らかな操舵である条件を2次項までのテラ予測に一致する操舵であることとして、実際の操舵角とテラ予測で求めた操舵角との差の大きさにより滑らかさを失う度合を表す方法である。予測する操舵角は、式(8-1)で与えられ、滑らかさを失うことを示す予測操舵角に対する実際の操舵角の差を式(8-2)により求める。そして、評価期間における誤差分布の標準偏差の大きさによって滑らかさを失う度合を示し、操舵運転負荷を評価する方法である。

$$\theta_p(t+dt) = \theta(t) + \dot{\theta}(t)dt + \frac{1}{2}\ddot{\theta}(t)dt^2 \quad (8-1)$$

$$\varepsilon(t) = \theta_p(t) - \theta(t) \quad (8-2)$$

$dt$  : 予測時間または、制御間隔

式(8-1)は、車輛到達地点の2次予測モデルと同じ意味を持つものと考えられ、2次予測モデルの前方注視時間と運転者の制御間隔が一致した場合になる。つまり、ステアリングエントロピー法は本研究で用いたヨーレート予測に対する誤差の代わりに操舵角に対する誤差を用いた操舵運転負荷を定量的に評価する手法であると考えられる。ただし、制御間隔は運転者の運転状態によって変化するため、対象とする操舵場面の運転者の運転状態を考慮して、 $dt$ を選択する必要があると考えられる。

よって、本研究ではステアリングエントロピー法で用いている操舵角の代わりにヨーレートをを用いた式(8-3)と式(8-4)によって評価を行う。

$$\gamma_p(t+dt) = \gamma(t) + \dot{\gamma}(t)dt + \frac{1}{2}\ddot{\gamma}(t)dt^2 \quad (8-3)$$

$$\varepsilon(t) = \gamma_p(t) - \gamma(t) \quad (8-4)$$

## 8.3 目標軌道に追従する操舵運転での操舵運転安全に対する効果

操舵周波数0.5Hz以下での目標軌道に追従する操舵運転に対して提案するEPS機能の操舵安全向上の効果を操舵運転場面に応じた実車種走行実験により検証する。実車種走行実験は、タイヤのグリップが線形特性範囲にあるオフセンター領域までの場合と非線形特性範囲にあるオフセンターの外側の領域の場合及びタイヤのグリップが失われた場合に対して行う。オンセンター領域については、操舵運転負担や操舵運転の安全を客観的な測定方法で示すことは困難であるため、主観的な評価結果をまとめる。それぞれの操舵運転場面で行う評価方法を以下に示す。

- ・オフセンター領域までの場合：レーン変更運転
- ・オフセンターの外側の領域の場合：S字カーブ
- ・オンセンター領域の場合：主観評価結果
- ・タイヤグリップが失われた場合：低摩擦路でのレーン変更運転

以上の実験では、運転者に対し安全運転教習を行い、事前に実験趣旨のインフォームドコンセントを行い実施している。

### 8.3.1 オフセンター領域（レーン変更）

本項で示す実験結果は第3章で用いているものと同様であるが、操舵運転安全に対するEPS機能の効果を示すために再度用いる。本試験では、操舵運転安全の評価に対するEPS機能の効果の違いをできるだけ明らかにするため、オフセンター領域におけるヨーレートの最大値である15deg/sに近いヨーレートを発生するレーン変更運転条件を与えた。この条件は、表8-1に示す車輛諸元を持つ車輛では、80km/hで走行し図8-2に示す目標軌道の

レーン変更運転で与えることができた。よって、この条件で EPS 機能による情報処理負荷を含めた操舵運転負荷軽減機能を用いた場合と身体的な負荷軽減を行うパワーアシスト制御のみの場合とで車軌道とヨーレートの時間応答を比較する。

図 8-3 は、操舵周波数 0.25Hz におけるヨーレートに対する操舵トルクのリサージュ波形である。図より提案する EPS 機能を用いた場合は、用いない場合に対しハンドル戻り時とハンドル切り増し時で異なるゲインを持つ線形性を示しており、操舵トルクで車軌道を把握しやすかつ、ゲインの変化でヨーレートがゼロに近い状態を検出できる特性になっている。

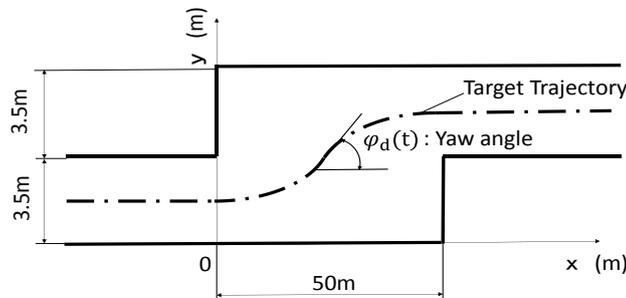


図 8-2 レーン変更テストコース

表 8-1 実験車両 A の諸元

Vehicle Specification	Front wheel drive SUV
Engine capacity	1.9 L Diesel engine
Mass	1450 kg
Wheel base	2.55 m
Stability factor	0.0018

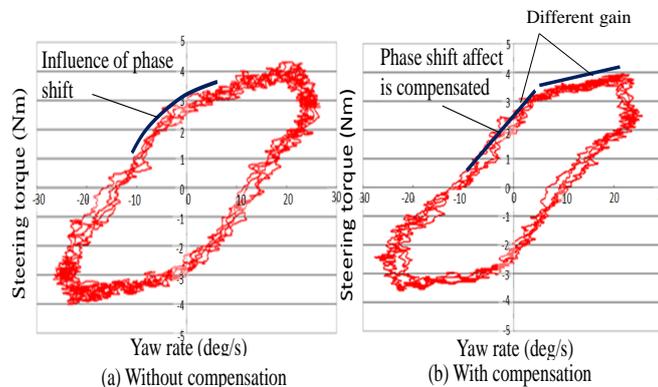


図 8-3 ヨーレートに対する操舵トルク特性 (操舵周波数 : 0.25Hz)

図 8-4 は、操舵周波数 0.5Hz における操舵角に対する操舵トルクのリサージュ波形を示したものである。本来、横軸はヨーレートとすべきところであるが、リサージュ波形の 1 階微分特性を調査するためにノイズの少ない操舵角をヨーレートの代用特性として用いている。青線で示す図は、赤で表すリサージュ波形を操舵角で微分したものであり、提案する EPS 機能では、1 階微分の変動幅が小さくなっており、運転者にとって操舵トルクで車軌道を予測しやすい特性になっている。また、パワーアシストのみの場合では操舵周波数 0.25Hz に対し、0.5Hz では、ヒステリシス幅は大きく減少し関数形状が変化しているが、提案する EPS 機能を用いた場合では、ヒステリシス幅の変化は少なく、かつ関数形状の変化も少なく一貫性がある。

図 8-5 にレーン変更運転を行った時の軌跡を示す。パワーアシストのみの場合は、レーン変更後に横方向にオーバーシュートを起こしているため、第 4 章で示したように運転者に操舵運転負荷がかかっている状態であると考えられ、かつオーバーシュートした分だけ操舵運転安全に対するマージンが失われている。

図 8-6 に操舵角とヨーレートの時間応答を示す。図 8-5 同様なオーバーシュートの有無が観察され、その理由を操舵トルクとヨーレートの時間遅れにより説明できる。提案する EPS 機能を用いない場合は、操舵トルクに対するヨーレートが 1.5 秒までは大きく遅れている。この結果、運転者の操舵が遅れているものと考えられ、図 8-5 では実際に車軌跡が遅れて発生している。次にハンドル戻し操舵に相当する 1.5 秒から 2.5 秒の間では逆に位相遅れがほとんどなくなっている。この結果、運転者は必要以上のハンドル戻し操作を行い、オーバーシュート発生に至ったと考えられる。

一方、提案する EPS 機能を用いた場合は、ハンドル切増し時の位相遅れが少なく、かつハンドル切り増しである約 1.2 秒までの位相遅れとハンドル戻し時である 1.2 秒から 2.2 秒までの位相遅れの変化が少ない。この結果、運転者は操舵トルクで車軌挙動を適切に把握でき、オーバーシュートの発生を防ぐことができたものと考えられる。以上より、提案する EPS 機能により操舵運転負荷が軽減され操舵運転安全に貢献できていることが確認できる。

次にステアリングエントロピー法を用いた操舵運転負荷について示す。dt は、比較的に高い周波数の操舵がなされているため、運転者の最短制御間隔とされている 0.15s を用いた。図 8-7 に  $\epsilon$  の時間波形を示す。EPS による補償制御がない場合は、 $\epsilon$  の振幅が、補償がある場合と比較し大きく表れていることが見て取れる。特に、ヨーレートのピークが現れた直後の  $\epsilon$  が大きくなっている。運転者が急に操舵補正が必要になったことがうかがえる。図 8-8 に  $\epsilon$  の分布とその標準偏差を示す。図より、補償なしの場合に対し補償ありの場合の標準偏差が小さくなっているため、EPS による補償により操舵運転負荷が軽減されていることが伺える。

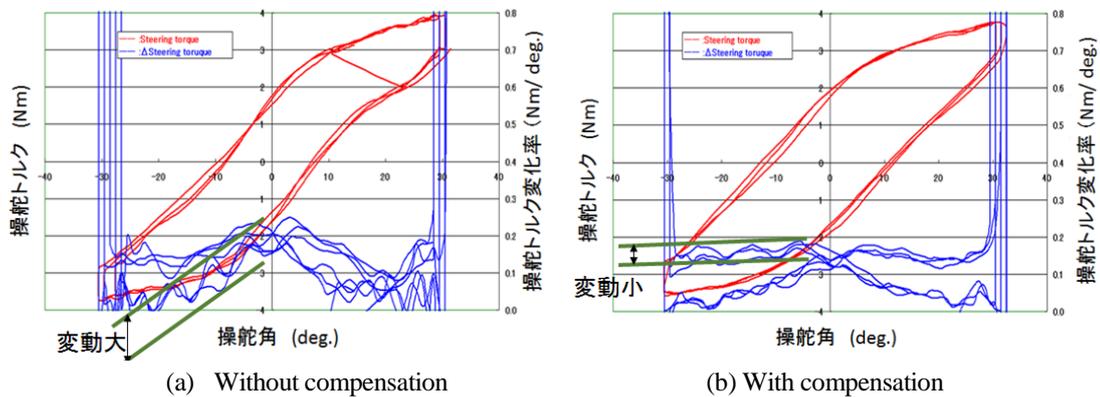


図 8-4 操舵角に対する操舵トルク特性(操舵周波数：0.5Hz)

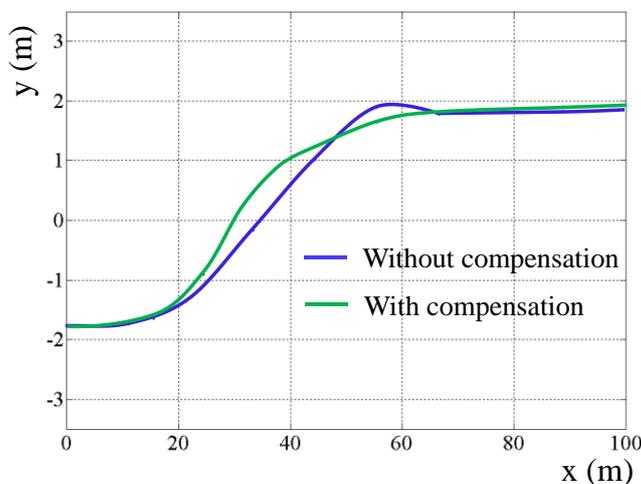


図 8-5 レーン変更時の車軌跡

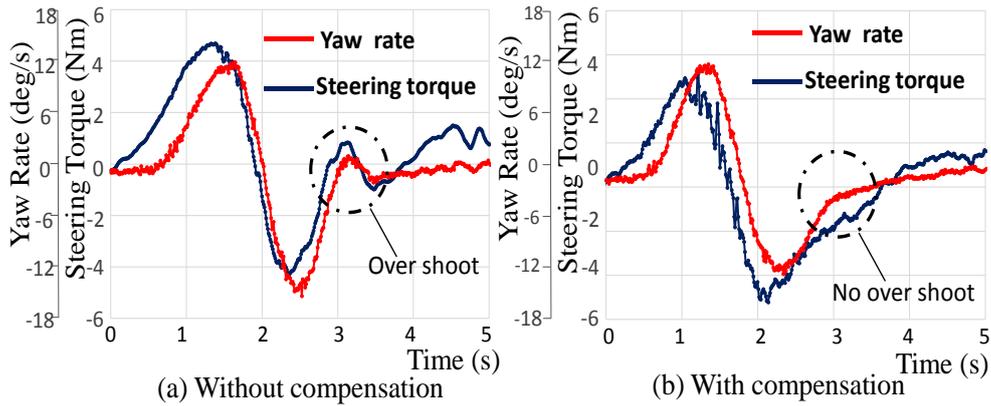


図 8-6 レーン変更時の操舵角とヨーレートの時間応答

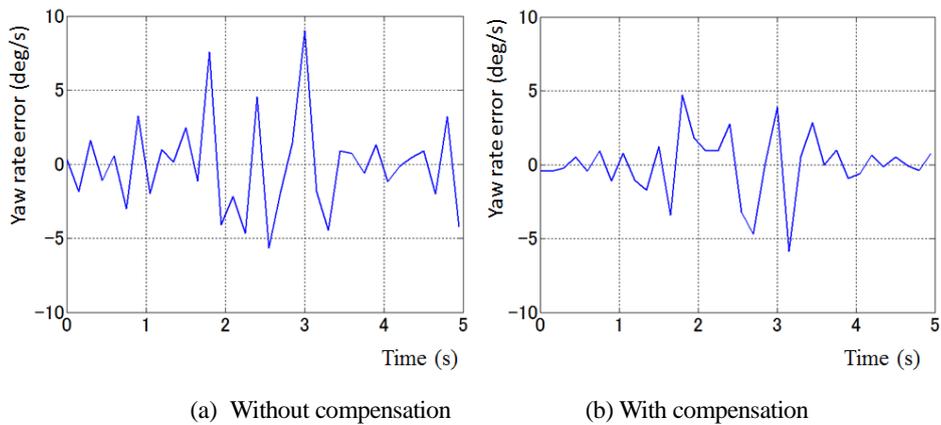


図 8-7 レーン変更時の  $\varepsilon$  の時間波形

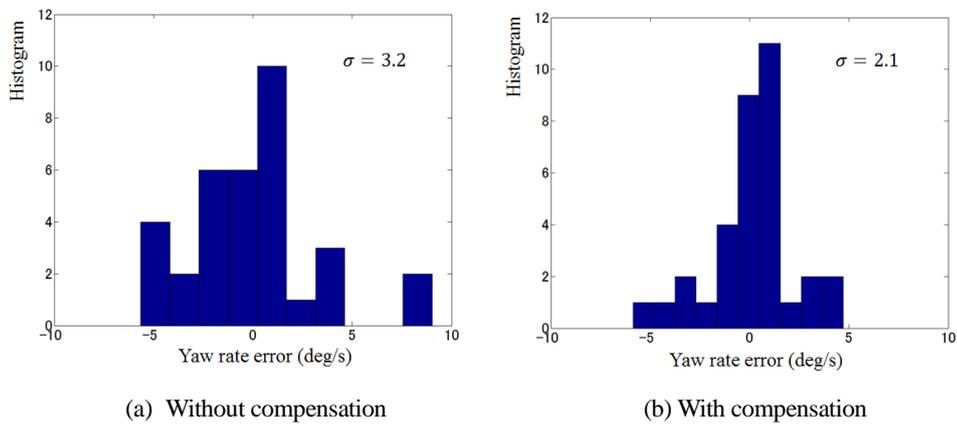


図 8-8 レーン変更時の  $\varepsilon$  の分布と標準偏差

### 8.3.2 オフセンターの外側の領域(S字カーブ)

提案する EPS 機能によるオフセンターの外側の領域の操舵運転負荷軽減を評価するために S 字カーブでの操舵トルクとヨーレートの時間応答を調査した。テストを行った S 字カーブは図 8-9 に示すコースであり、操舵特性に対するブレーキやアクセルワークの影響を排除するために、緩い下り坂でブレーキとアクセルを使わずに速度を  $\pm 5 \text{ km/h}$  の範囲で一定に保ち走行している。速度はカーブ手前で約  $55 \text{ km/h}$  に設定している。

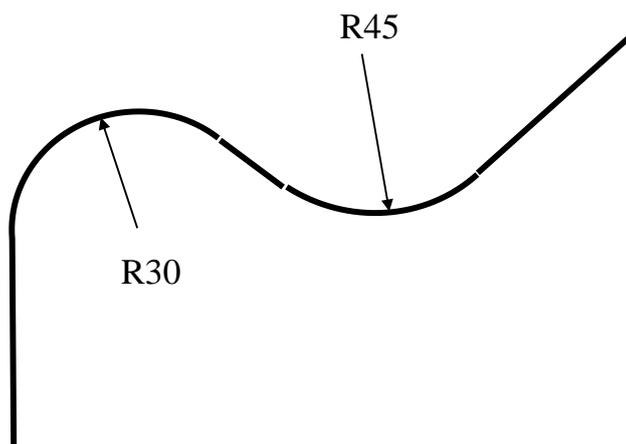


図 8-9 S 字カーブコース

図 8-10 に本走行テストで S 字カーブに入る手前の運転者目線に近い状態での画像を示す。図 8-11 に走行試験時の操舵トルクとヨーレートの時間応答波形を示す。約 8 秒から 13 秒間が 1 つ目の R30 のカーブを走行している状態であり、約 14 秒から 18 秒間が 2 つ目の R45 のカーブを走行している状態である。パワーアシストのみの場合の修正操舵状態を ABC で示し、それに相当する提案する EPS 機能を用いた場合の状態を A',B',C' で示している。A と A' を比較すると A' の期間は少なく修正操舵量が少ないことが観察される。また、B,C では、明らかに修正操舵と考えられる波形が観察されるが、B', C' では、修正操舵を行っていると思われる波形が観察されない。以上から、提案する EPS 機能を用いた場合は、S 字カーブを行う際の修正操舵量が減っていると考えられ、操舵運転負荷が低減できていると考えられる。

この理由は、前項と同様に説明できる。S 字カーブの切りはじめを緑の点で示すが、パワーアシストのみの場合は、操舵トルクに対するヨーレートの遅れは、約 0.6 秒ある。次に提案する EPS 機能を用いた場合は、約 0.4 秒を示している。また、ハンドル戻し状態である 13 秒から 15 秒の間では、遅れ時間は両方とも約 0.4 秒である。この結果、提案する EPS 機能を用いた場合のほうが、操舵トルクでヨーレートを予測しやすく、結果として修正操舵量が減ったものと考えられる。

次にこの場合のステアリングエントロピー法による運転負荷計測結果を示す。本操舵は、比較的ゆっくりとした操舵であったため  $dt$  には、0.5 s を用いた。これは、前項と同じ 0.15s を用いた場合には図 8-11 で示した修正操舵軌跡に予測軌跡が追従し一致してしまうという問題が生じたためである。図 8-12 に S 字カーブ走行時の  $\varepsilon$  の時間波形を示す。図より補償ありに対し補償がない場合は、 $\varepsilon$  の振幅が大きく表れる傾向にあることが見て取れる。また、図 8-11 に示す修正操舵のタイミングにほぼ一致し、 $\varepsilon$  が大きくなる傾向が観察できる。このことから、 $dt$  が 0.5 s の条件では、修正操舵を  $\varepsilon$  で検出できているものと考えられる。図 8-13 に  $\varepsilon$  の分布と標準偏差を示す。EPS の補償により、 $\varepsilon$  の標準偏差は減っており、操舵運転負荷が軽減できているものと考えられる。

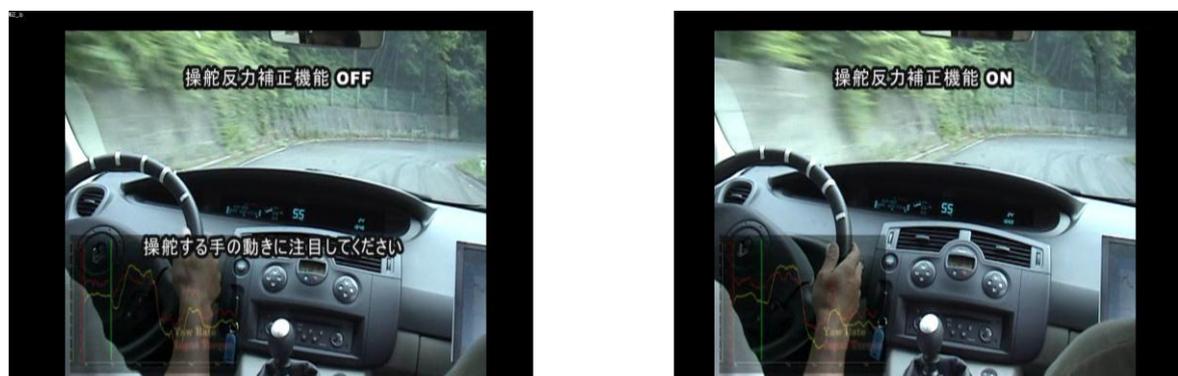


図 8-10 S 字カーブ走行状態

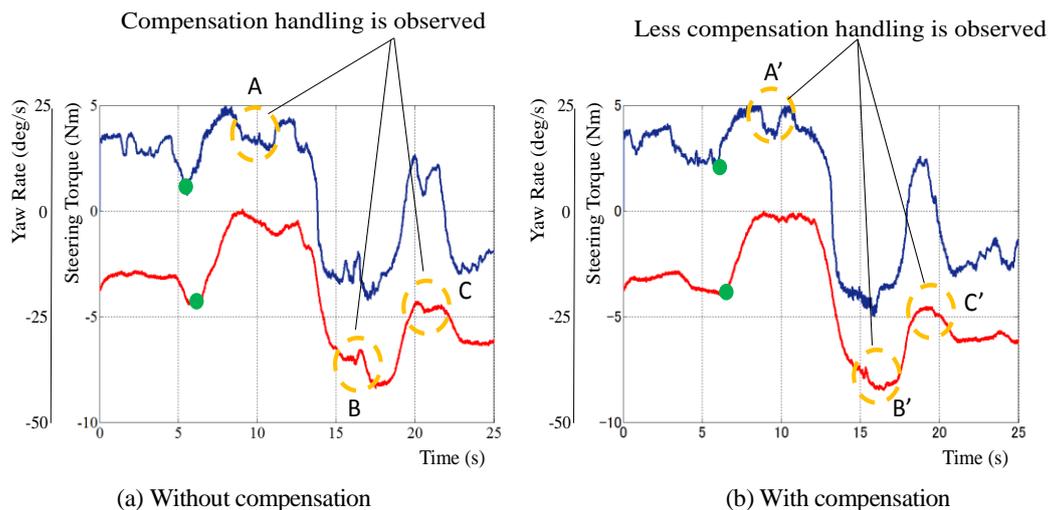


図 8-11 S 字カーブ走行時の操舵トルクとヨーレートの時間応答

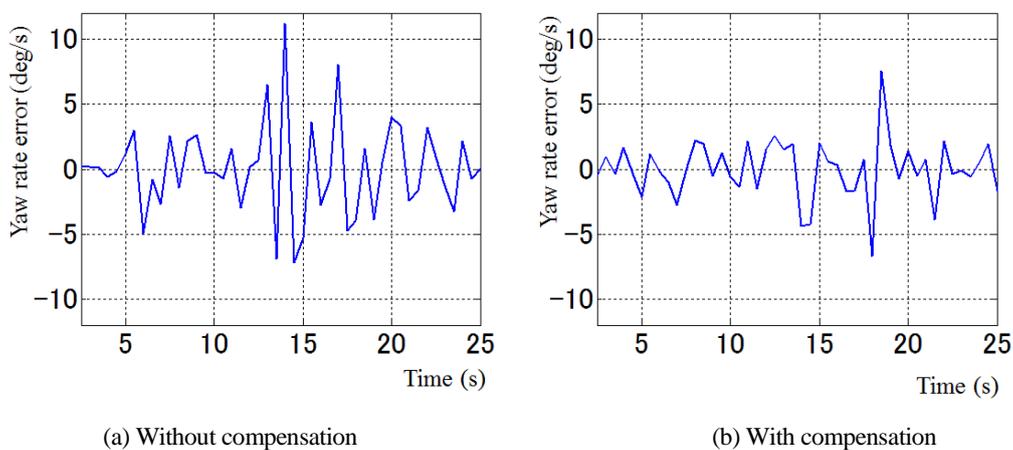


図 8-12 S 字カーブ走行時の  $\varepsilon$  の時間波形

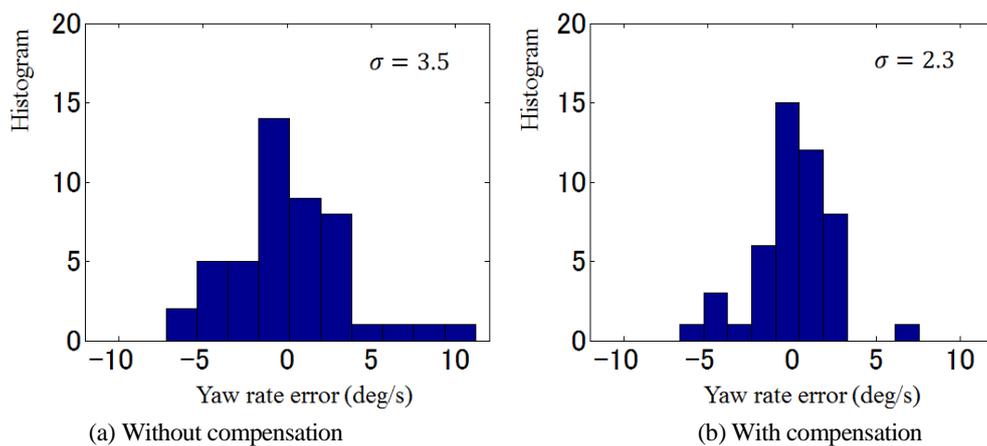


図 8-13 S 字カーブ走行時の  $\varepsilon$  の分布と標準偏差

### 8.3.3 タイヤグリップが失われた領域（低摩擦路でのレーン変更）

本項では、第 6 章で示した実験データを用いて提案する EPS 機能が操舵運転安全向上に貢献していることを示す。路面の摩擦係数が、約 0.2 の低摩擦路で、車速 60 km/h でレーン変更運転を行い、ヨーレートの時間応答と変更後の軌道偏差を評価した。テストに用いた車輛の主要諸元は、表 8-2 に示すとおりである。

表 8-2 実験車両 B の諸元

Vehicle Specification	Front wheel drive
Engine capacity	1.2 L
Mass	1250 kg
Wheel base	2.5 m
Stability factor	0.0017

図 8-14 にこの走行実験での車両軌跡を走行状態のビデオ撮影画像により示す。パワーアシストのみの場合は、レーン変更後の走行軌道は、レーンを大きく外れてしまっている。一方、提案する EPS 機能を用いた場合は、走行軌道は、目標軌道に対し約 55 cm 大きい誤差範囲であり操舵運転安全目標を満たしている。

図 8-15 は、この場合のヨーレートの時間応答を示したものである。この場合、ヨーレートの振動回数は同じであるが、丸の枠で示すヨーレートのオーバーシュート量に違いが観察され、提案する EPS 機能を用いた場合のほうが小さい。この結果、提案する EPS 機能を用いた方が、低い操舵運転負荷で操舵できていると考えられる。これは、タイヤがグリップを失う状態の予測が容易にする提案する EPS 機能の効果が表れた結果であると考えられる。

以上より、提案する EPS 機能によってタイヤグリップが失われた状態での操舵運転安全に貢献できることが示された。

Without  
compensation



With  
compensation



— Target trajectory after lane change

図 8-14 低摩擦路でのレーン変更走行状態

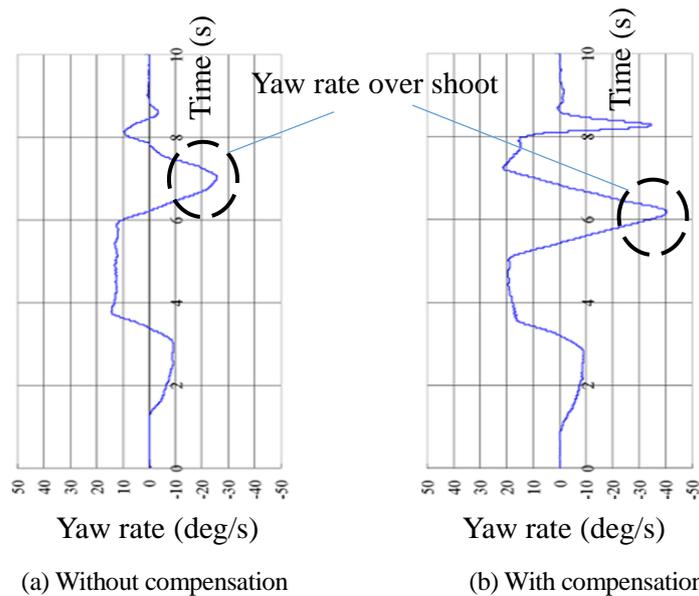


図 8-15 低摩擦路での連変更操舵運転のヨーレート時間応答

### 8.3.4 オンセンター領域(主観評価)

オンセンター領域での操舵運転負荷を評価することは現状では難しい。よって、これまで論じた提案する EPS 機能による操舵運転負荷低減効果を定性的に整理し述べる。

- ・ ステアリング系摩擦によるハンドルをリラクセスして把持した際の把持剛性低下により発生するスティックスリップ振動を低減し、リラクセス状態でのハンドル保持で操舵できる EPS 機能を提案した
- ・ カント路の影響で直進状態でありながら必要な操舵トルクを補償し、直進走行時の身体的な負荷を軽減する EPS 機能を提案し、操舵トルクが軽減できていることを示した。
- ・ 特に直進走行時の操舵の不快感をもたらすシミー振動やブレーキジャダ振動を低減する EPS 機能を提案し、例えば 40g 程度のホイールアンバランスであれば、不快でないレベルに振動を補償する機能を提案した。また、本機能の効果によりオンセンター領域での操舵角に対するヨーレートゲインを高め操舵感を向上できることを主観評価と調整実例で示した。

### 8.4 ヨーレートの変化率に対する操舵制御での操舵運転安全に対する効果

ヨーレートの変化率を収束させる操舵制御を行ううえで操舵運転負荷を低減するためには、これまでの議論を整理すると以下の3つが目標とする条件になる。

目標条件(1) SAT に対するステアリング系の応答性の周波数が、0.5 Hz 以上 2 Hz 以下にあること。

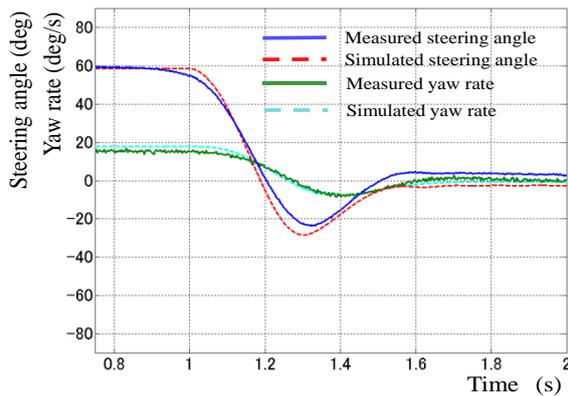
目標条件(2) この応答周波数で、ヨーレートと操舵角の位相変化は適度に少ないこと。

目標条件(3) 車輛のヨーレート過渡応答減衰率とステアリング系の過渡応答減衰率は、約 0.8 であること。

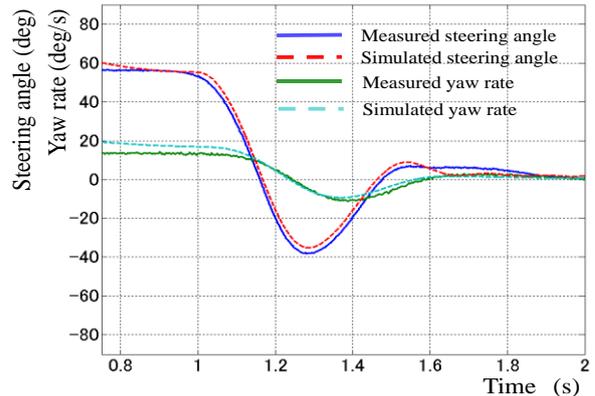
本項では、提案する EPS 機能により、3つの目標に調整できることを小型車と中型車の実験結果で示すとともに、上記目標が操舵運転安全目標に対し効果的であることをシミュレーションにより示す。

まず、シミュレーションを用いる評価の妥当性を図 8-16 により示す。図 8-16(a)は、EPS 機能を用いた場合の実測とシミュレーション結果を比較したものであり、図 8-16(b)は、HPS の場合の実測とシミュレーション結果を比較したものである。図よりいずれの場合もシミュレーション結果は実測とよく一致している。この結果は、ステアリング系の摩擦特性の同定精度によって得られたものである。特に、ヨーレートが小さい領域での減衰特性は、ステアリングのクーロン摩擦の同定精度の効果は大きい。

次に実験結果についてであるが、EPS で提案する機能を用いた場合は、上記3つの条件で HPS に対して改善していることが確認できる。



(a) EPS で提案する機能を用いた場合

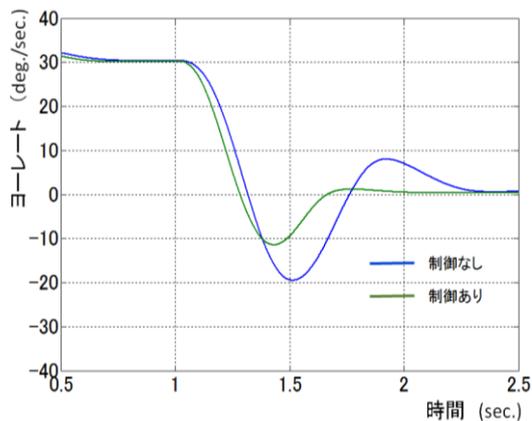


(b) HPS の場合

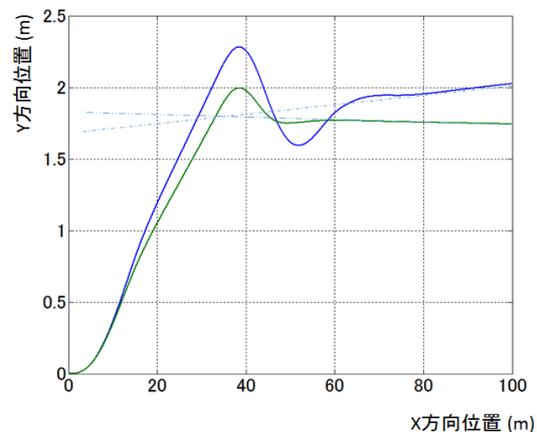
図 8-16 車輈 B での操舵角及びヨーレートの時間応答

この EPS の効果が、提案する EPS 機能によるものであることを図 8-17 のシミュレーションで確認する。確認は、図 8-16 のシミュレーションと同じ条件でパワーアシストのみの EPS 機能と提案する EPS 機能を実装した場合とで比較し行った。図 8-17(a) で示すフリーコントロール時のヨーレート時間応答シミュレーションでは、パワーアシストのみの場合に対し、提案する EPS 機能によりヨーレートの収れん性(減衰率)が改善できており、図 8-16(a)の効果は、提案する EPS 機能によるものであることが分かる。

次に図 8-17(b)でフリーコントロール時の車輈軌跡を示す。車輈軌道のオーバーシュート量を目標軌道に対する偏差とするならば、パワーアシストのみ場合は約 0.5m, 提案する EPS 制御を用いた場合は約 0.2m であり、提案する EPS 機能により偏差が減少しており、操舵運転安全目標に対するマージンの改善効果が確認できる。



(a) ヨーレート収れん性に対する効果



(b)操舵運転安全基準に対する効果

図 8-17 車輈 B での提案する EPS 機能の効果

## 8.5 提案する EPS 機能による EV 車の操舵運転安全向上

EV 車は、エンジン構成の違いから、内燃機関エンジン搭載車輈(以下、CEV 車)とは異なった車輈特性を持つ傾向になることが知られている(Khajepour et al., 2014). 特にバッテリー配置の車輈特性に対する影響は大きく、良い車輈特性に有効なバッテリー配置が検討されている。良い車輈特性として、ヨー慣性モーメントを減らし、車輈のヨー方向の応答性を上げるべく、バッテリーをなるべく重心位置に近い場所に配置する工夫がなされる場合がある。同時に、弱アンダーステア特性とし、車輈の高速走行でのヨーレート安定の向上も期待される。しかし、バッテリーを重心に近く配置することにより、逆に高速走行時のヨーレート安定性が悪くなるがあった。この理由を前

章までの解析結果を応用し考察し、EPS 機能を用いて補償する方法を提案し、本研究が現状の車の操舵運転安全に対する貢献にとどまらず将来への発展性を有することを示す。

### 8.5.1 EV 車のバッテリー配置が与える高速走行時のヨーレート安定性の影響

高速走行時のヨーレート安定性は、車輛特性は安定条件を満たしてもセルフライニングトルクを加振源とするステアリング系の自由振動により安定性が失われる条件を第 6 章で示した。本項では、バッテリー配置により変化する車輛重量に対するヨー慣性モーメント比がステアリング系自由振動の安定性に及ぼす影響について明らかにする。

図 8-19 に EV 車の典型的なバッテリー配置を示す。本図から同じ車輛重量であってもバッテリー配置によりヨー慣性モーメントが変化することが理解できる。この車輛重量に対するヨー慣性モーメントは、式(8-5)で表す正規化ヨー慣性モーメントを代用特性として評価することができる。

$$I_n = \frac{I}{ml_r l_r} \quad (8-5)$$

一般の乗用車は、 $I_n$  が約 1 になるように設計されている(酒井, 2015)。一方、EV 車の場合、0.74 のように一般的な乗用車では取らない値になる場合がある。以上より、正規化ヨー慣性モーメントがステアリング系の自由振動の減衰率に与える影響を解析し、EV 車のバッテリー配置の影響を明らかにする。

操舵角に対する SAT の伝達特性は、トーションバーの剛性を無視し、EPS 機能により実舵角に対するヨーレートの伝達関数が 1 次遅れ式に近似されるならば、次式となる。

$$\frac{T_{sat}(s)}{\theta_d(s)} = K_c G_o^*(0) \xi \frac{\frac{mVl}{2K_r} s^2 + (ml_r^2 + l) s + mVl_r}{l(C_r V s + 1)(\tau_n s + 1)} = TR(s) \quad (8-6)$$

ステアリング系の自由振動の運動方程式は、EPS の 2 慣性系の動特性が補償されているならば、次式となる。

$$(J_h + J_{STG})s^2 + B_{STG}s + TR(s) = 0 \quad (8-7)$$

式(8-7)を第 6 章で行ったように固有振動数付近での 1 自由度振動系で表すことにより、式(8-13)で示す安定条件が得られる。このため、 $TR(s)$  を図 8-19 に示すようにばね項と粘性項のベクトル要素に分解し、式(8-8)と式(8-9)で表す。

$$G_{sat}(V) \frac{|TR(\omega)|}{\omega} \sin \varphi(\omega) \frac{1}{g_{tot}} = B_{STEER}(\omega) \quad (8-8)$$

$$G_{sat}(V) |TR(\omega)| \cos \varphi(\omega) \frac{1}{g_{tot}} = K_{STEER}(\omega) \quad (8-9)$$

上式を式(8-7)に代入すると、次式であらわされる 1 自由度振動系の式であらわされる。

$$(J_h + J_{STG})s^2 + (B_{STG} + B_{STEER}(\omega))s + K_{STEER}(\omega) \frac{1}{g_{tot}} = 0 \quad (8-10)$$

この結果、SAT に対するステアリング系振動の固有振動数と減衰率は、以下の式となる。

$$\omega_{STG} \approx \sqrt{\frac{G_{sat} K_{STEER}(\omega) g_{tot}}{J_h + J_{STG}}} \quad (8-11)$$

$$\zeta_{STG} \approx \frac{B_{STG} + B_{STEER}(\omega)}{2\omega_{STG}(J_h + J_{STG})} \quad (8-12)$$

したがって、ステアリング系振動を安定化する条件は、式(8-13)となる。

$$\zeta_{STG}(\omega_{STG}) > 0.7 \quad (8-13)$$

ここで、 $B_{STG}$  により、式(8-13)の条件を得ることは、第 6 章で述べたように運転者の操舵トルクによる車輛挙動認知を阻害する要因となるため、 $B_{STG}$  は適度に小さくすべきであるため、 $B_{STEER}$  により式(8-9)の条件を達成することが必要になる。このためには、 $B_{STEER}$  が正の値をとることが必要条件になる。

この条件を式(8-6)の 2 つの極と零のの時定数の関係に基づいて考察する。  $C_r V$  は、速度に応じて時定数が大きくなる。  $\tau_n$  は、速度に応じて小さくなる。 このため、一般の乗用車では高速走行においては、式(8-14)の関係となる。

$$C_r V < \tau_n (V) \quad (8-14)$$

よって、  $B_{STEER}$  が正になる必要条件は、式(8-6)が位相進み特性であるための必要条件式(8-15)となる。

$$C_r^2 V^2 < \frac{I}{2K_l I_r} = I_n C_r I = \tau_{zero}^2 \quad (8-15)$$

この結果、式(8-16)で求まる速度以上では、ステアリング系が負の減衰率を持ちヨーレートの安定性が損なわれる傾向になることが分かる。 この速度は、次式で示すように、正規化ヨー慣性モーメント、後軸コーナリングコンプライアンス及びホイールベースで表される式となる。

$$V_c = \sqrt{\frac{I_n I}{C_r}} \quad (8-16)$$

式(8-16)は、後軸コーナリングコンプライアンスが大きいほど、正規化ヨー慣性モーメントが小さいほど、ホイールベースが小さいほど、低い車速でステアリング系が負の減衰率を持つ傾向になることを示している。

EV 車の場合、バッテリー配置が図 8-19 の B で検討される場合が多く、正規化ヨー慣性モーメントは小さくなる傾向にある。 また、タイヤの転がり抵抗を小さくするため、幅の小さいタイヤを履く場合が多く、後軸コーナリングコンプライアンスは大きくなる場合がある。 但し、この場合は式(8-16)より、高速走行でのヨーレート安定性が失われやすいことが分かる。

### 8.5.2 EV 車のバッテリー配置が与える高速走行時のヨーレート安定性の影響の検証

本項では、前項の結果をシミュレーションにより検証する。 表 8-4 に示す図 8-19 のバッテリー配置の車輛諸元に対して、高速走行時のヨーレート安定性を評価するフリーコントロールのシミュレーションを行い、バッテリー配置の影響の検証を行う。 なお、本シミュレーションでは、図 8-16 で示したフリーコントロールのシミュレーションと同じシミュレーションモデルを使い、表 8-4 に示す車輛諸元のパラメータへの変更のみにとどめることでシミュレーションの妥当性を担保している。

シミュレーション結果を図 8-21 に表す。 図より A, B, C の順序で減衰率が悪くなっていることが観察できる。 この順序は、スタビリティファクタから予想されるヨーレート減衰率の順序と逆であり、より影響力の大きい車輛諸元があるを示唆している。 表 8-5 にこれまでヨーレート減衰率に影響するとしてきたし主要な車輛諸元をバッテリー配置 A, B, C それぞれに対して示す。 これらの車輛諸元の中では、ヨーレート減衰率の順序と一致している諸元は唯一  $V_c$  であり、8.4.1 項で示した仮設と一致する。

次にこの結果が示す EV 車固有の課題について考察する。

一般的な内燃機関エンジンの乗用車は、正規化ヨー慣性モーメントが 1 に近い値になるように設定されているため (酒井, 2015), 正規化ヨー慣性モーメントのヨーレート減衰率に対する影響は少なかったと考えられる。 一方, EV 車の場合, 正規化ヨー慣性モーメントは, 1 から離れた数値をとる場合がある (Khajepour, 2014) (Motor Fun illustrated, 2014)。 この結果, SAT に対するステアリング系の動特性がヨーレート減衰率に影響する場合には, 正規化ヨー慣性モーメントの影響を考慮する必要があることを示している。

したがって次項で, 提案する EPS 機能が, EV 車の正規化ヨー慣性モーメントのヨーレート減衰率に対する影響を補償するうえで効果的であることを示す。

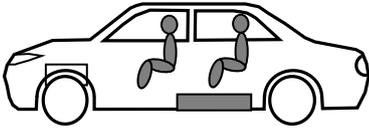
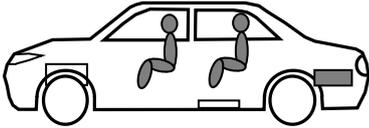
Battery placement A Front box battery layout	
Battery placement B Central box battery layout	
Battery Placement C Rear box battery layout	

図 8-18 EV 車のバッテリー配置 (Khajepour, 2014)

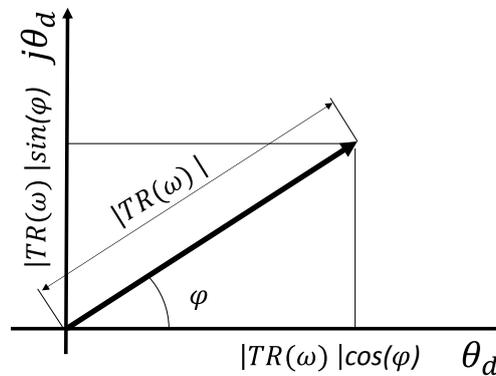


図 8-19 SAT のばね項と粘性項の要素分解

表 8-4 シミュレーションで用いる車輛諸元

Parameters	Symbol	Battery placement A Front box	Battery placement B Central box	Battery placement C Rear box
Vehicle mass	$m$ (kg)	1200		
Front cornering stiffness	$K_f$ (N/rad)	50000*		
Rear cornering stiffness	$K_r$ (N/rad)	70000*		
Yaw moment of inertia	$I$ (kgm <sup>2</sup> )	2400	2300	2450
Distance between front axis and C. G.	$l_f$ (m)	1.0	1.15	1.3
Distance between rear axis and C. G.	$l_r$ (m)	1.3	1.15	1

表 8-5 ヨーレート減衰率に影響する車輛諸元

Parameters	Symbol	Vehicle A	Vehicle B	Vehicle C
Stability factor	$K$	0.0013	0.0007	0.0002
Rear axis cornering compliance	$C_r$ (kgrad/N)	0.0037	0.0043	0.0048
Normalized yaw moment of inertia	$I_n$	1.53	1.45	1.57
Critical vehicle speed	$V_c$ (km/h)	111	100	99

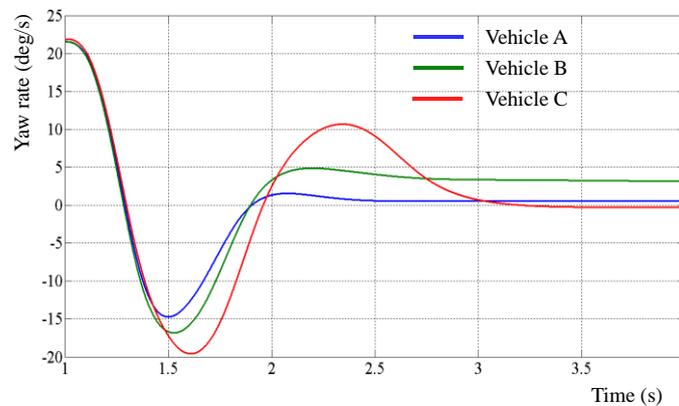


図 8-20 バッテリー配置違いによるフリーコントロール時のヨーレート時間応答

### 8.5.3 EPS 機能を用いた EV 車のバッテリー配置の高速走行時のヨーレート安定性への影響の補償

バッテリー配置による高速走行時のヨーレート安定性は、操舵角に対する SAT 伝達特性の位相特性によってもたらされるものであるため、第 6 章で提案した EPS 機能により補償することが可能であると考えられる。

第 6 章では、EPS で推定した SAT を位相特性補償しパワーアシストトルクに加算するものであり、位相特性補償のフィルタは、次式で与えた。

$$F(s) = \frac{(\tau_{sat} - \tau_r)s + 1}{\tau_{sat}s + 1} = \frac{T_3s + 1}{T_4s + 1} \quad (8-17)$$

式(8-17)の定数を A,B,C それぞれに対し表 8-6 のように設定し、補償を行った。この結果を図 8-22 に示す。図より、A,B,C いずれの場合であってもほぼ同じレベルのヨーレート減衰率が得られており、かつ操舵運転安全上で求められる減衰率 0.8 に近い減衰率になっている。この結果、バッテリー配置 B でも提案する EPS 機能によって高速走行時のヨーレート安定性を向上できることが示され、EV 車の操舵安全への貢献が期待できる。

表 8-6 補償制御パラメータ

Parameters	Battery placement A	Battery placement B	Battery placement C
$T_3$ (s)	0.16	0.18	0.20
$T_4$ (s)	0.13	0.13	0.13

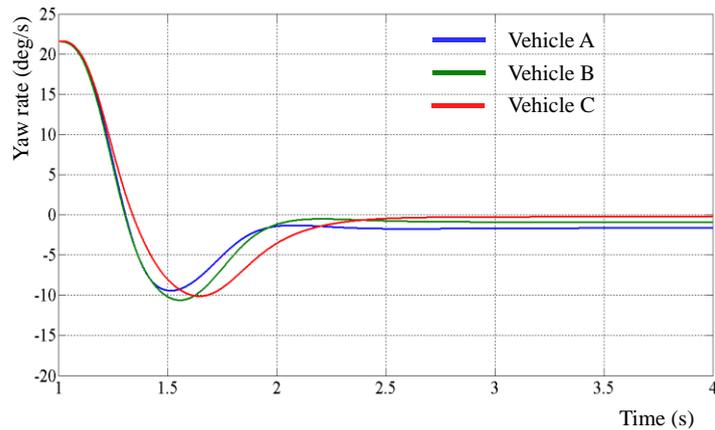


図 8-21 EPS 機能による補償の効果

## 8.6 まとめ

本章では、本研究で提案する操舵運転負荷を軽減する EPS 機能の効果を実車実験及びシミュレーションで示した。その結果、次の結論が得られた。

- (1) 操舵周波数約 0.5Hz 以下での目標軌道に対する操舵運転での操舵運転安全に対する提案する EPS 機能の効果を明らかにした。
- (2) 操舵運転負荷の定量評価にステアリングエントロピー法の考え方を応用できる可能性があることを示した。今後、検証例を増やし更なる妥当性の確認が必要と考える。
- (2) 操舵周波数約 0.5~2Hz まで求められるヨーレートの変化率に対する操舵運転での操舵運転安全に対する提案する EPS 機能の効果を明らかにした。
- (3) 将来の自動車として期待される EV 車の車輛特性が操舵運転負荷に与える影響を示し、それを補償する EPS 機能を提案した。

## 8.7 文献

- 丁宇鷹, 景山一郎, ドライバの運転動作に与えるディストラクションの影響に関する研究, 日本大学生産工学部 第 48 回学術講演会講演資料 (2015-12-5) (2015), pp.137-140.
- 伊藤敏行, 中山沖彦, アーウィン・ボアー, 車載情報機器に関する自工会安全性ガイドラインの策定とステアリングエントロピー法による運転者負荷評価, 国際交通安全学会誌, Vol.26, No.4 (2001), pp.243-250.
- Khajepour A., Fallah M. and Goodarzi A., Electric and Hybrid Vehicles, Wiley (2014), p. 423
- Motor Fun illustrated, ミッドシップの戦闘力, Vol.94 (2014).
- 酒井英樹, 自動車運動力学, 気持ちのよいハンドリングの仕組みと設計, 森北出版 (2015), p. vi

## 第9章 結 言

### 9.1 本研究の成果

本研究は、電動パワーステアリングを用いた操舵運転負荷軽減による安全向上と題し、操舵運転負荷軽減を運転者の身体的な負荷のみならず操舵運転行為全体で論じることによって安全向上に貢献する電動パワーステアリング（以下、EPS）機能とその設計体系を提案するものである。提案するEPS機能のいくつかは市場での採用実績があり、電動パワーステアリングの普及に大きく貢献してきた。研究では、この市場実績を用いて、新たに操舵運転の安全に対処ステアリングが果たすべき機能の考え方と設計体系を提案することで将来の自動車運転の安全に貢献することを意図するものである。

本研究で論じる操舵運転負荷軽減は、事故回避技術と並び操舵運転の安全に貢献する重要な技術と位置付けられている。この操舵運転負荷軽減に向けた取組みは、自動車開発の中で操舵感開発と呼ばれ、長らく *State of the art* として取り組まれてきた経緯があった。操舵感は、運転者特性、道路特性および車輻特性が相互に影響しあう複雑な問題であるため、主観的な評価が重視され、かつその実現では、車輻の基本特性、サスペンションおよびステアリングの相互作用を考慮する必要がある、設計が複雑かつ困難であったためである。この結果、現在加速している自動車技術の電動化においてステアリング技術の進化が遅れているという問題があった。

この問題に対し本研究では、3つのブレークスルーを行い、操舵運転負荷の軽減によって安全に貢献するEPS機能を提案した。1つ目は、運転者の操舵運転特性を特に操舵トルク情報の意味に着目し、手腕の運動制御とのアナロジーを用いて明らかにし、操舵運転負荷を軽減する目標操舵特性を導いたことである。2つ目は、車輻、サスペンションおよびステアリング系との干渉問題を、EPS機能によって補償することで単純化し、その相互作用の影響を明らかにし、外乱オブザーバを応用して非干渉化することによって、目標操舵特性を実現する設計方法を導いたことである。3つ目は、EPS自体がもたらすステアリング機能の動特性を補償し、提案するEPS機能を実現するEPS設計技術を導いたことである。そして、以上のブレークスルーによって操舵運転負荷を軽減し安全に貢献するEPS機能の設計体系をはじめて提案した。

上記に対し、以下に示す8つの章構成で論じ、操舵運転負荷を軽減し安全を向上するEPS機能と設計体系を提案している。

第2章では、操舵運転負荷軽減が操舵運転の安全に果たす意味を事故回避技術との関係で明らかにし、操舵運転負荷軽減による操舵運転安全の向上を目標軌道に対する追従制御設計問題として検討可能にするフレームワークを提示し、物理特性モデルを用いて評価できる検討環境を提示し、設計体系の基礎を提案した。

第3章では、運転者の操舵運転特性を明らかにし操舵運転負荷軽減の条件を導いた。1つ目のブレークスルーに相当する。良い操舵感は、「一体感がある」、「リニアな特性」と評されることから、人の手腕の運動制御と同じような制御則で操舵運転できれば操舵運転負荷を軽減できると仮説をたてて運転者の操舵運転特性を解析し、実車輻を用いた走行実験で妥当性を実証した。この結果、操舵トルク情報で車輻挙動が予測できれば目標軌道に対する追従制御の運転者能力のばらつきに対するロバスト性が向上し、操舵運転負荷が軽減できることを新たに明らかにし、そのための操舵特性条件を導いた。

第4章では、操舵運転負荷に対する車輻特性の影響を解析し、EPSによって補償する方法を提案した。2つ目のブレークスルーに相当する。操舵トルク情報で車輻挙動を予測しやすい条件と車輻挙動予測から操舵量を決めやすいという操舵特性条件に対する車輻主要諸元の影響を解析的に明らかにした。さらに、車輻諸元の動的な影響を補償し、外乱オブザーバを応用した非干渉化によって操舵運転負荷を軽減するEPS機能を導き、実車輻実験によって効果を実証した。

第5章では、操舵運転負荷に対するステアリング特性の影響を解析し、EPSによって補償する方法を提案した。2つ目のブレークスルーに相当する。操舵場面に対しての操舵運転負荷をこれまでのEPS調整の市場経験を基に整理し、操舵運転負荷を軽減するステアリング系の摩擦特性と剛性の条件を明らかにし、それを実現するEPS機能を導いた。

第6章では、操舵運転負荷に対する前輪タイヤに働く操舵運転を阻害する外乱の影響をEPSによって補償する方法を提案した。2つ目のブレークスルーに相当する。この外乱は、運転者の過信による運転を防止効果もあるため、適切に伝達すべき情報である。したがって、外乱オブザーバを応用した外乱感度調整を行うEPS機能の設計方法を導き、その効果をシミュレーションと実車実験で実証した。

第7章では、これまで論じてきた操舵運転負荷軽減に貢献するEPS機能を実現するためのEPSアクチュエータ設計技術を提案した。3つ目のブレークスルーに相当する。まず、操舵運転負荷軽減のためのEPS機能を実現するEPS機構特性の問題を明らかにし、補償するEPS制御設計方法を提案した。また、トルクアクチュエータである高出力、極低トルクリップルかつ低コストが求められるEPS用モータ固有の設計課題を示し、解決する設計技術を提案した。さらに、操舵運転負荷を軽減するEPS機能に必要な絶対舵角情報を検出する方法を提案した。

第8章では、本研究で提案する操舵運転負荷を軽減するEPS機能の操舵運転安全に対する効果を実車実験及びシミュレーションで示した。さらに、本研究の将来の自動車に対する応用例を示すべく、EV車のバッテリー配置がもたらす車輻特性が操舵運転負荷に与える影響を解析し、それを補償するEPS機能を提案した。

第9章では、本研究の成果をまとめるとともに、本研究で示した操舵運転負荷軽減による安全向上の検討方法が将来のステアリング技術や自動車技術の変化に対しても有効であることを示した。

以上のように本研究は、筆者がこれまで取り組んできたEPS開発経験を用いて操舵運転安全に対するステアリングの役割、それを實現するEPS機能および設計の体系化に取り組んだものであり、電動パワーステアリングを採用している現在の自動車の安全向上はもとより、次世代のステアリング技術や将来の自動車技術に対しても応用可能なものであって、自動車工学、制御工学および安全工学などの発展に寄与できることを期待する。

## 9.2 本研究テーマに関する今後の課題

本研究は、上述のように筆者がEPSの市場における黎明期から現在の普及期に至るまでに得た経験を基にEPSの技術を体系化し述べたものである。このため、議論の包括性に関しての以下に示す4つの課題が残っていると考えている。

1つ目は、本研究で扱っている安全の範囲である。本研究では、操舵運転の安全を目標追従制御問題の観点から解析を行うために、操舵制御の目的と操舵場面を数学的に扱えるように単純化し議論を行った。例えば、予期せぬ外乱により、運転者が誤った操舵運転を行うことなどは本研究では論じていない。操舵制御の目的は操舵場面に依存するため、想定すべき操舵運転安全はさらに多様である。この多様な操舵場面を考慮した安全を議論するために、近年では機能安全がきっかけとなり、安全上考慮すべき操舵場面をユースケースとしてデータベースの作成が進んでいる。したがって、このデータベースを活用し、より広範囲な操舵運転の安全議論が可能になるものと考えられる。

2つ目は、操舵運転負荷の解析に関する課題である。本研究では、手腕の運動制御とのアナロジーを仮定し操舵運転負荷を解析し、その結果を目標軌道に対する車輻軌道に対する誤差で直接または間接的に評価した。このため、操舵運転負荷が生じるメカニズムの解明については、まだ取り組むべき課題が残っていると考えている。たとえば、本研究で用いた認知、判断行動のフレームワークは相互の因果性があるはずだが、本研究ではこれに言及していない。特に手腕の機械的な特性が操舵制御特性と情報処理負荷に及ぼす影響を明らかにすることは、高速直進走行の操舵運転負荷軽減に重要と考えているが、本研究では成果を得るまでには至っていない。このためには、操舵運転時における手腕の機械的な剛性と情報処理負荷を同時に計測する必要があると考えられ、その計測方法の検討が必要になると考えられる。

3つ目は、事故回避技術との機能分担に関する課題である。本研究では、事故回避技術と適切な機能分担ができる可能性は述べたが、具体的な検討は行っていない。例えば、第6章で述べたタイヤがグリップを失った状態検出のブレーキを用いた運動制御への応用等への可能性が考えられる。

4つ目は、新たなステアリング機能を用いた際の操舵運転負荷軽減の課題である。本研究では、電動パワーステアリングを前提にステアリングで果たすべき機能を論じたが、この議論は次世代のステアリングとして期待される可変ギア比機能を持つステアリングやステアバイワイヤあるいは4輪の駆動力を用いた横方向の車輻制御に応用可能であると考えられる。

上記観点で、更なる操舵運転の安全向上の一助となることを期待する。

## 付録 A EPS の機能安全技術

### A.1 本付録の目的と構成

自動車の基本機能である「曲がる」を司る EPS（以下、EPS）に求められる安全性および信頼性は、非常に高い。さらに、EPS の普及と適応範囲の拡大にともない、求められる信頼性および安全性はさらに進化している。

EPS に必要な機能安全技術を考える上で、本研究で述べた操舵運転安全を議論するフレームワークは有効である。なぜなら、EPS の故障をステアリング系に働く外乱と考えることで運転者特性を考慮し操舵運転の安全性と結びつけた議論が行えるためである。

機能安全に対応するという事は、故障という外乱を検出し、その影響を補償することであるため、本研究で論じてきた外乱オブザーバを応用した設計の狙いと一致する。

したがって、本付録では EPS に求められる信頼性および安全性を概観し、本研究で示した操舵運転安全を議論するフレームワークや外乱オブザーバ応用設計が、機能安全に対し有効であることを具体的な設計事例により示すことを目的とする。尚、付録は本研究で提案した EPS 機能と機能安全機能の整合性を考慮した事例であり、機能安全技術の一般的な設計方法を示したものではないことを付記する。

以下が本付録の構成である。

第 2 節で、EPS に求められる機能安全の概要について説明する。

第 3 節で、操舵運転負荷を評価するフレームワークを用いた機能安全に対する評価例を示す。

第 4 節で、ロバスト設計を応用した機能安全対応する EPS 機能の設計手法と事例を示す。

### A.2 EPS に求められる機能安全について

EPS は、パワーアシスト出力増加にともない、機能安全機能を進化させてきた。この進化の過程は、障害の度合いを下げるための故障検出の高精度化と、誤検出を防止する故障検出のロバスト性確保のトレードオフ問題克服を最重要課題として取り組んできた。特に構成部品に求める部品精度を考慮した故障検出のロバスト設計は、自動車部品製品では重要な検討課題である。このトレードオフ問題を検討する上でロバスト制御設計の応用が有効であると筆者は考え、これまで取り組んできた。そこで、本章では EPS における機能安全に対する取り組みを概観し、ロバスト制御設計の考え方を応用した機能安全に対する設計方法を述べる。なお、機能安全に対する基礎(佐藤, 2011), (レブソン, 2009)や Fault-Tolerant Control については、すでに多くの出版があるのでこれらを参考いただきたい(野中他, 1990), (Noura, 2009), (Du, et al., 2015), (Mahmoud and Xia 2014)。

次に、EPS 設計で取り組んできた機能安全とロバスト制御設計の関係について述べる。

EPS 機能の多くは、電気電子部品及びソフトウェアで実装される。この中で電気電子部品は、バスタブカーブで表される疲労故障を起こすものであるとされ、信頼性は故障率で議論される。つまり、電気電子部品については、確率的に故障することを想定して安全機能設計を行う必要があることになる。このため、故障率を減らすと同時に、故障した場合にも自動車運転の安全を確保するための対策を行うことが機能安全の基本的な考え方となる。

また、ソフトウェアについてはその規模が急拡大しており、加えて複雑性も増していることから開発設計における品質マネジメントの困難さが増大している。更に、品質の基準となるアセスメントはソフトウェア設計以外も包括するようになり、品質マネジメントはますます複雑化してきている。このような状況下で品質上問題のないソフトウェアを設計することは困難であることを前提にソフトウェアの品質が考えられるようになってきた。つまりソフトウェアについても品質上の問題を確率的に内在する可能性があるという立場に立って、ソフトウェアの安全設計を考える必要がある。

以上より、電気電子設計及びソフトウェア設計についても信頼性のみならず、安全性という立場からの対応が求められており、その対応が機能安全アセスメントで要求されている。

このように機能安全に関するアセスメントも進化してきた(徳田, 2008)。よって本章では、最新の機能安全アセスメント ISO26262 に沿って、EPS 用機能安全技術検討例を示す。その検討例として、安全上最も重要視される

共通故障要因に対する機能安全設計を取り上げ、誤検出を防ぐロバストな機能安全設計法を提案する。より高度な安全追求の為に故障の検出精度を上げると正常状態を故障と誤検出するリスクも高まる。ISO26262では、故障が原因でハザードに至るリスクについて詳しく言及しているが、故障の誤検出によるリスクを考慮することも製品全体の品質上、重要な課題である。よって、筆者らは、故障を誤検出するリスクについても対策を検討してきた。

故障を誤検出する最も考慮すべき原因は、構成部品の要求値に対する精度（ばらつき）によるものである。機能の高度化、複雑化にともない機能に含まれる部品数は増大する。例えば、マイクロコンピュータで機能の演算を行うならば、機能を出力するまでに動作するトランジスタ数は、ほぼプログラムの規模に比例し増える。このため、部品数にともない部品精度が累積し、故障検出閾値に対する部品精度管理が困難な場合が生じる。これに対し、筆者らは、

- ① 累積する部品精度の影響が故障検出に影響が出ないような機能単位を設定して故障検出を行う（第1故障検出閾値）
- ② 機能単位を組み合わせた場合の系統的故障に対しては、検出範囲を広げた故障検出を行う。（第2故障検出閾値）
- ③ 第2故障検出閾値に至るまでの機能動作が、重大な障害に至らないように主機能を補償制御することで取り組んできた。具体的には、本研究では、安全目標について性能保証範囲、動作補償範囲及び機能異常範囲というフレームワークを用いて議論する。このフレームワークは、図 2-6 で示した「受容できない危険はない領域」、「受容できない危険があり、運転者が危険を感じ回避できる領域」、「受容できない危険があり、運転者の能力では回避できない危険領域」の3つにそれぞれが対応する。このため、故障を外乱の一部である、運転者から見た制御対象のパラメータ変動と解釈することにより、外乱に対する操舵運転負荷低減と同じ議論で機能安全設計を検討できることが分かる。このため、上記機能安全設計は、ロバスト制御器構造とも親和性があることも分かる。以上より、本章では、ロバスト制御の考え方や構造を用いて、機能安全に対する考え方を示す。

次に、A.2.1で、これまでのEPS安全技術を概観する。A.2.2項で最新の機能安全規格であるISO26262に対する取り組みを紹介する。

次に、A.2.1で、これまでのEPS安全技術を概観する。A.2.2項で最新の機能安全規格であるISO26262に対する取り組みを紹介する。

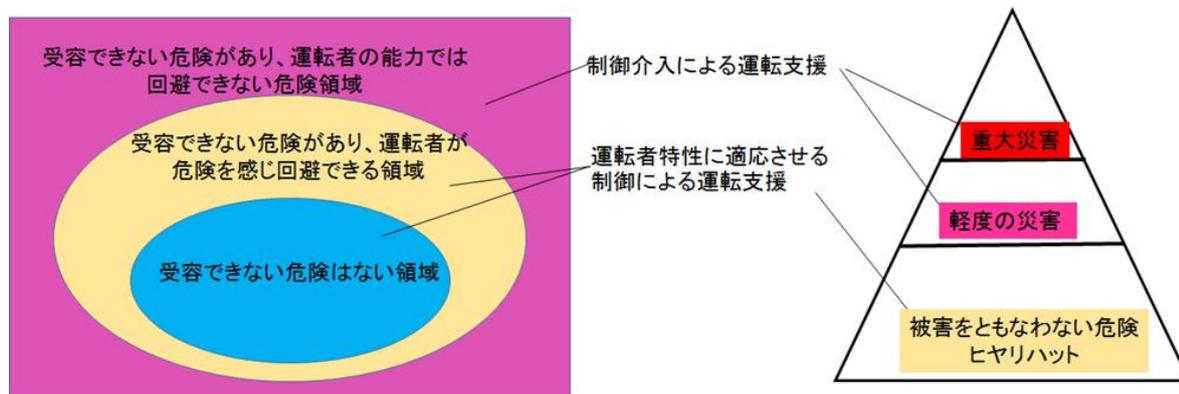


図 A-1 危険と運転者の危険回避能力で区分した安全領域

### A.2.1 EPS安全技術進化の経緯

自動車の基本機能である「走る」、「曲がる」、「止まる」のうち、「曲がる」を司るステアリングは、従来から最重要自動車部品であり、自動車技術の進化に伴う品質要求にいち早く対応することが求められてきた。特にEPSの場合、自動車における電気電子ソフトウェア技術の進展とほぼ同期して市場が拡大しており、車載電気電子ソフトウェアの品質システム進化の最先端を歩んできた。そこで、EPSにおける安全技術の発展経緯を振り返る。

EPSの安全技術は、EPS搭載車格の進化と共に発展してきた。なぜなら、車輻重量の増加に伴い、必要な操舵力が増加し、運転者に対する影響が増大するためである。その様子を、図A-3に示す。図では、横軸を年度とし安全技術の発展経緯を表した。以下、図A-3を用いてEPS安全技術の進化について述べる。

もともと、EPS は、日本の軽自動車市場で初めて採用され、その基礎技術を育成してきた経緯がある。そして、搭載車格を拡大し、現在では、ほぼ全ての乗用車で EPS が採用されている。それと同時に、安全技術も進化してきた。当時の軽自動車では、マニュアル式ステアリングが主流であり、パワーアシスト装置はオプション扱いであった。従って、故障した時にはモータを切り離しマニュアルステアリングにすることで安全状態が維持できると考えられてきた。そのため、モータと減速機構の連結部にクラッチを設け、異常時にクラッチを切るという安全メカニズムが採用されていた。

しかし、EPS 出力増加にともない、クラッチの耐久性が課題となり、クラッチを設けずアシスト制御を停止する設計に移行した。さらに、EPS の採用車格が上がるに従い、故障時にマニュアルステアリングにするのではなく、アシストが継続できる場合は、可能な限りアシスト制御を継続することで安全を確保するという考え方に発展した。

安全技術を実装するうえでの診断機能も進化してきた。その経緯を図 A-2 のマイクロコンピュータ（以下マイコンと呼ぶ）監視構成で示す。

車載用マイコンの診断機能は、ブレーキ制御の応用例が先行し、それを参考に EPS 用マイコン診断機能は進化した (Jurgen, 1998), (Jurgen, 2008)。EPS 初期の段階では、メインマイコンとサブマイコンの冗長構成とし、パワーアシスト機能を 2 つのマイコンで計算し、その比較により故障を検出する方法がとられた。この方法では、メインマイコンとサブマイコンの能力差から生じる検出精度の問題があり、EPS の出力が増加するにつれて、より検出精度の高い方式が検討されるようになった。

次に採用された方法は、チャレンジアンドレスポンスという方法である。この方法では、同様にメインマイコンとサブマイコンの冗長構成をとっている。但し、サブマイコンによる診断は、計算結果を比較するのではなく、サブマイコンが与えた問題に対するメインマイコンの解答をチェックすることで、メインマイコンの機能動作を確認する方式である。そして、メモリーや周辺ロジック部については、メインマイコンによる診断で故障を検出する。この方法により、故障検出精度は向上し、同時に EPS の適応車種は、Cpf まで拡大できるようになった。

車格の拡大と共に、EPS に要求される機能は、多機能化し実装規模が加速度的に拡大するようになった。この変化に対し、チャレンジアンドレスポンス方式の限界が現れるようになった。それは、メインマイコンとサブマイコンの通信能力により診断可能なメインマイコン領域が制限されるためである。この問題に対し、2 個の独立したマイコンを 1 つのパッケージにすることで問題の解決が図られた。具体的には、全く同じマイクロコンピュータを 1 つの半導体ダイに統合し同じ演算を行い比較する Dual Core Lock Step 方式と、メインマイコンに対し簡略化したロジックでの診断用マイコンを 1 つの半導体ダイに統合する fR (Fault Robust)方式が存在している。

続いて品質アセスメントの進化についてである。図 A-2 の縦軸最下段が EPS 開発で求められてきた品質アセスメントの変遷である。

2005 年ごろまでは、ISO/TS16949 品質システムを基盤に、機能安全に関しては IEC61508、ソフトウェアの品質システムは CMM がそれぞれ求められてきた。その後、車載システムに適した品質システムが検討され、Automotive Spice を経て、ISO26262 で統合されるようになった。そして、2010 年以降になると、製品の安全性を ISO 26262 機能安全規格のフレームワークに則り説明することが求められている。機能安全に対する対応は、本研究で用いた操舵運転安全議論のフレームワークを用いて議論できる。なぜなら、故障を外乱の一つと定義することで、故障の影響を操舵運転安全目標に対する影響で評価することができるからである。また、操舵運転負荷低減に用いる制御器と機能安全対応制御器を同じ運転環境モデルで評価できるため、操舵運転負荷低減のための制御器を活用した機能安全対応機能検討が容易になる利点も生じる。

よって、本章の以下では、操舵運転安全議論のフレームワークを用いた機能安全対応機能検討と、これを実現するためのロバスト制御器を活用した機能安全対応機能設計方法について述べる。なお、ISO26262 の詳細については、ISO DIS 26262 を参照いただきたい。

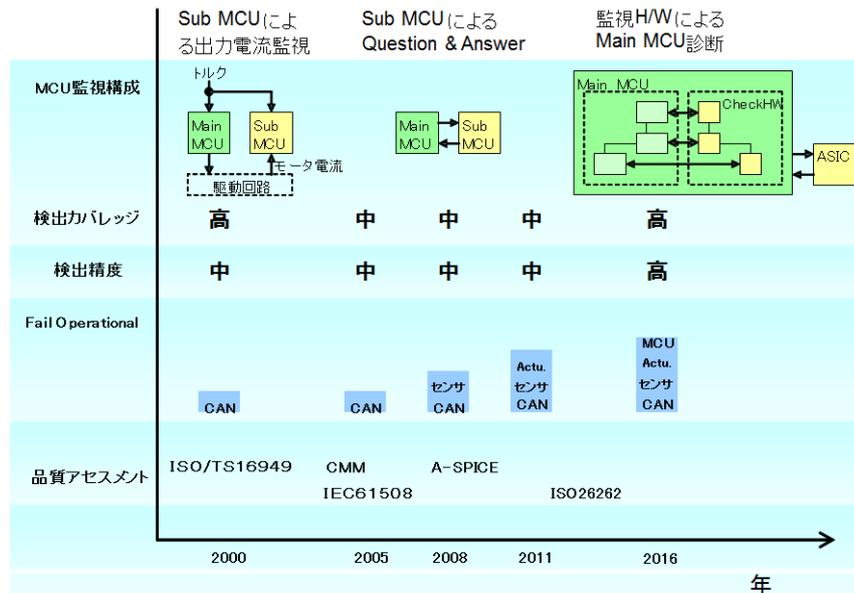


図 A-2 EPS 用機能安全対応マイコン技術の進化

## A. 2. 2 機能安全とは

まず、EPS で求められる機能安全とその取り組みについて概要を説明し、本章の主題である操舵運転安全議論のフレームワークを用いた機能安全対応機能検討と、これを実現するためのロボスト制御器を活用した機能安全対応機能設計方法について述べる。本節では、機能安全アセスメントである ISO26262 に則り、EPS で果たすべき、安全目標と安全を実現する手段とその評価方法について説明する。

### A) 本質安全と機能安全

ここでは、機能安全の意味を本質安全との対比で説明する。本質安全とは、ハザードを起こす要因自体を除外することである。よく用いられる例として、立体交差があげられる。立体交差では、そもそも線路と交差することがないので電車と自動車は衝突するというハザードがない。一方、遮断機は、典型的な機能安全の例とされている。遮断機の場合、線路と道路は交差するので衝突するというリスクが存在する。そのリスクを遮断機により自動車の線路への侵入を防ぐことで低減し、且つ自動車が線路に侵入した場合には、事前に電車に知らせ衝突を回避する。つまり、起こり得るハザードを管理することで発生を未然に防ぐという考え方である。

これを車載電気電子製品で考えてみる。電気電子部品は、前述のように確率的に故障を起こす。この場合、だから電気電子部品を使わないという選択が本質安全であり、電気電子部品を使うがそれにより発生するハザード及びリスクを安全面から許容範囲に収めると考えることが機能安全ということになる。車載構成部品の電気電子化が加速している理由は、第1章で述べたように安全、安心、環境性能の向上等社会に対する多大な貢献が期待されているからである。従って、積極的に導入し社会貢献を最大化して、同時に、導入により生じるリスクを安全面から許容可能なレベルに管理する仕組みが機能安全といえる。

### B) 機能安全の検討プロセス

上述のように機能安全の目標は、ハザードおよびリスクを安全の観点から許容可能なレベルに管理することである。ここで、安全の観点から許容可能なレベルとは何かという問題が発生する。許容可能とは、主観的であり且つ自動車の使われ方や運転者の力量等、多くの不確定なパラメータがある。従って、その目標設定は一義的に定めることは困難で、説明責任が重視される。

説明責任は、目標設定のみならず、目標を実現するプロセスについても重視される。よって、IEC61508 や ISO 26262 等の機能安全規格では、安全目標を達成する技術、評価指標及び手順について、要求設計から実装設計にわたるシステム設計工程全てで定められている。現在は、ISO26262 が示す方法に沿って安全目標とそれを達成する手段および工程の妥当性を示すことが義務付けられている。

### A.3 EPS での機能安全検討例と評価例

機能安全規格では、安全目標に対する設計プロセスを示している。これを図 A-3 に示す。機能安全検討プロセスは、製品構造や設計プロセスに一致させることが望ましい。理由は、要求逸脱が故障であると論理的に判断できるためである。よって、筆者らは、製品設計プロセスと機能安全検討プロセスが図 A-3 に示すように一致するように EPS の構造設計を行っている。

さらに、VDA は、安全機能検討を表 A-1 で示す工程で行うことを求めており、設計工程と機能安全検討工程が整合する製品構造設計の重要性が増している。図 A-4 と図 A-5 は、上記で示した事項を考慮して設計した EPS の構造設計例である。

ISO26262 が求める安全メトリックス(測定基準) を図 A-6 に示す。表中に示している数値は、故障検出カバレッジの要求値である。

図 A-7 に FMEA を実施し、安全メトリックス達成を検討する例を示す。FMEA は、構造設計の各層ごとに行う。対象とする層の機能に対する故障モードを検討し(表 A-1 第 3 段階)、上位の層への影響と下位の層に機能故障を起こす原因を求めることで FMEA を作成し、FMEA の連鎖ができる(表 A-1 第 4 段階)。

部品の故障率は、例えば IEC62380 を用いて算出する。そして、障害レベルに応じて割り当てられる ASIL 目標にあわせ、故障検出技術、移行する安全状態、安全状態を維持する技術を検討していく(表 A-1 第 5 段階)。

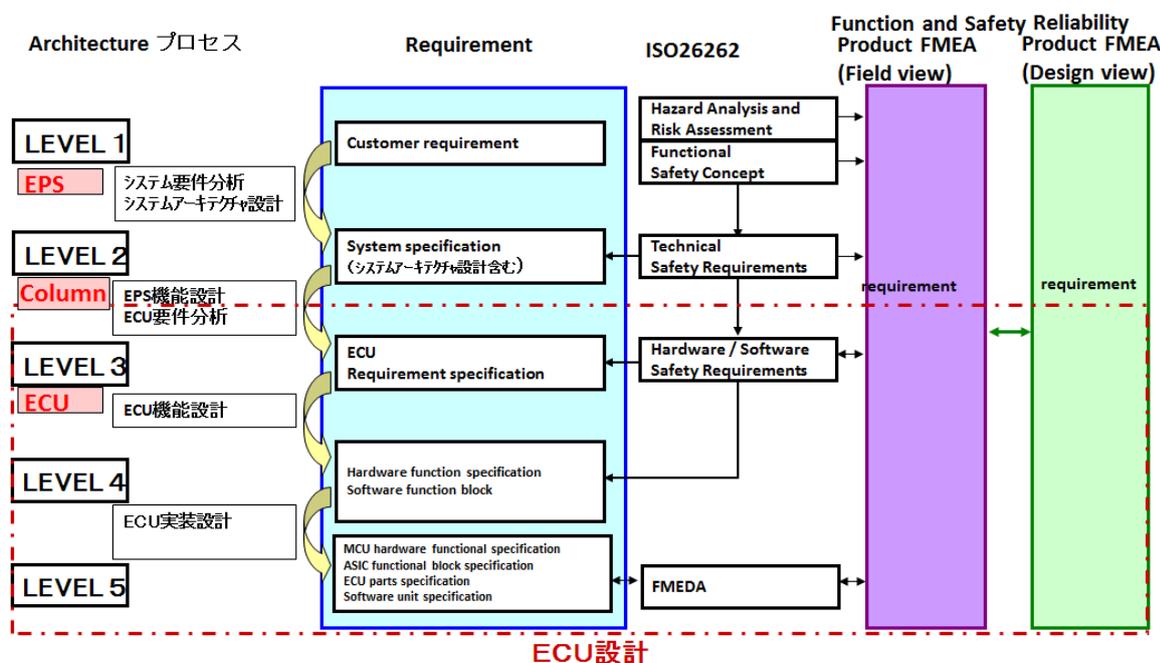


図 A-3 EPS 製品構造と機能安全検討プロセス

表 A-1 FMEAプロセス  
FMEA作成の5段階

システム分析		リスク分析および対策		
第1段階	第2段階	第3段階	第4段階	第5段階
構造分析	機能分析	故障分析	対策分析	最適化
・関与エレメントの把握および構造化 ・システム構造の作成	・機能の構造エレメントへの分類 ・機能の連結	・機能不良の機能への分類 ・機能不良の連結	・最新の回避/検出対策の記録 ・最新状態の評価	・更なる対策によるリスク軽減 ・変更した状態の評価

### Step1: アーキテクチャ

システムを構成するElementを階層的に定義し、各階層間の従属関係を明確にする。

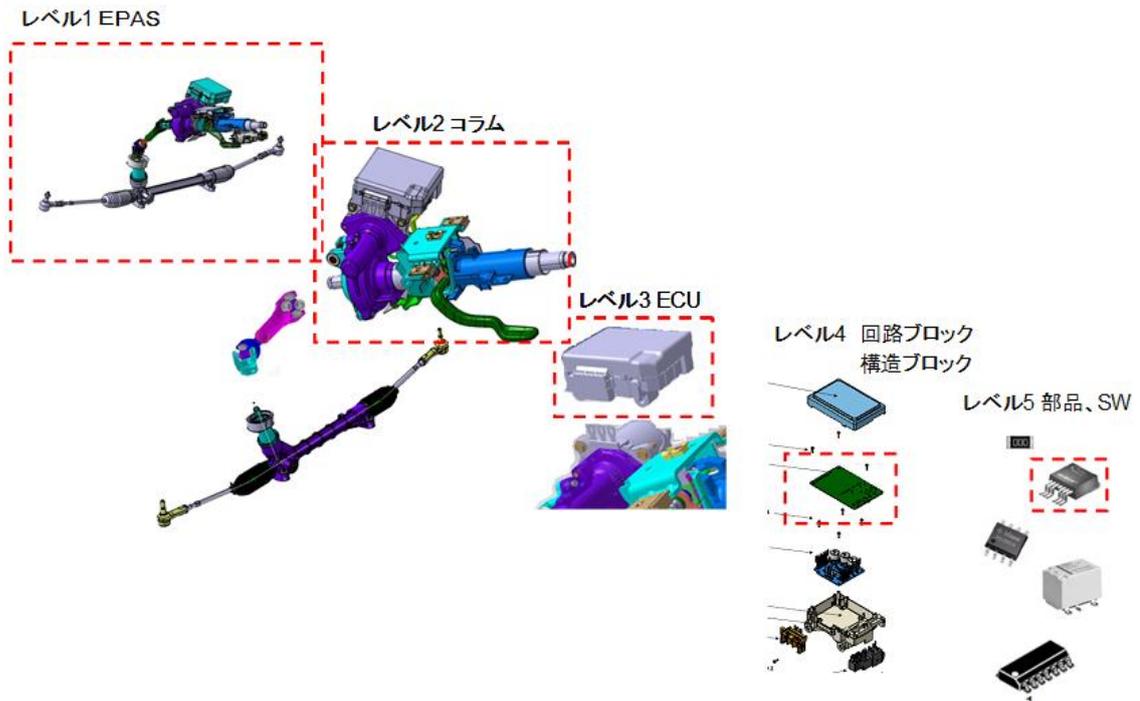


図 A-4 EPS 構造設計例

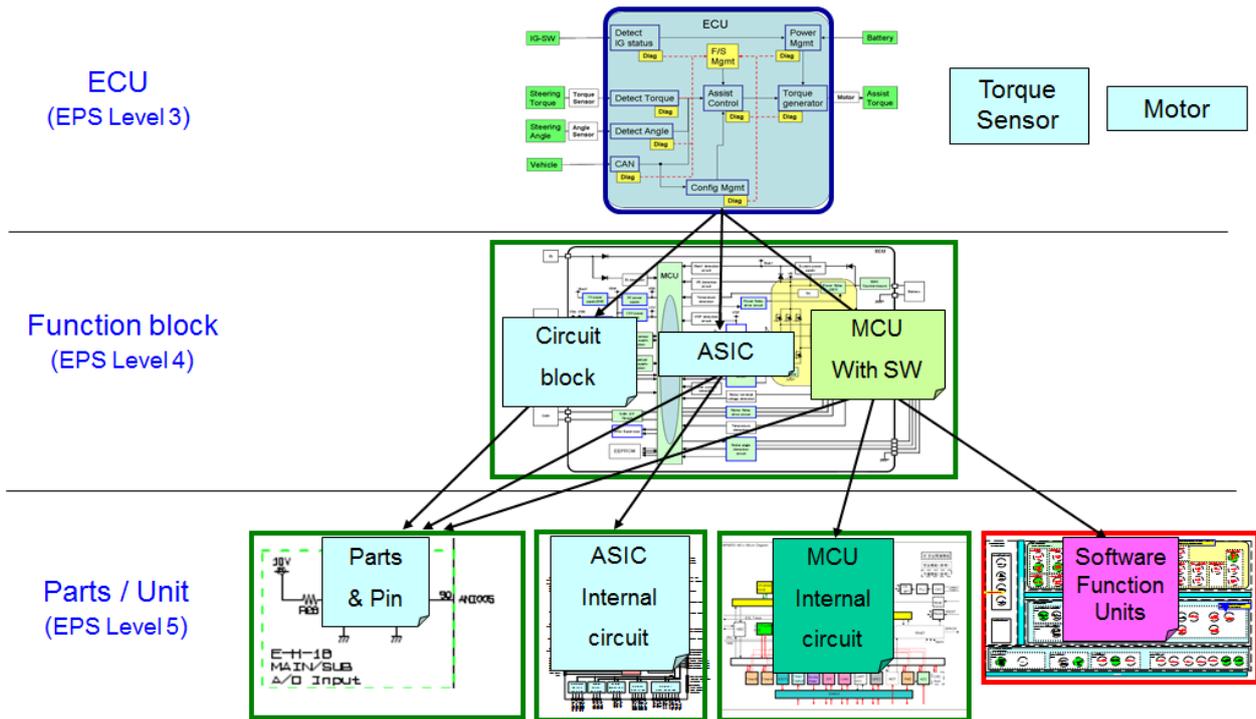


図 A-5 EPS 用 ECU の構造設計例

SPFM: Single Point Fault Metric  
安全目標を逸脱しない単一故障の相対的比率を評価

$$SPFM = 1 - \frac{\sum(\lambda_{SPF} + \lambda_{RF})}{\sum\lambda}$$

LFM: Latent Fault Metric  
安全目標を逸脱しない多重故障の相対比率を評価

$$LFM = 1 - \frac{\sum(\lambda_{MPF\ Latent})}{\sum(\lambda - \lambda_{SPF} - \lambda_{RF})}$$

PMHF: Probabilistic Metric for random HW failure  
安全目標逸脱をもたらす故障率の累積を評価

$$PMHF = \sum \lambda_{SPF} + \sum \lambda_{RF} + \sum \lambda_{MPF\ Latent}$$

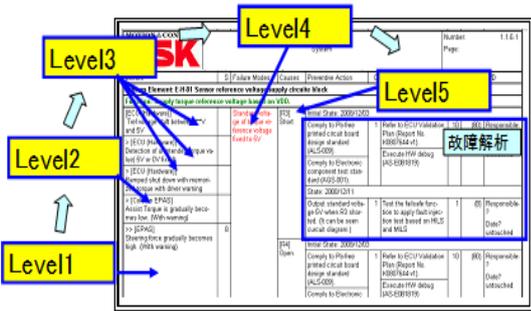
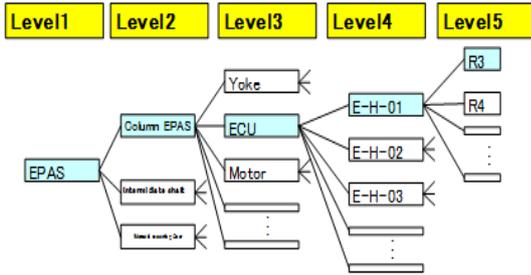
ISO26262の要求

	ASIL B	ASIL C	ASIL D
SPFM	≥ 90%	≥ 97%	≥ 99%
LFM	≥ 60%	≥ 80%	≥ 90%
PMHF	< 100FIT	< 100FIT	< 10FIT

図 A-6 機能安全メトリックス

# FMEA(Product FMEA)

## 故障モードの影響解析と対策定義



# FMEDA

## HWアーキテクチャの定量的評価 ランダムHW故障に対する定量的評価

No.	Diagnosis	Description	Initial	Timing	RAM	ROM	Serial	Timer	A/D C	CPU
				Regular	failure	failure	failure	failure	failure	failure
1	Diagnose	Diagnose	X	X	L	L	L	L	N	L
2	Monitor unit (ASCI) against Mem-ICU	Comparator	X	X	L	L	H	M	N	L
3	Monitor the failure of Mem-ICU	Monitor	X	X	N	N	L	N	N	N
4	Monitor from Monitoring unit (ASCI)	Test Pattern	X	X	N	N	L	N	N	N
5	A/D converter	Comparator	X	X	N	N	L	N	N	N
6	Conversion & Analysis	Comparator	X	X	N	N	L	N	N	N
7	ROM check (high/Low speed)	Checksum	X	X	L	N	N	N	N	N
8	RAM check	Checksum	X	X	L	N	N	N	N	N
9	Compare check	Code processing	X	X	M (part)	M (part)	N	N	N	N
10	Program flash check	Logical monitoring	X	X	M (part)	M (part)	N	N	N	M
11	Compare	Compare	X	X	L	L	H	M	N	L

### 診断カバレッジの評価

Part No.	Rev.	Designation/Name	Quantity	Part Name	Order	Supplier	Temperature	Type	Package Type
D1	B-01	Power supply (external) IC	1	MAX4421E	MAX4421E	MAXIM	0 to 125	Linear	SOIC-8
D2	B-01	Microcontroller	1	AT91SAM7S256	AT91SAM7S256	ATMEL	0 to 125	Linear	QFP-100
D3	B-01	RAM	1	AT91SAM7S256	AT91SAM7S256	ATMEL	0 to 125	Linear	QFP-100
D4	B-01	ROM	1	AT91SAM7S256	AT91SAM7S256	ATMEL	0 to 125	Linear	QFP-100
D5	B-01	Microcontroller	1	AT91SAM7S256	AT91SAM7S256	ATMEL	0 to 125	Linear	QFP-100
D6	B-01	Microcontroller	1	AT91SAM7S256	AT91SAM7S256	ATMEL	0 to 125	Linear	QFP-100
D7	B-01	Microcontroller	1	AT91SAM7S256	AT91SAM7S256	ATMEL	0 to 125	Linear	QFP-100
D8	B-01	Microcontroller	1	AT91SAM7S256	AT91SAM7S256	ATMEL	0 to 125	Linear	QFP-100

### 電子部品故障率の評価

Part No.	Q1	Q2	Q3	Q4	Q5	Q6	Q7	Q8	Q9	Q10	Q11	Q12	Q13	Q14	Q15	Q16	Q17	Q18	Q19	Q20
D1	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
D2	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
D3	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
D4	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
D5	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
D6	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
D7	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
D8	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
D9	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
D10	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
D11	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
D12	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
D13	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
D14	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
D15	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
D16	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
D17	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
D18	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
D19	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
D20	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001

図 A-7 機能安全メトリクスに対する評価工程

### A.3.1 安全目標

安全目標は、一つ目の故障のみならず潜在的な故障に対しても運転者による操舵運転に支障をきたさないように安全状態を維持することを目標としている。安全状態の定義については、さまざまな見解があるが、本研究 2.3 節の定義を踏襲し、目標軌道に対する車軌道の誤差が走行レーンを逸脱しない範囲にあることとする。この定義により、故障の影響により走行レーンを逸脱する前に故障を検出し、運転者の操舵運転制御が可能な安全状態に移行できることが機能安全の目標となる。

安全目標を図 A-8 に示す。図は、直線を運航している状態で故障が発生した場合、軌道のずれが横方向に 0.8m 以内であるとしている。理由は、一般の道路において車線からはみ出すまでに約 1メートルあり、それに対して 0.2mの安全マージンを持たせるとしたためである。

本研究 2.3 節の定義では、運転者の故障における判断力や運転操作といった力量に大きく依存する。この運転者力量に依存するばらつきは、故障発生から誤差軌道を修正に反応するまでの時間に現れるとした。本研究では、これを 2秒として扱っている。一般的な運転者の反応時間は、1次遅れモデルで近似でき、時定数は 0.25秒とされているが、それに対し、高齢者など反応速度が遅い運転者を想定したためである。従って、本研究では、発生する目標軌道に対する車軌道の誤差が故障発生から 2秒以内で最大横変位が 0.8m以内であることを安全目標とする。但し、この指標は、直進走行時に対する指標である。

### 故障発生

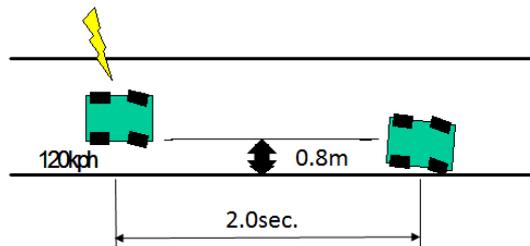


図 A-8 操舵運転安全目標

### A.3.2 安全手段

前節で述べた安全目標に対し、それを実現する安全手段を本節では論じる。安全メカニズムの目的は、図 A-8 で定義した安全目標を達成する機能を実現することである。図 A-9 は、故障を起こした後のセーフステート、すなわち運転者が操舵制御できる状態の条件を示している。図では、故障の結果、運転者に与える不正トルクが例えば 3Nm 以内であることがセーフステートを維持できる条件としている。この 3Nm とした条件は、実車テストや HIL を用いたテストで得た条件である。

この達成技術検討には、車輛の特性が関与する。特に操舵に必要な操舵トルク量により、3Nm を維持する手段が変わることになる。例えば、車輛重量が十分に軽くアシスト機能を機能させないことで達成できる場合がある。他方、車輛の重量が大きい場合は、必要な操舵力が 3Nm を超える場合があり、代替のアシスト機能がなくなる場合もある。従って、図 A-10 に示す HIL(Hardware in the loop)テストベンチを用いて評価し、安全目標を達成する機能安全機能要求を導いている。図の装置は、ドライビングシミュレータ構成となっている。車輛特性は、シミュレーションモデルを用いており、計算した操舵反力をリニアアクチュエータで与え、車輛軌道を求める。そして、実際の EPS 装置を用いて擬似故障を起こし、運転者を入れた系で評価を行うものである。

図 A-11 は、安全目標に対する故障による安全手段の効果を、HIL テストベンチを用いて検討したものである。図は、直進走行中に運転者がハンドルを保持していない状態で故障を起こし、安全目標に入るような故障検出時間と安全状態を検討した。図の結果では、検討した安全手段により、安全目標が達成できていることを示している。

安全目標を達成するためには、4つの手段を ISO26262 は、求めており、HIL を用いた評価を行っている。

第1は、故障を速やかに検出する手段である。

第2は、運転者が操舵運転可能な安全状態を維持する機能である。

第3は、故障検出後、運転者の適応にあわせ安全状態に移行する手段である。

第4は、上記安全手段は、重大な障害につながる機能故障については、潜在故障（レイテントフォールト）まで考慮し満足していることである。

上記は、図 A-8 で示した条件を逸脱しないように、例えば図 A-9 のグラフを用いて議論する。第1の条件は、故障確定時間に相当し、第2の条件は黄色で示した安全状態の許容不正トルク量に相当し、第3の条件は、安全状態への移行と記した曲線を決定するという問題として議論される。

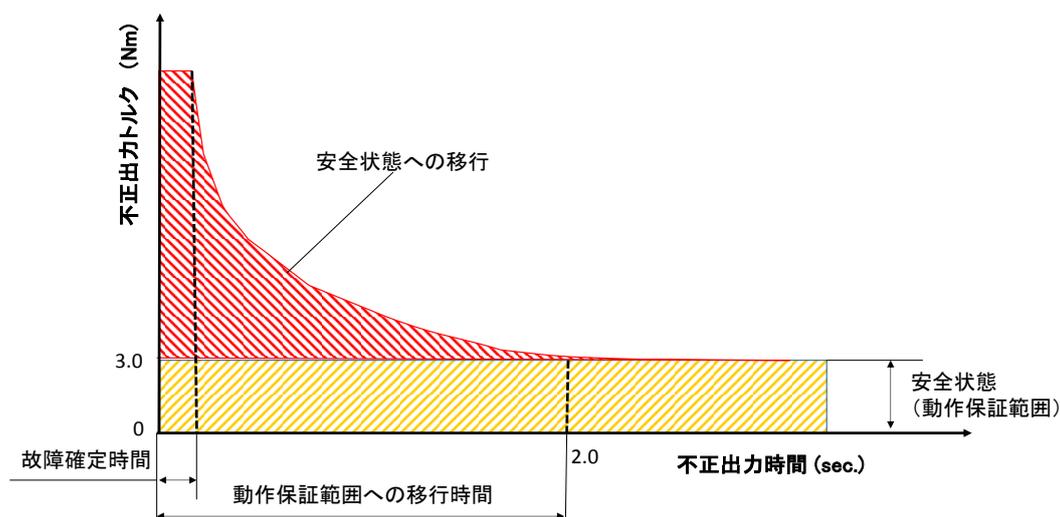


図 A-9 安全手段の一例(川田他, 2010)



図 A-10 安全手段を評価する HIL テストベンチ

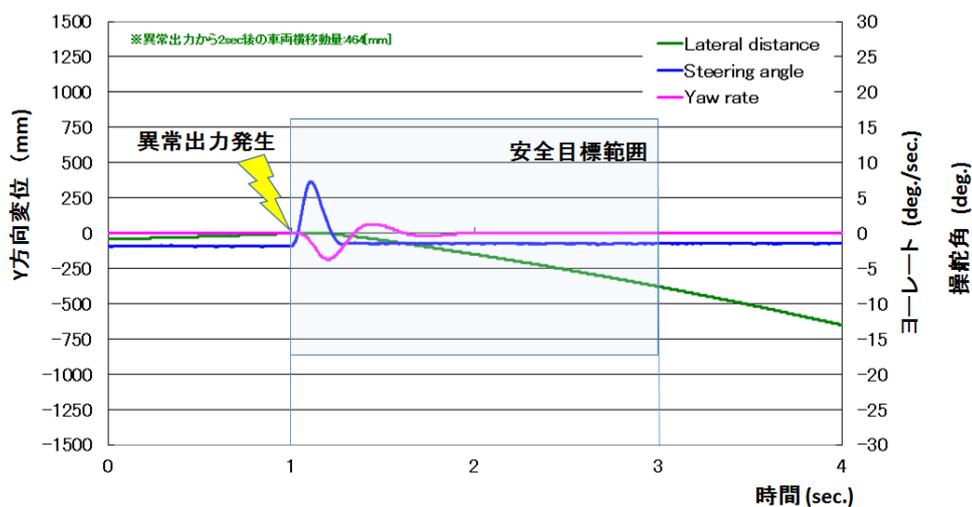


図 A-11 HIL ベンチを用いた故障検出時間と処理時間の検討例

#### A.4 機能安全を考慮した EPS 機能のロバスト設計

本節では、機能安全を考慮した機能のロバスト設計について論じる。

通常、EPS は、より快適な性能を創出するように設計目標を設定している。本研究では、この快適性能目標領域を性能保証範囲と呼ぶ。そして、目標とする快適性能が失われたとしても車輻を曲げるという基本機能を十分に満たす性能範囲がある。本研究では、この範囲を動作保証範囲と呼ぶ。本研究で述べる機能安全を考慮した機能のロバスト設計とは、動作保証範囲を有効に用いて、故障に対する安全性を向上し、かつ誤検出に対するリスクを減らすものである。

A.2.1 節で述べたように診断検出を厳密に設定し、ハザードのレベルを下げる場合、同時に誤診断を起こす可能性が高まる。なぜなら、機能を構成するハードウェアには、部品性能精度や製造時に発生する組み立て精度がある。従って、検出閾値を厳密にすると、一般に精度に対する要求を上げることになり、誤検出のリスクも増加する。この様な誤検出は、新たなハザードとリスクになることがある。ゆえに、誤検出により安全性能を損なうことなく安全状態を維持できるように設計検討することが必要になる。

この目的については、機能のロバスト設計と故障検出のロバスト設計を統合して議論することが有効であり、その設計方法を以下に論じる。本検討を行う上で、機能故障の定義を、部品のパラメータ変動の結果、機能要求

性能が満たされない状態とする。よって、パラメータ変動を扱うロバスト制御により機能故障に至るパラメータ変動の感度を低減し、かつ性能ロバスト性の観点から故障検出を行う検討が行えることが期待できる。

このように故障を捉えることは、予期しない故障が起きた場合に対する安全性確保にもつながる。故障を設計値に対するパラメータ変動と捉えることにより、想定される部品故障モード以外も含めて機能安全の議論を行うことになるためである。

具体的には、パラメータ変動に対する感度低減のために性能保証範囲、動作保証範囲および機能失陥とその管理方法について検討する(A.4.1)。そして、ロバスト設計と診断機能の望ましい関係について検討する(A.4.2)。最後にロバスト設計と診断機能の親和性を活用した制御系設計を検討する(A.4.3)。

#### A.4.1 性能保証、機能保証及び機能失陥との関係について

ここでは、性能保証、機能保証及び機能失陥の関係を示す。図 A-17 は、その概念を示したものである。

性能保証とは、目標とする要求性能特性が満足されている状態である。性能保証範囲外になるということは快適性を失うことになるため、異常状態として検出することが診断機能の第1の目的となる。同時に部品の設計値に対するパラメータ変動を補償し、性能保証範囲にその影響を留める設計が必要になる。つまり、部品精度に対する性能ロバスト設計が求められる。さらに、診断機能には必ず検出誤差が含まれる。検出誤差により誤検出を起こした場合、性能保証範囲にありながら性能保証範囲外にする処置を行ってしまう可能性がある。このため、診断機能の検出感度の上限が性能保証範囲外に置かれるべきである。

動作保証とは、快適性は失われたとしても、運転者が操舵により安全行動がとれ、安全が維持できる性能特性範囲を維持する状態である。ISO26262 では、Safe State に相当する範囲である。この範囲は、ロバスト制御のみならず、制御器のパラメータ適応や制御器の切り替え、さらには故障部を切り離し残った機能や冗長系を活用し、故障がもたらすパラメータ変動に対し感度を低減し、保証範囲を拡大する設計が求められる。

そして、動作保証範囲維持できない場合は、機能異常状態であり最後の手段として機能を停止する方法がとられる。図 A-18 は、上記性能保証範囲、動作保証範囲及び機能異常状態の関係を模式的に表したものである。そして、図 A-18 は、図 A-17 で示した安全手段と動作保証範囲の関係を示したものである。本例では、目標モータ出力に対する異常出力が青線で示す範囲になることを動作保証範囲としている。そして、モータの異常出力は、赤線で示す範囲内で徐々に動作保証範囲に移行するとしている。この赤線と青線で示す範囲は、図 A-10 で示したHILを用いた評価により得ている。

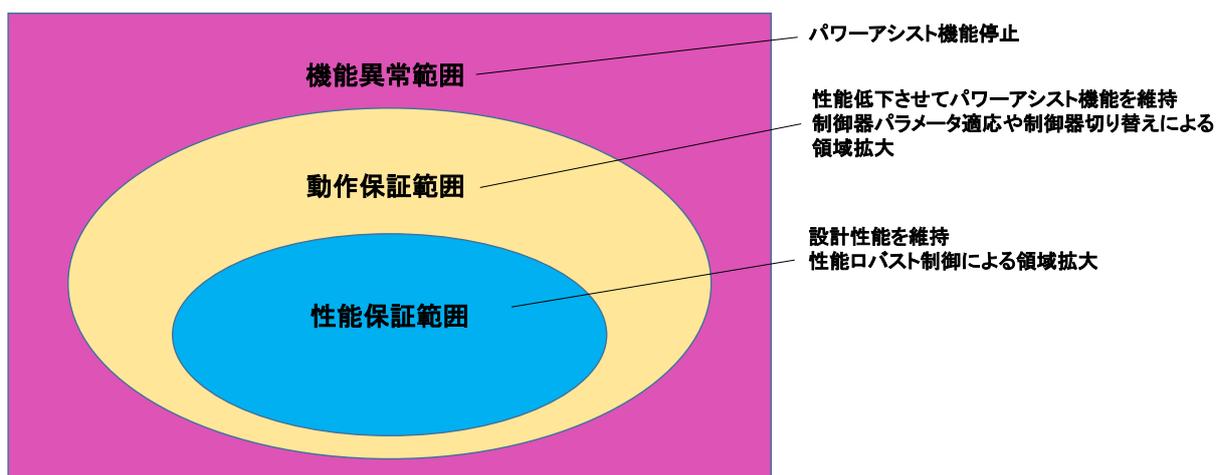


図 A-17 性能保証範囲、動作保証範囲及び機能異常範囲の関係

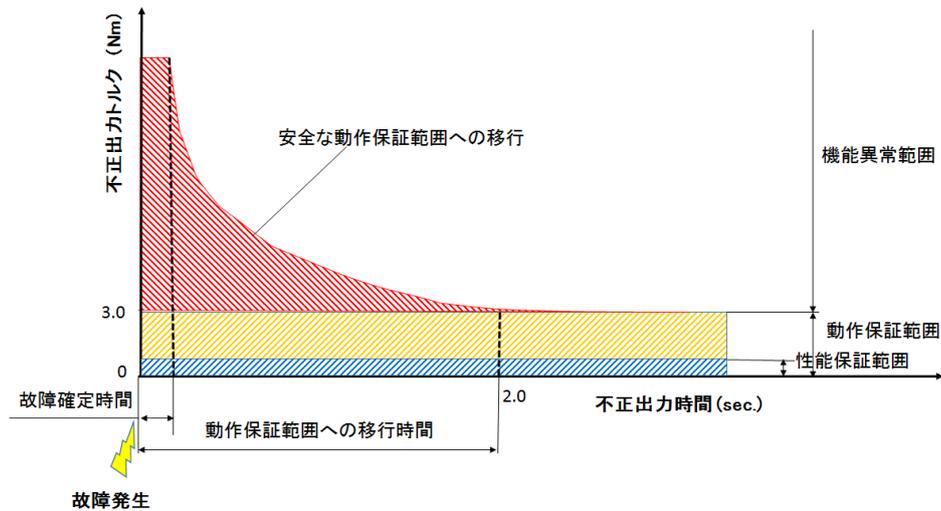


図 A-18 安全手段と動作保証の関係

#### A.4.2 性能保証, 動作保証と診断機能の関係について

本項では、故障検出精度を考慮した故障検出閾値と性能保証及び動作保証を行うためのロバスト設計との関係を述べる。

故障診断機能は、一般的に正常状態の機能モデルを用いた基準性能出力と診断対象出力との差により検出する。しかし、基準性能出力、診断対象出力それぞれに精度（ばらつき）がある。基準性能出力と診断対象出力が独立であり、ばらつきが正規分布に従うとすると、診断精度は、式(2-1)となり(吉本, 1981)、故障検出精度は低下する。

$$\sigma_{det} = \sqrt{\sigma_{ref}^2 + \sigma_p^2} \quad (2-1)$$

$\sigma_{det}$  : 故障検出精度誤差の標準偏差

$\sigma_{ref}$  : 基準性能出力誤差の標準偏差

$\sigma_p$  : 診断対象出力誤差の標準偏差

さらに、 $\sigma_{ref}$ 、 $\sigma_p$ は、機能に含まれる部品精度が累積するので、故障検出精度と正確さを要求精度に入れることが困難な場合がある。例えば、図 A-19 に示すように性能保証範囲で故障誤検出が無いように故障検出閾値を設定した結果、故障検出精度と機能異常範囲の関係から機能異常検出ができない範囲が生じる場合がある。また、診断対象機能（以降、主機能と呼ぶ）と診断機能が共通故障要因を持つ場合は、式(2-1)の独立性が満たされないだけでなく故障検出できない場合が想定される。この結果、望ましい性能保証範囲、動作保証範囲と故障診断閾値の関係は、図 A-20 のようになる。

この場合に対し考えられる対策は、

- ①動作保証範囲を広げ、機能異常範囲を狭める
- ②故障検出精度を上げる
- ③共通故障要因については、共通故障要因に対し独立できる故障検出手段により検出を行う

そして、①を実現する手段として、性能ロバスト制御、制御器パラメータ適応、制御器切り替えが有効であり、故障特性により適切な手段を検討する。また、②については、主機能を実装するハードウェア設計を前提とするならば、故障検出の累積誤差を減らすため、診断を行う機能範囲を分割し、その結果発生する系統的な故障については、手段を変えて検出を行うことが有効と考えられ、③については、主機能と診断機能実現手段を変えて共通故障要因に対する感度を変えて独立にすること、あるいは、共通故障要因に感度がない実装手段で実装することが考えられる。

次に①②③に対する機能安全構造設計について述べる。

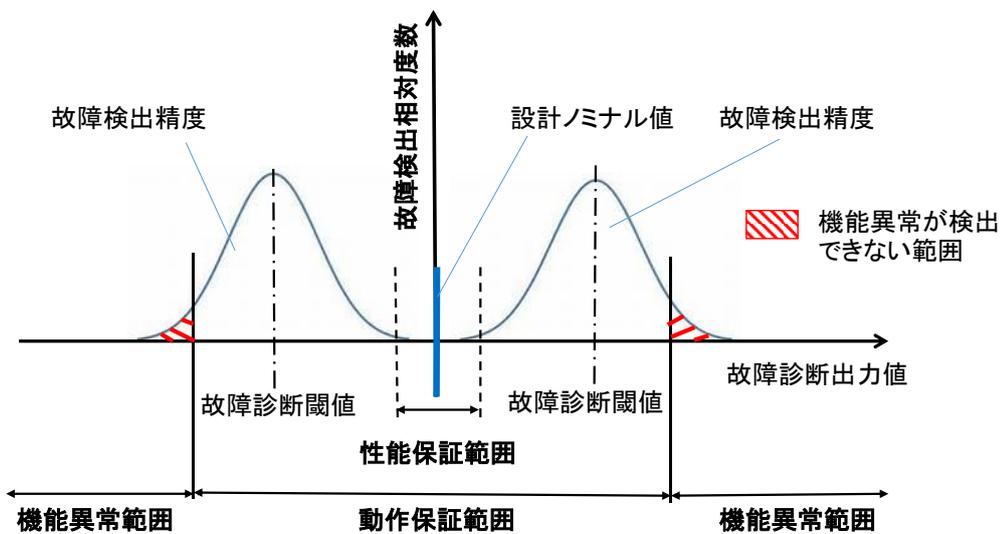


図 A-19 故障検出精度が累積した結果、機能異常が検出できない可能性がある場合

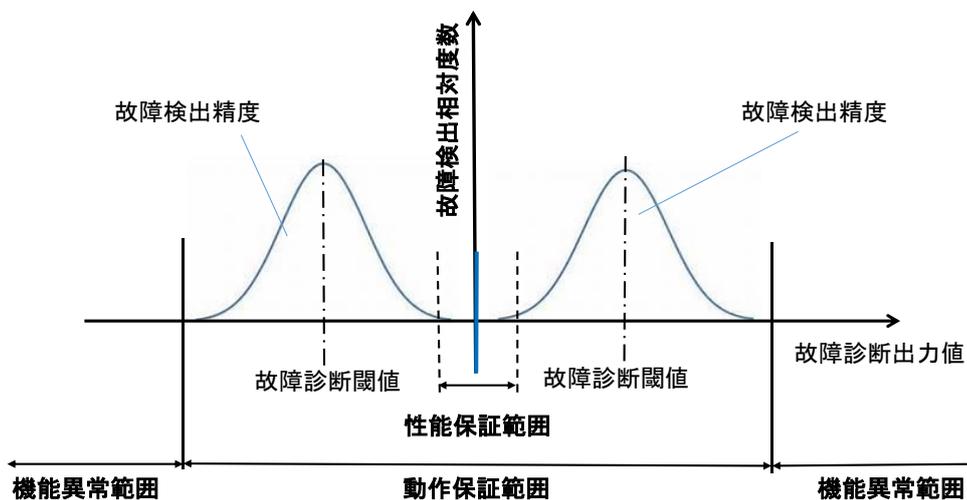


図 A-20 望ましい性能保証範囲、動作保証範囲及び故障診断閾値との関係(遠藤他, 2012)

#### A.4.3 故障検出誤差を考慮した機能診断構造設計

本項では、A.4.2項で示した①から③対策を実現する診断機能構造設計を図 A-21 に示す。図に示すように診断機能は、大きく4つに分類し実装している。

第1は、MCUハードウェアの診断機能である。この機能は、図 A-2 で示す MCU 設計によって実装される部分である。

第2は、ソフトウェア機能の診断機能である。この場合は、系統的な故障を想定し同じ機能を、異なるアルゴリズムで実装し診断するものである。

第3は、センサ機能とモータ機能のソフトウェアによる診断機能である。

第4は、ハードウェア、ソフトウェアにまたがる共通故障要因の診断機能である。

第4の診断機能は、MCUとの独立性を考慮し、例えばASICを用いて実装する。第1、第2及び第3の診断機能は、MCU機能によって行われているため、MCU動作に共通する要因は、共通故障要因になる。MCUは、トランジスタで構成されているため、トランジスタの動作不良である遅延故障要因は、共通故障要因となる可能性があると考えられる。

図 A-22 にトランジスタ遅延故障のメカニズムを示す. 図より, トランジスタの遅延故障は $I_{ds}$ により発生する. そして,  $I_{ds}$ は, トランジスタ電源電圧 $V_{ds}$ と温度の関数で変化することを示している. つまり, トランジスタ電源電圧と温度は, MCU に対する共通故障要因となる可能性がある. また, MCU 動作に用いるクロックも同様である. よって, 図 A-21 では, クロック, 温度, MCU 電源電圧を共通故障要因として, MCU とは異なるハードウェアである ASIC でその診断機能を実装する構成としている.

また, MCU ハードウェアの診断は, 検出精度が累積するのを防ぐため, 複数の機能ブロックに分割し, それぞれを診断する構成とする場合もある. この際に発生する系統的な故障をソフトウェア機能診断で検出できるように, ソフトウェア機能診断を構成する.

次に, ここで述べた第 1 から第 4 の診断機能について説明を行う.

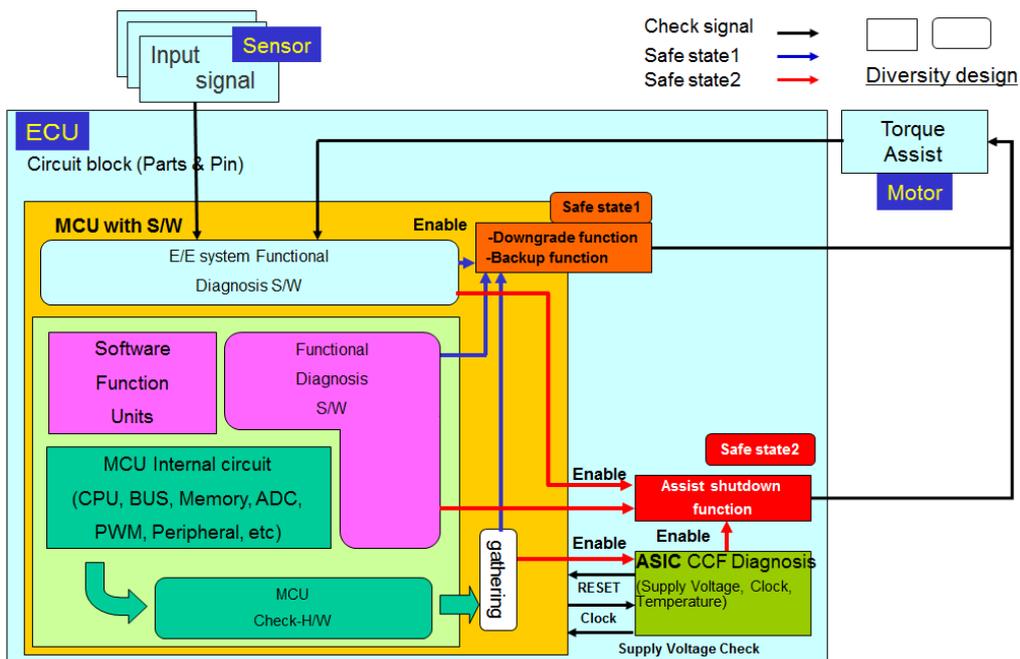


図 A-21 故障検出誤差を考慮した診断機能構造設計例 (青木他, 2014)

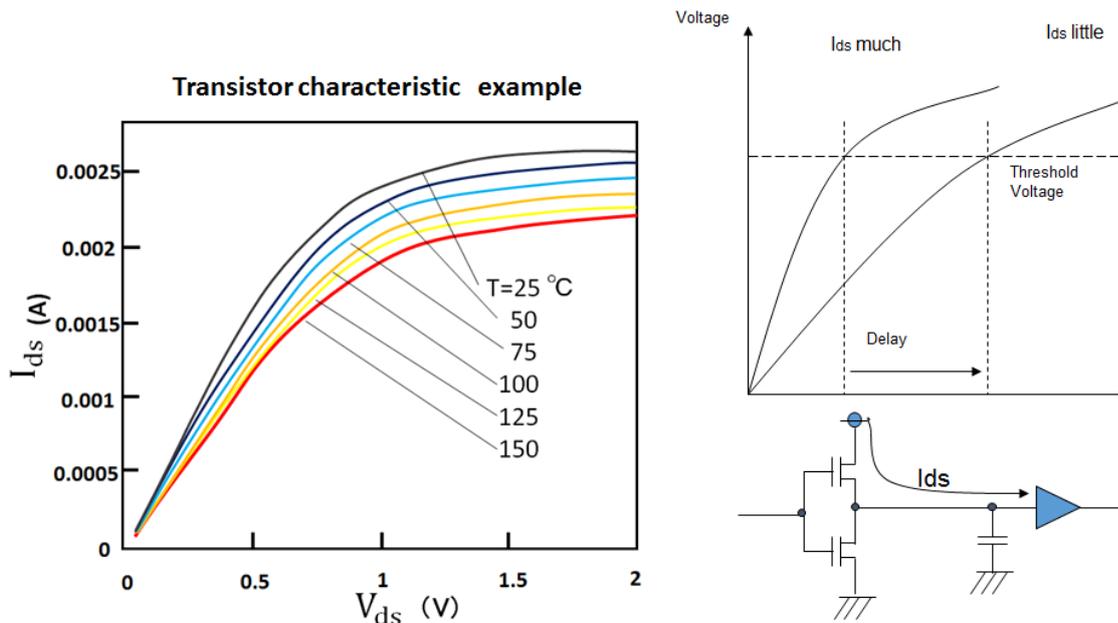


図 A-22 トランジスタの遅延発生要因

#### A.4.4 ソフトウェアによる機能診断設計

本項では、ソフトウェアによる診断機能を説明する。ソフトウェアによる診断は、A.4.3 項の第 2、第 3 の診断に相当し、センサ、モータ及びソフトウェアで実現する制御器の診断を行う。ソフトウェアによる診断構成を図 A-23 に示す。

全ての機能は、正常動作の基準モデルとの比較により診断を行い、かつ正常時に現れない特性をモデル化した故障モデルとの比較により診断を行っている(今村他, 2013)。この故障モデルによる診断は、機能安全基準からは求められないが、故障検出の最後の砦として本研究では設定している。

トルクセンサは、センサ自体を冗長系とし、その比較により診断を行う。比較の際、共通故障要因となる電源系の故障は、トルクセンサの自己監視と MCU による監視による冗長構成で診断を行っている(佐藤, 力石, 2005)。

モータ系については、MCU で入力及び出力信号をモニタできるので、正常動作の基準モデルを基に診断を行う。また、本例ではモータ角度センサにレゾルバを用いており、その診断に用いる正常動作の基準モデルは、文献(金川他, 2008)に詳しく述べられており参照いただきたい。

ソフトウェアで実現する機能も同様に診断機能は、診断対象の機能と異なるアルゴリズムで実装し、比較により診断を行っている。

ここで、故障検出、補正及びロバスト設計いずれにおいても達成すべき性能の機能モデルを基準に設計がなされていることに注目する。実際の機能の出力と規範となるモデル出力の差には、パラメータ変動及び外乱が含まれる。この場合、規範モデルとの差を性能保証範囲維持に用いる場合には、ロバスト制御器出力になる。

次に、規範モデルとの差が、制御器パラメータを適応させ動作保証範囲を維持する場合は、適応制御器に対する入力信号となる。

更に、上記で性能保証範囲が維持できない場合は、制御器を切り替え安全状態に移行するための信号としても用いる。つまり、ロバスト制御、適応制御、制御器切り替え、故障診断は、いずれも正常動作の基準モデルと診断対象の出力差を入力信号とすることで実装できることが分かる。これにより、閾値の管理と性能及び動作保証範囲の関係を図 A-20 のように明確にできる。また、診断機能自体の故障を想定した診断機能のための診断機能が求められるが、そのために発生する冗長系をほぼ最小冗長系で実装できるという利点もある。

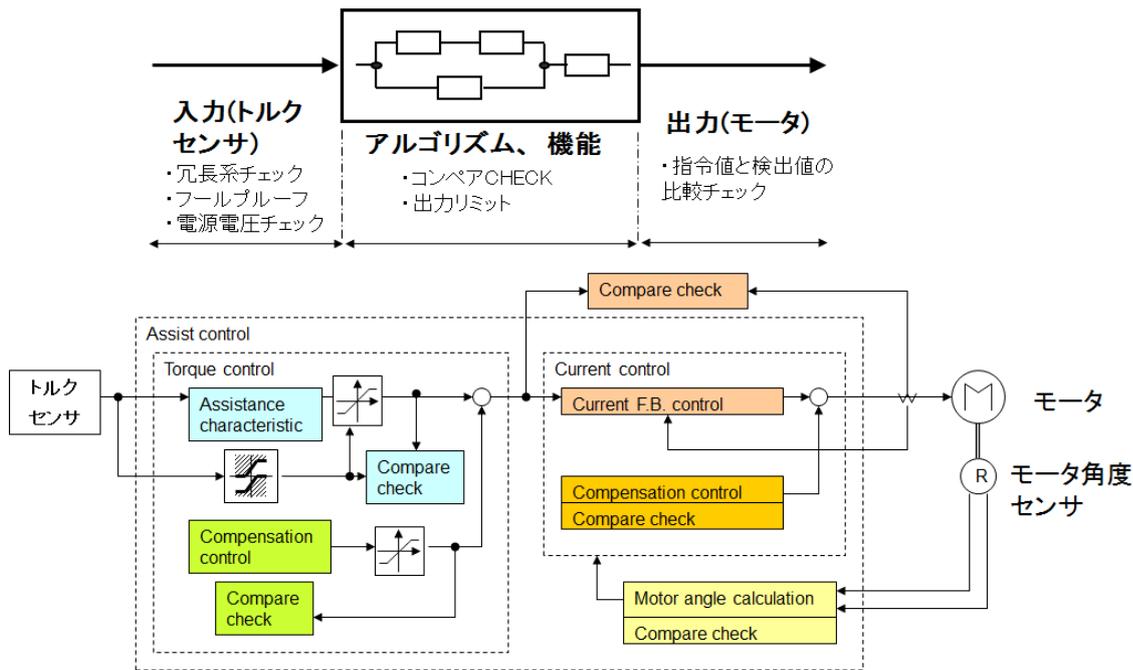


図 A-23 ソフトウェア機能診断構造例

#### A. 4. 5 共通故障要因に対する故障検出方法と構成

本項では、共通故障要因に対する設計について述べる。図 A-24 は、MCU に対する共通故障要因に対する診断機能を示したものである。A.4.3 項で述べたように、MCU の共通故障要因として、クロック故障、トランジスタの遅延原因では、電圧、温度が共通故障要因であると考え、この3つの要因の診断機能は、独立したハードウェアであり、かつ MCU より性能保証範囲が広がるように設計した ASIC により実装している。なお、温度に関しては、温度が影響する MCU 電流値変化の代用特性を用いて検出している。

次に MCU のクロックとトランジスタの遅延故障を例に故障検出誤差を考慮した機能診断設計について述べる。

まず、クロックについてである。クロック周波数が変動すると、制御器のサンプリング周波数が変化し、制御系が不安定になり障害を引き起こすリスクが生じる。図 A-25 は、離散系の極がサンプリング周波数変化によって減衰率が低下することを示したものである。図より、サンプリング周波数低下に応じて、極が単位円に向かって移動し、減衰率が低下することが分かる。この結果、制御系が振動を起し、操舵運転を阻害するというリスクが考えられる。

このため、クロック監視は、ASIC のウォッチドックタイマと ASIC クロックとの比較診断及び CAN 通信異常による診断の3重系で診断を行っている。その閾値と性能保証範囲と動作保証範囲の関係を図 A-26 に示す。

CAN 通信は、MCU のクロックが変化した場合、同期が取れなくなり通信が行えなくなる。これにより MCU クロック変動が検出できる。但し、EPS の MCU クロック以外の原因でも通信できない状態になるため、誤検出の可能性も高い。CAN 通信が行えない場合、性能保証に必要な車速情報があられなため、性能保証は行えない。

動作保証範囲は、クロック比較による検出が確実にされる範囲より広く設定されなければならない。このため、CAN 通信エラーを検出した後は、動作範囲で、制御系が振動を起ささないように適応させた制御パラメータを用いてパワーアシスト制御を行う。ウォッチドックタイマによる故障検出は、最後の砦として確実にかつ速やかに故障による不正出力を遮断するための手段として設定している。

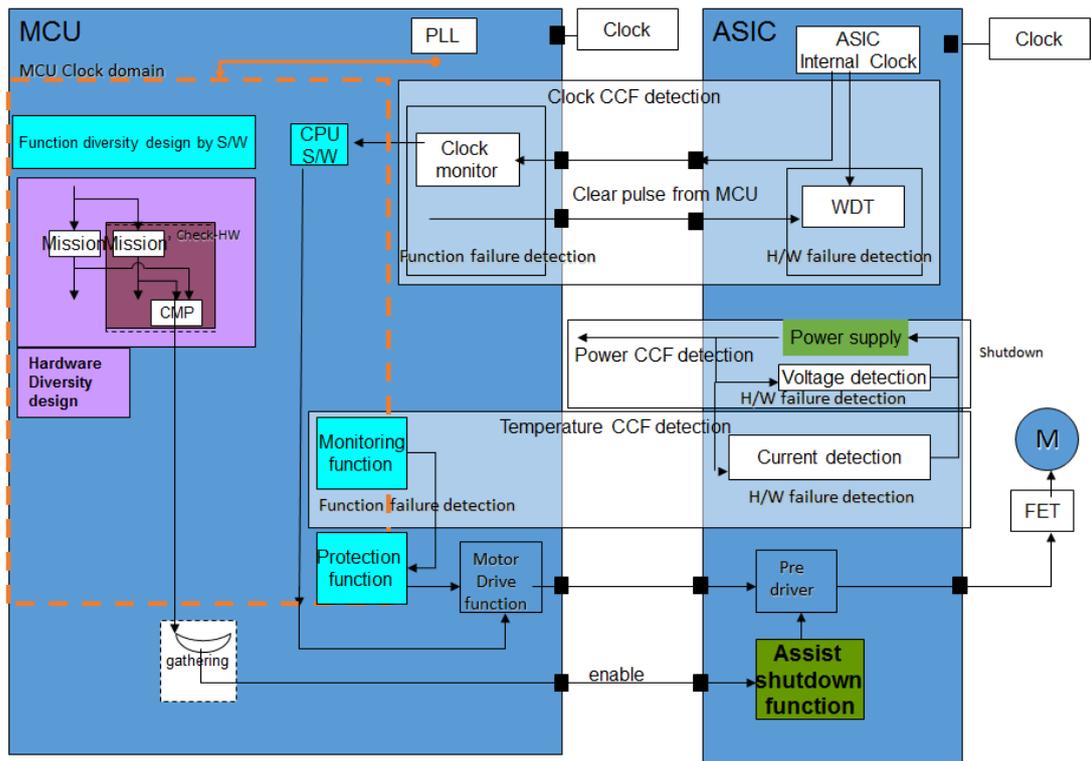


図 A-24 共通故障要因に対する診断構造

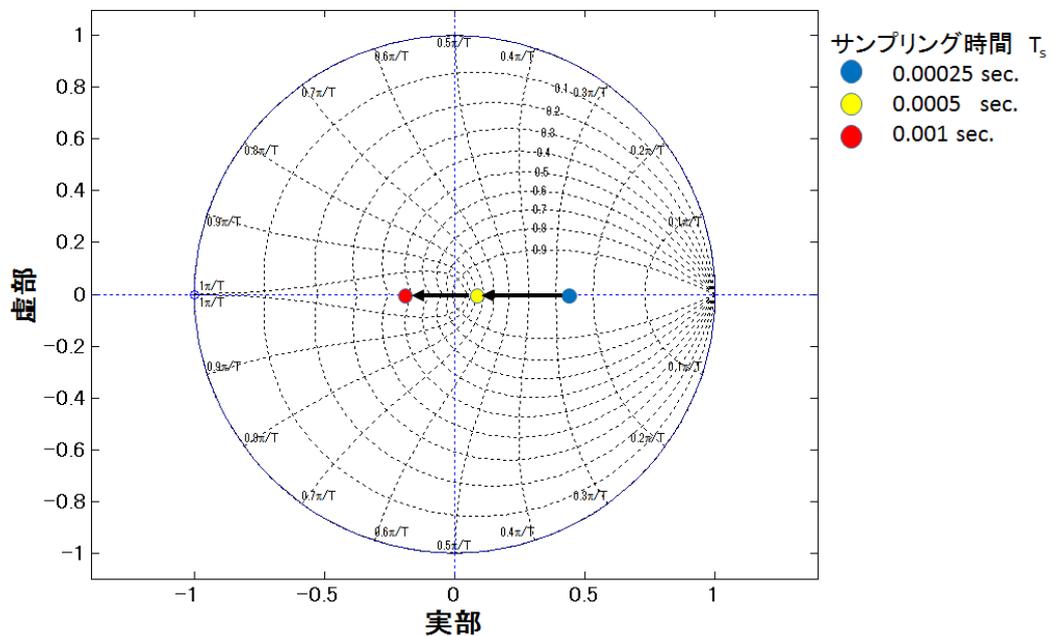


図 A-25  $P(s) = \frac{1}{0.00031s+1}$  を離散化した場合のサンプリング時間による極の変化

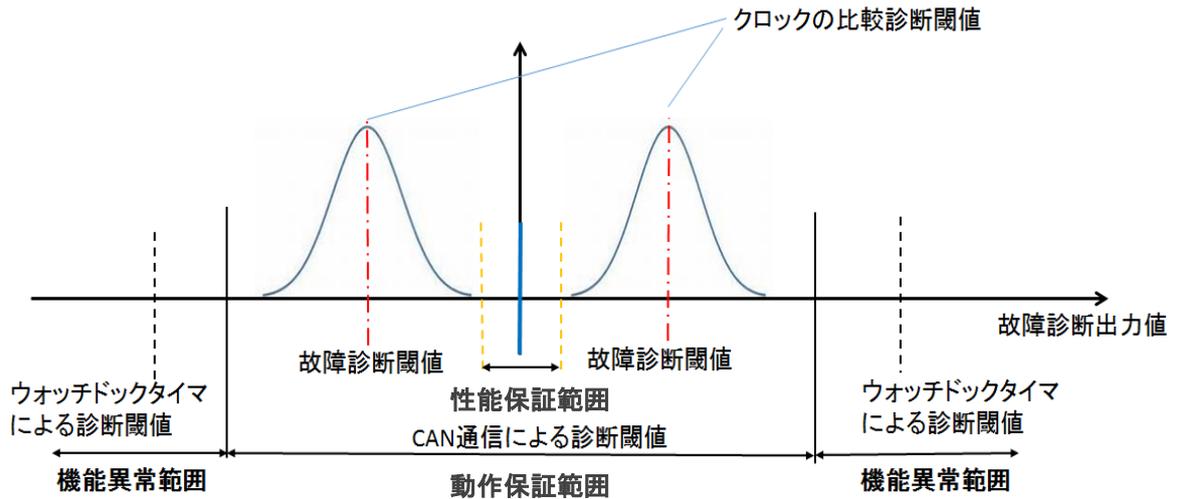


図 A-26 クロック故障に対する検出閾値と動作補償

次にトランジスタの遅延故障に対する MCU 設計について述べる。温度と電源電圧に遅延は、共通故障要因となるが、診断対象機能と診断機能の遅延に対する感度を変えることで共通故障要因となることを防ぐことができる。その設計を図 A-27 に示す。図に示すように診断機能を実装するトランジスタは、診断対象機能を実装するトランジスタに対して遅延が少ないトランジスタ設計で実装する。よって、共通故障要因により両方に遅延が発生したとしても、診断機能が故障に至るまでのマージンは診断対象のマージンより大きいため、診断対象の遅延故障を検出できるというものである。

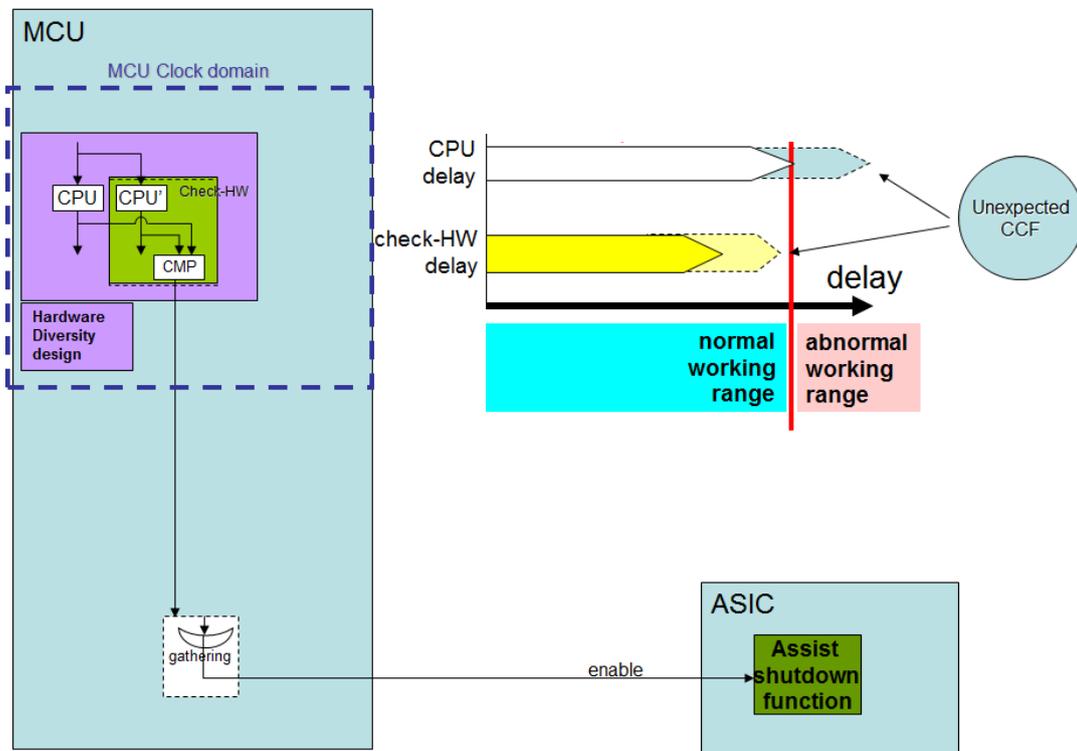


図 A-27 トランジスタ遅延に対する設計対策例

#### A.4.6 ロバスト設計と診断機能の親和性を活用した制御系設計(坂口他, 2011), (坂口, 遠藤, 2008)

ここでは、ロバスト制御設計構造を活用した制御系と診断系の最小冗長設計方法について述べる。

ロバスト設計及び故障診断ともにオブザーバによるパラメータ変動の検出機能を有する。その主たる違いはパラメータ変動値の用い方である。パラメータ変動値を制御量にフィードバックしパラメータ変動の影響を抑えるのがロバスト設計である。

一方、パラメータ変動値から故障を検出し、制御則を変えることを故障検出では行う。つまり、性能を変えないようにパラメータ変動値を用いるのがロバスト設計であり、性能を維持できい場合、制御則を切り替えるのが故障診断であるといえる。そして、制御則を切り替える故障診断の場合、制御則を切り替えることによる性能低下が生じる、それを機能保証範囲にとどめるよう設計することで安全を維持するという関係が明らかになる。ここで、性能ロバスト性を維持する手法としては、ロバスト制御器によるもの、または、適応制御によるものの2つの手法が存在する。

図 A-28 にロバスト設計と診断機能の親和性を活用した設計として第 7 章で論じた電流制御器設計を用いて示す。図では、機能安全に対する施策と信頼性を向上する施策も記載した。また、図では、理解を容易にするためブラシレスモータの特性を対象に信頼性維持と機能安全に対応する機能を記載した。ブラシつきモータでも基本は同じ構成となる。信頼性向上のための施策は、保護機能である。EPS モータをモータ温度加熱や減磁から保護するため電流指令値を制限する機能を備えている。

電流制御系は、図 A-28 で示したフィードフォワード制御器と外乱オブザーバの構成である。モータの電気的特性は、モータ温度や製造誤差により生じるパラメータ変動を持つ。これに対する性能保証を目的に外乱オブザーバ出力をフィードバックしている。また、例えば、電流検出値が制御信号として使えないようなパラメータ変動が生じた場合は、その影響が外乱オブザーバ出力に現れるため、外乱オブザーバ出力で検出し、外乱オブザーバ出力のフィードバックを切る。そして、フィードフォワード制御器のみで制御を行う。この状態が、動作保証である。さらに、外乱オブザーバ出力が、モータの正常な駆動制御が不可能と判断できる状態になった場合には、モータ駆動を停止し機能保証状態を維持する。

以上により電流制御器の機能安全機能対応機能を実装している。

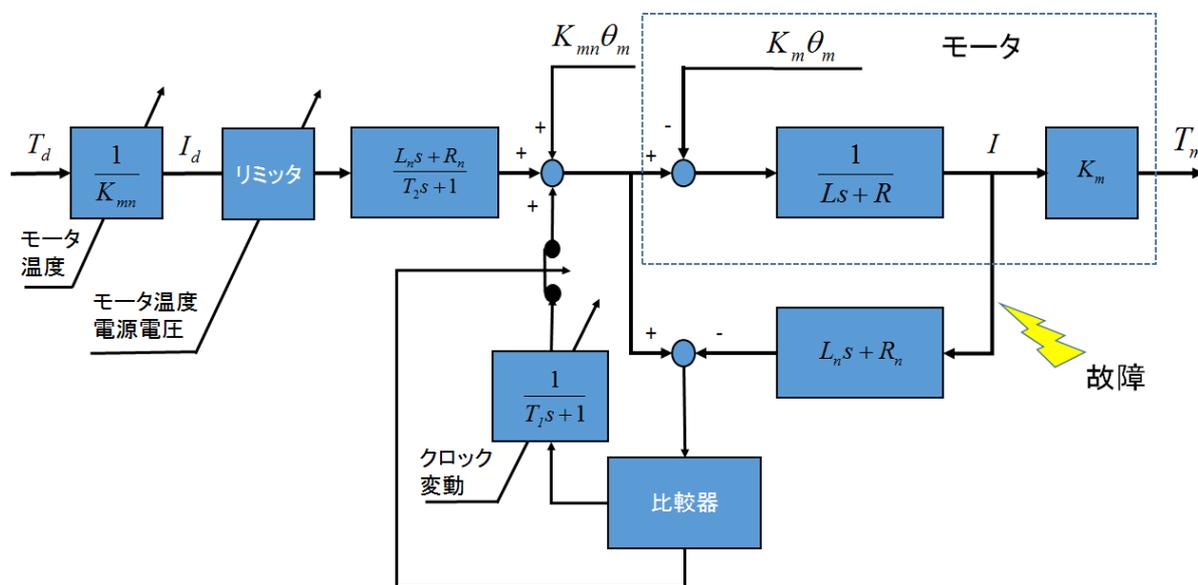


図 A-28 制御対象の内部モデルを用いたロバスト制御器を活用した診断機能とフェールセーフ

#### A.5 まとめ

本付録では、例えば ISO26262 で求める高度な機能安全設計を行った際に、そのトレードオフ問題である故障の誤検出は考慮すべき重要課題であることを提起した。そして、本研究で提案したロバスト制御設計方法を応用

した機能安全設計方法が、製造公差を考慮した故障検出の確実性と誤検出防止に対し有効であることを示した。さらに、このための設計の考え方と設計方法を提案した。

## A.6 文献

- 青木友保, 遠藤修司, 岡本謙一, 車載電子制御装置, 特許 5459370 (2014).
- 青木友保, 遠藤修司, 岡本謙一, 車載電子制御装置, 特許 5561329 (2014).
- Du, D., Jiang, B., Shi, P., Fault Tolerant Control for Switched Linear Systems, Springer (2015).
- 遠藤修司, 上野雅史, 岡本謙一, 熊谷紳, 車載電子制御装置, 特開 2014-54876 (2012).
- 今村洋介, 遠藤修司, 小林秀行, 青木友保, EPS 装置, 特許 5423912 号 (2013).
- 金川信康, 佐々木昭二, 大塚哲郎, 堀越敦, レゾルバ/デジタル変換器, 特許 4155465 号 (2008).
- 川田秀明, 板倉裕輔, 宮浦靖彦, 遠藤修司, 小岩井久賀, 電動パワーステアリング装置の制御装置, 特許 4639483 号 (2010).
- レブソン ナンシー, セーフウェア 安全・安心なシステムとソフトウェアを目指して, 株式会社翔泳社(2009).
- Mahmoud, M., Xia, Y., Analysis and Synthesis of Fault-Tolerant Control Systems, Wiley (2014).
- 野中保雄, 島岡淳, 冗長系 理論と実際, 日科技連 (1990).
- Noura, N., Fault-tolerant Control Systems Design and Practical Applications, Springer (2009).
- R.K.Jurgen, R., K., Automotive Microcontrollers (1998).
- R.K.Jurgen, R., K., Automotive Microcontrollers Volume 2 (2008).
- 坂口徹, 遠藤修司, リリット ゴーウィティクンランシー, モータ制御方法および制御装置, 特許 4867483 号 (2011)
- 坂口徹, 遠藤修司, EPS 装置の制御装置, 特許 4221906 号 (2008).
- 佐藤浩一, 力石一穂, トルクセンサ, 特許 3666191 号 (2005).
- 佐藤吉信, 機能安全/機能安全規格の基礎とリスクアセスメント SIL, PL, 自動車用 SIL の評価法, 日刊工業新聞社(2011)
- 徳田昭雄, 自動車のエレクトロニクス化と標準化, 晃洋書房 (2008), p.171.
- 吉本勇, 工学統計解析, 養賢堂(1981), p.14.

## 付録 B 小型車向けブラシつきモータシステム設計技術

### B.1 本付録の目的と構成

軽自動車を中心にした小型車向けの電動パワーステアリング用モータとその駆動技術の基本的な設計の考え方について述べる。ブラシつきモータの断面図を図 B-1 に示す。尚、電動パワーステアリング用ブラシつきモータ自体に関する技術の詳細は、Tanaka 他 (Tanaka et al., 2000), (Tanaka et al., 2001) を参照されたい。

ブラシつきモータは、駆動方法として効率と小型化を重視し H ブリッジ構成での PWM 制御を用いている。H ブリッジの駆動方法には、いくつかの方法があるが、本例ではもっとも電源電圧の有効利用率が高い方法を検討する。

トルクリップルに関しては、モータ設計、モータ駆動設計、そして、モータ電流制御すべてに関連する課題であり、特に機能配分設計が重要な課題である。図 B-2 にブラシつきモータが有する典型的なトルクリップル波形を示す。ここから課題解決のためには、主に 4 つのパターンがあることがわかる。パターン 2 と 4 は、モータ設計で取り組むべき課題であり、モータのマグネット位置精度と着磁精度、モータ巻き線抵抗のばらつきを要求精度内に収めることにより対策する。

パターン 1 は、トルク制御により低減することが可能である (遠藤, 陳, 2002)。図 B-3 にモータが発生するトルクリップルにおいて、パターン 1 が支配的となった場合の、トルクセンサヒステリシス幅とハンドル軸で発生するトルクリップルの関係の実験結果を示す (遠藤, 2004)。トルク制御は、7.2 節で述べた安定化制御器を適応した場合の結果である。トルクセンサは、そのヒステリシスの範囲ではトルクを検出できないので、トルクリップルを補正できない。図では、トルクセンサヒステリシス幅とハンドル軸に現れるトルクリップルにほぼ比例する相関関係が見られることから、パターン 1 のトルクリップルは、トルク制御により補正が可能であること、そして、トルクリップルの補正を行うためにはトルクセンサのヒステリシス幅を管理する必要があることがわかる。パターン 3 は、電流制御を行うことで、現象を悪化させる可能性があり、設計上の配慮が必要となる。

以上より、ブラシつきモータのトルクリップルでは、パターン 3 の管理が最も困難な課題であることがわかる。よって、以下ではパターン 3 に着目し、(1) モータ設計、(2) モータ電流制御設計、(3) モータ駆動設計による対策を述べる。

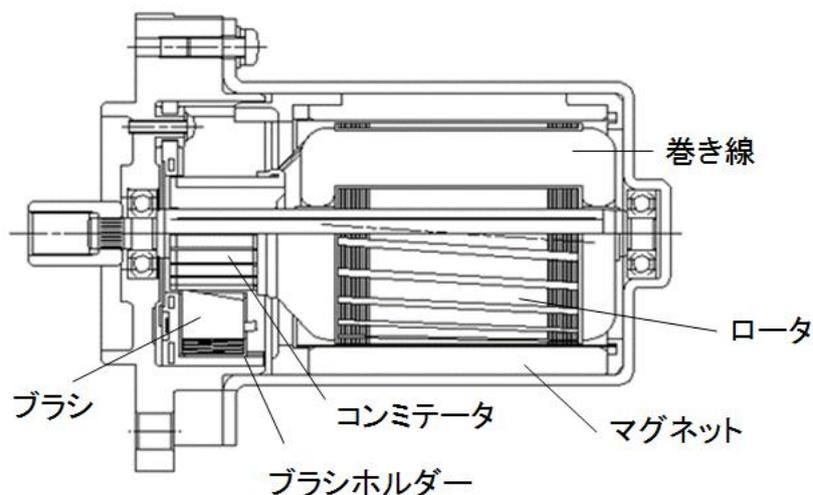
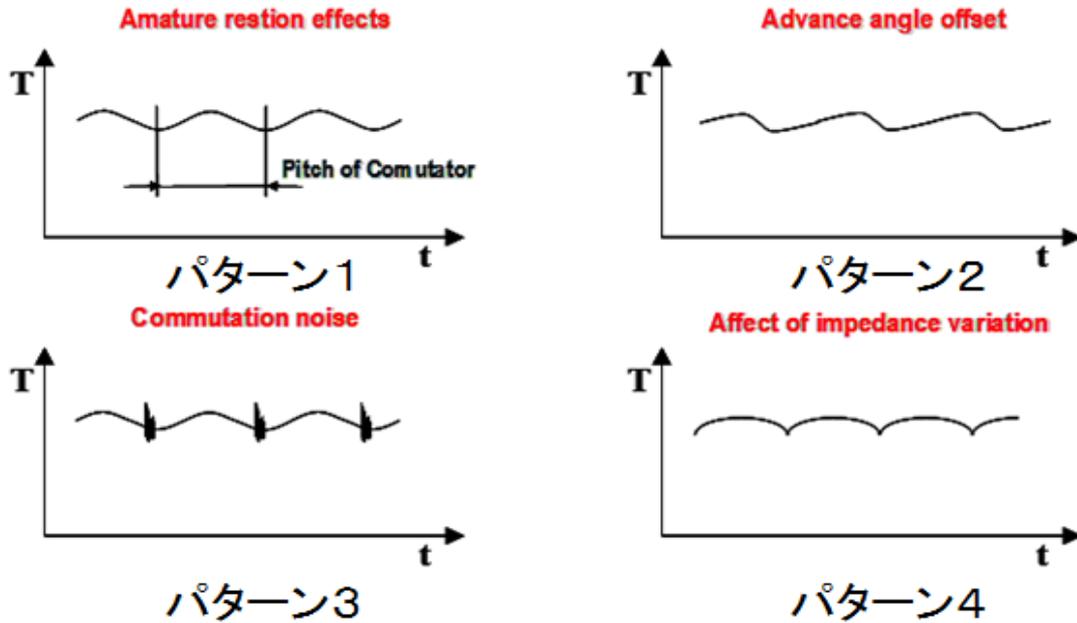


図 B-1 ブラシつきモータ断面図



※本図は、モータを1rpmで回転させたときのモータトルクリップルの典型例を模擬的に示している。

図 B-2 トルクリップル要因

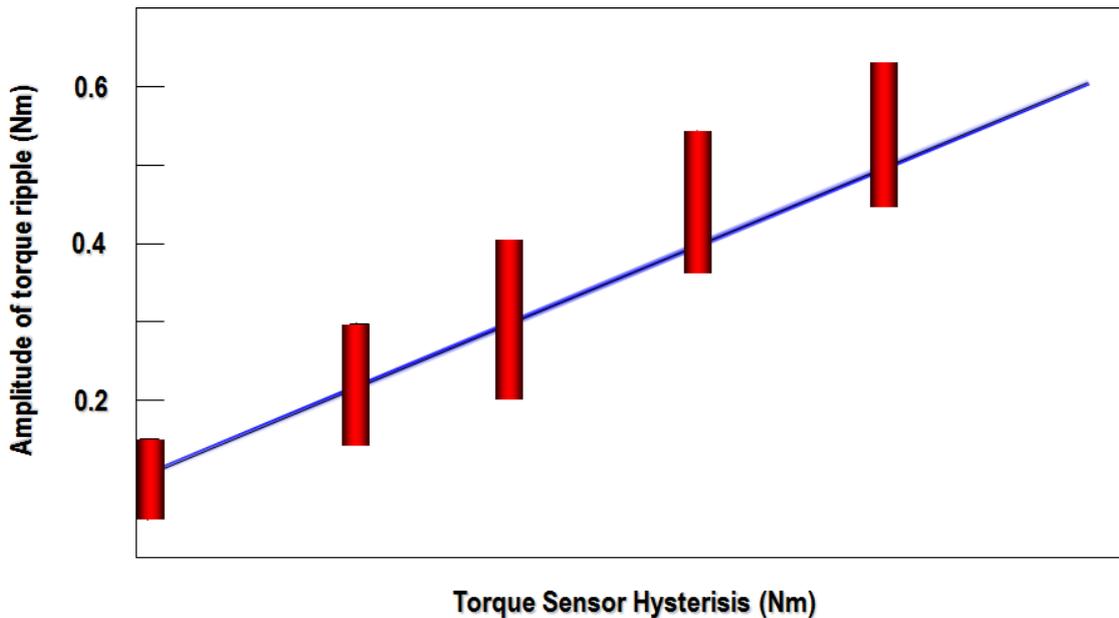


図 B-3 トルクセンサヒステリシス幅とトルクリップルの関係

## B.2 モータ設計

ここでは、モータ設計での対策が求められるブラシの整流振動によるトルクリップルとモータが発生する異音低減に対する取り組みを示す。

### B.2.1 ブラシ設計による整流振動低減

まず、整流振動発生メカニズムについて説明する。図B-2から、トルクリップルパターン1は、制御可能なトルクリップであるがそれ以外は不可能であること、及び制御不可能なトルクリップのうちパターン2と4は、モータの電磁気的な設計によって改善できることとした。一方、パターン3の整流振動の発生メカニズムは、図B-

4 のようになっている。図が示すように、振動のエネルギー源となっているのはモータのインダクタンスに蓄えられたエネルギーである。そのため対策としては、モータのインダクタンスに蓄えられたエネルギーを効率よく消費することと制御によるリミットサイクル振動発生を防ぐことが必要であると考えられる。対策として、モータのインダクタンスに蓄えられたエネルギーを消費するために、コンミテータ表面の酸化被膜を破壊し消費することとブラシの持つ電気的な内部損失で消費することが機構上期待できる。

つぎに具体的な設計対策として、モータブラシのカーボンの含有比によって整流時におけるリミットサイクル振動を抑える工夫をしている。つまり、アークとして放出されるエネルギーをブラシの抵抗で消費させるよう、ブラシのカーボン比を高めている(遠藤他, 2005)。

また、整流振動は、ブラシの機械的な支持系がもたらす共振周波数で発生する。このため、ブラシのカーボン組成、銅量比とブラシの押しつけ力が重要な設計パラメータとなっている(広瀬, 1971)。本例では、トルクリップル量を評価指標にブラシのカーボン量と押しつけ力の感度を評価し最適な条件を得ている。図 B-5、図 B-6 は、整流振動を音として測定した場合の対策前と対策後を示したものである。図より、ここで述べた改善により、異音のレベルが改善されていることがわかる。

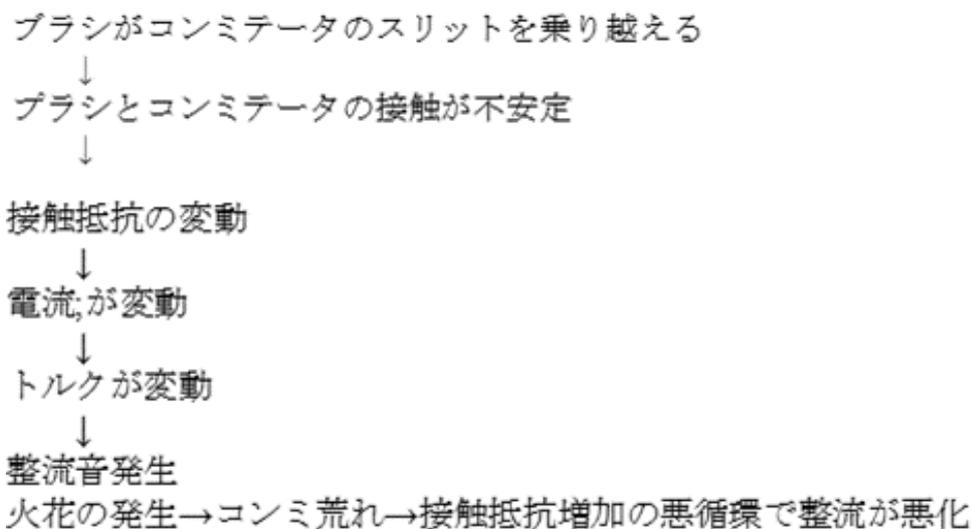
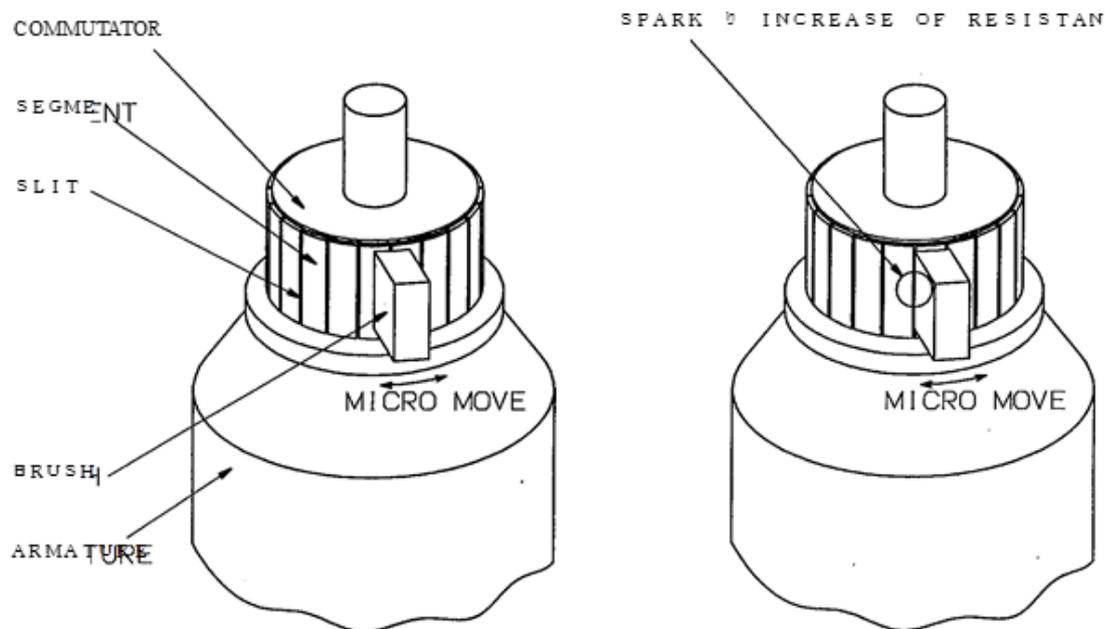


図 B-4 整流振動の発生メカニズム

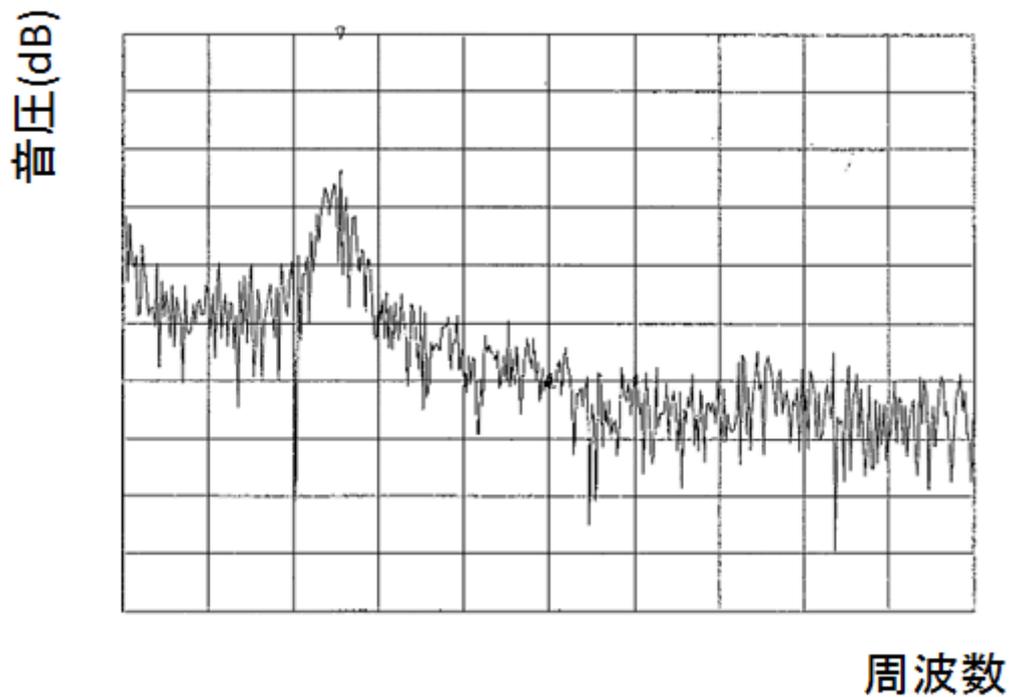


図 B-5 ブラシ対策前

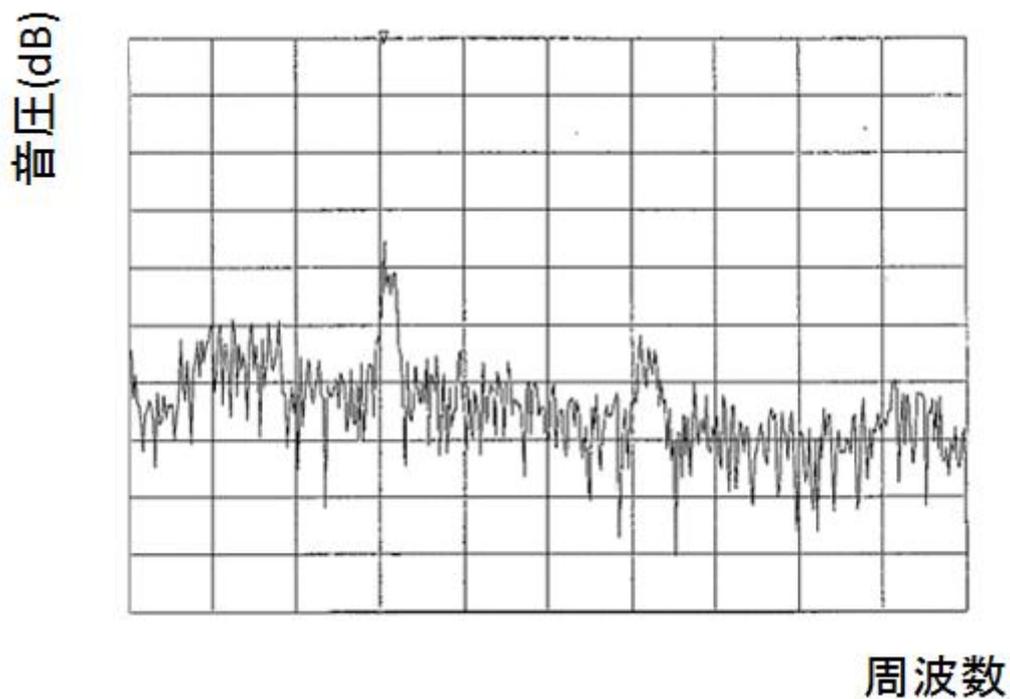


図 B-6 ブラシ対策後

### B. 2. 2 モータ作動音の低減

まず、モータ作動音のメカニズムを解明するために次数比解析を行った結果を図 B-7 に示す。次数比解析は、モータ回転数に対するモータ騒音のパワースペクトラムを 2 次元で示したものである。この手法では、騒音の原因についてモータ回転数起因なのかモータ構造の固有振動が問題なのか、仮説を立てる上で有効である。図で、

横軸に平行に強いパワーが観察されるのは、モータ構造の固有振動数が励起されたものと考えられる。また、モータ回転数に比例し観察される強いパワーは、モータ回転数に同期した騒音である。よって、次数比解析からモータ作動音の低減対策として振動源の振動を削減すべきか、固有振動モードの共振を抑えるべきかについての知見が得られる。図 B-8 にモータ騒音の特性要因を示すが、本解析により感度の高い要因を絞り込むことが可能になる。

モータ作動音低減に対して効果的な対策が行われた例を示す。図 B-7 の結果からは、特にモータヨークの円環モードとロータ軸の共振周波数に相当する共振モードでパワースペクトラムが強く現れていることがわかった。共振モードの特定は、FEM や実験モーダル解析により明らかにできる。ロータに関しては測定が困難であることから、有限要素法 (FEM) を用い、フロント側のベアリング支持方法を検討した例である。(図 B-9) また、図 B-10、図 B-11 は、円環モードの騒音を低減するため、ヨーク厚を上げた場合の効果を示したものである。本図からヨーク剛性を上げるにより負荷時の円環モードの異音ピーク値が低減できた。

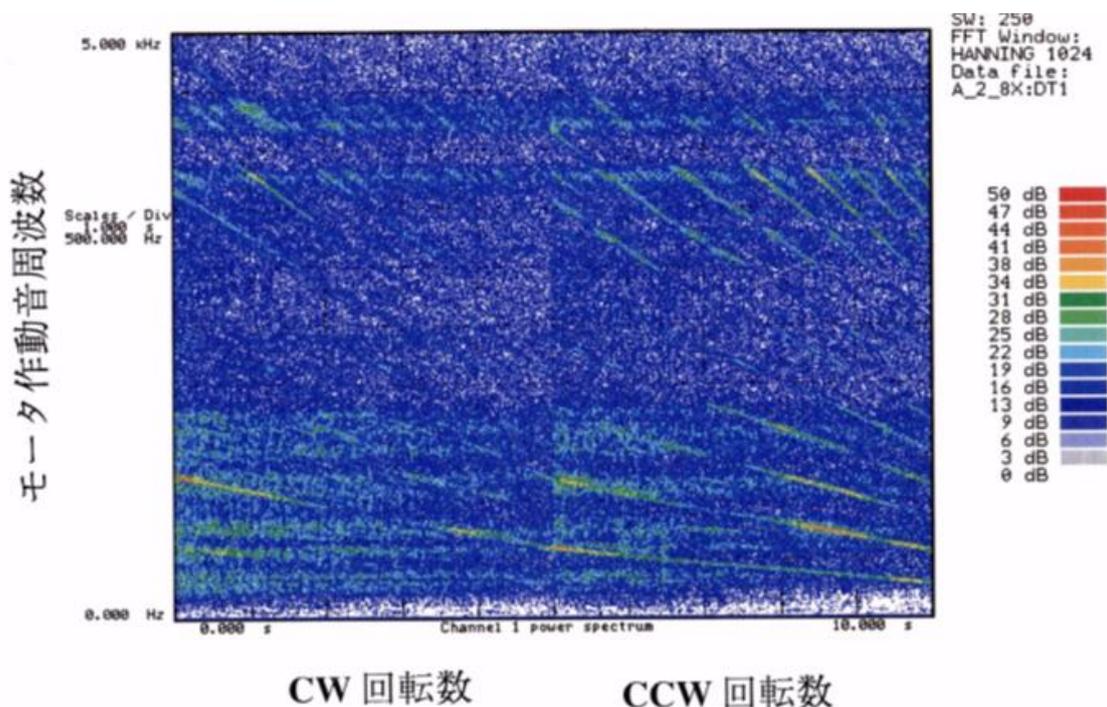


図 B-7 モータ作動音次数比解析例

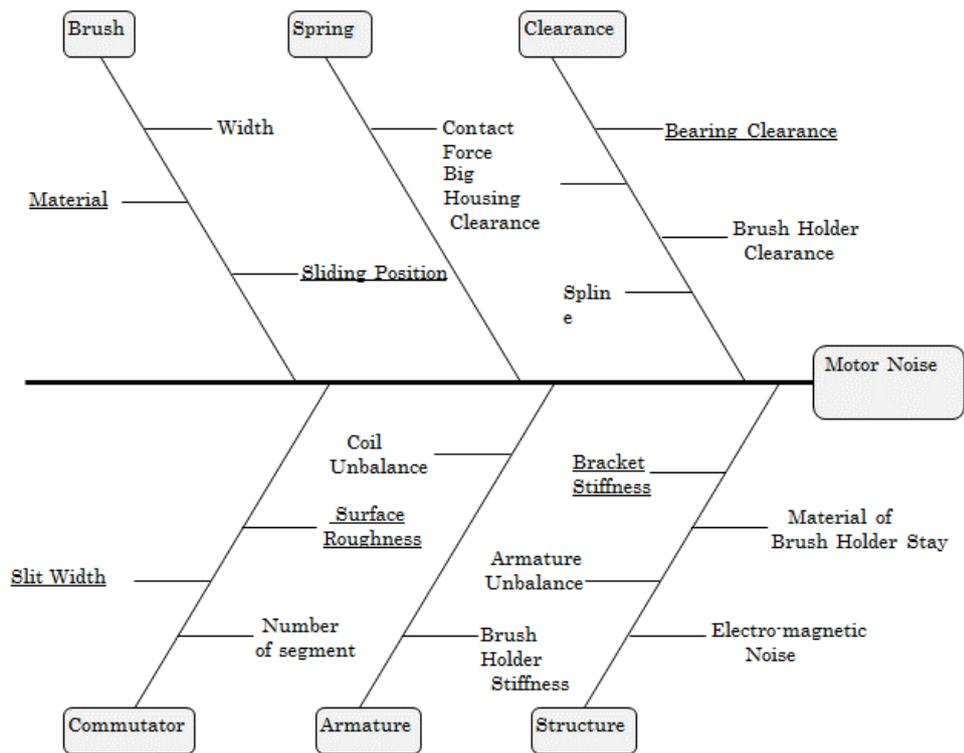


図 B-8 ブラシつきモータの騒音特性要因図

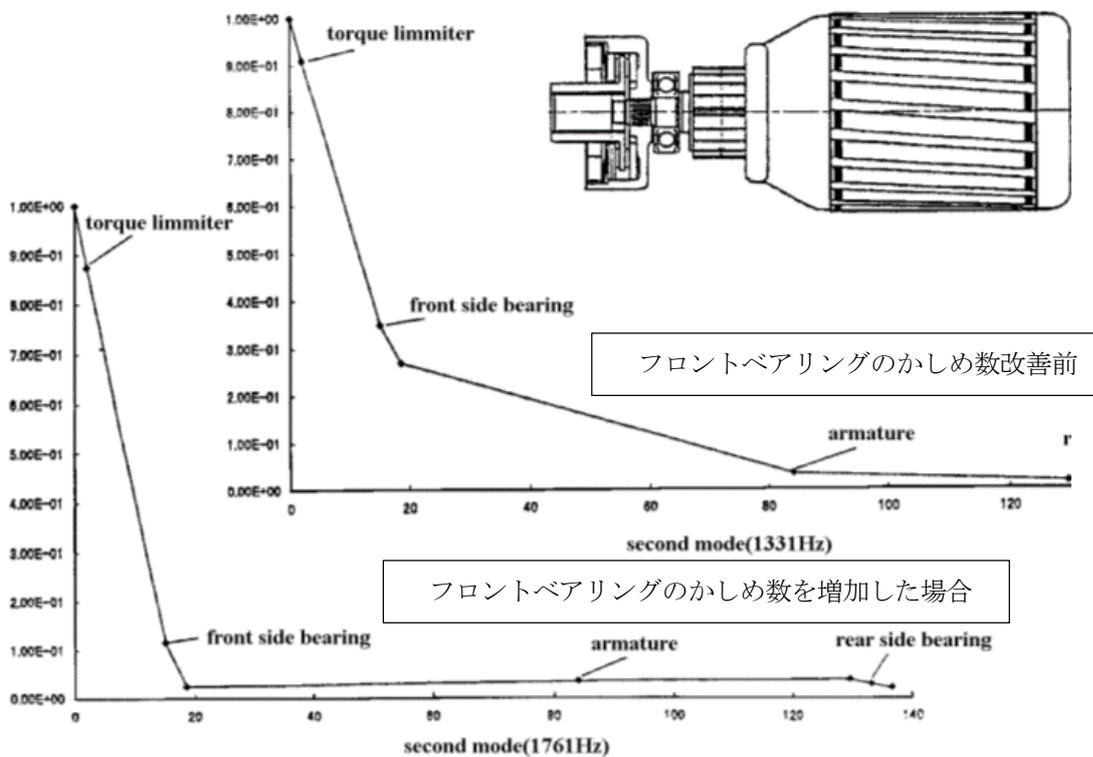


図 B-9 モーターロータ FEM 解析例

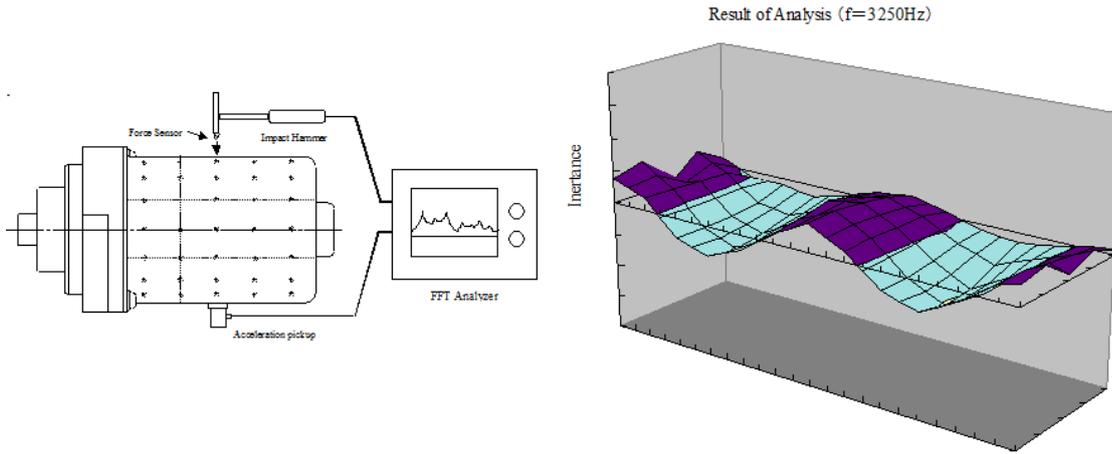


図 B-10 モータヨーク実験モデル解析例

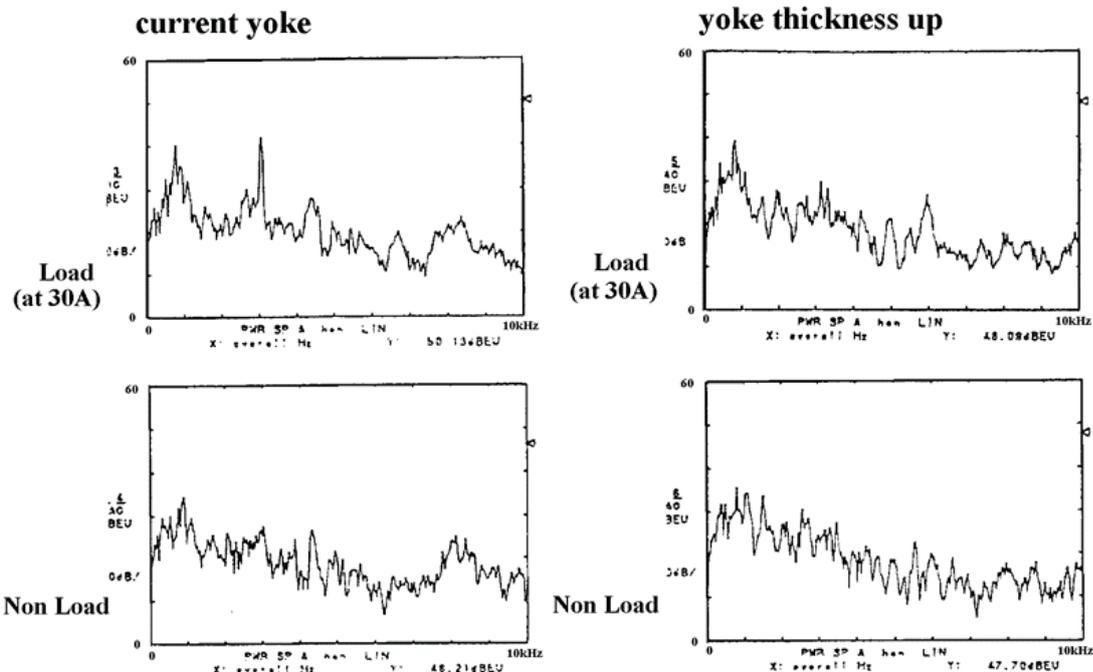


図 B-11 モータヨーク厚増加のモータ騒音に対する効果

### B.3 電流制御設計

電動パワーステアリングでは、モータをトルクアクチュエータとして用いるため、一般的なモータ制御では配慮しなくてもよい課題が生じる。その一例が、極低速でモータを回転させた場合に発生するブラシとコンミテータのリレー特性により発生するリミットサイクル振動に対する対応である。

このリミットサイクル振動は、運転者が、モータ整流がちょうど行われる操舵角で保舵すると発生する。

一般的にブラシモータの電流制御器として PI 制御器あるいは PID 制御器が用いられるが、こうした積分器を有する制御器を用いた場合、リレー特性を持つブラシ整流でリミットサイクル振動が増加してしまうことがある。リレー特性は、過去情報と将来の状態との因果性は低い。一方、積分器を有する制御器は、過去の状態量により次の制御値を決めるためリレー特性に対し不適切な制御量を出力する。この結果、リミットサイクル振動が発生すると考えられる。

よって、リミットサイクル振動を防ぐためには、現在の状態量で次の制御値を決める制御則であることが望ましい。そのためには積分器を用いないことが望ましいが、モータ電流に定常偏差が発生し、指令値とおりのモータ電流が得られないという問題が残る。

以上の問題に対し電流制御器に外乱オブザーバを用いたフィードバック制御器を用いることが有効と考えられる。外乱オブザーバを用いたフィードバック制御器では、積分器を有するものの、その過去情報蓄積量は外乱オブザーバのフィルタ時定数の範囲である。つまり、過去の状態に依存しにくい制御が可能であり、かつ問題となるレベルの定常偏差の発生防止が期待できる。(遠藤, 小林, 2005)

以下に本課題に対する外乱オブザーバとそのフィードバック制御器の設計方法である。

リミットサイクル振動の周波数に対し、 $Q(s) \approx 1$  となるように外乱オブザーバを設計することがポイントになる。つまり、リミットサイクル振動周波数は、制御器から見てインピーダンスがリミットサイクル振動周期で変動するように見えるので、インピーダンス変動とブラシの振動が制御可能な線形な関係にあるならば、リミットサイクル振動を低減できる可能性があるからである。よって、整流振動をモータのインピーダンス変動問題として捉えるならば、以下の式であらわされる。

$$\text{モータの基準となる電気的特性を } P_n = \frac{1}{L_n s + R_n}$$

$$\text{整流振動により変化する電気的特性を, } P = \frac{1}{Ls + R} \text{ とすると}$$

$$P(s) = P_n(s)(1 + \Delta(s)) \quad (\text{B-1})$$

$$\Delta(s) = \frac{(L_n - L)s + (R_n - R)}{Ls + R} \quad (\text{B-2})$$

ここで、式(B-2)で表すインピーダンス変動は、ブラシの機械的な振動に同期して発生すると考える。

図 B-12 は外乱オブザーバを用いたモータ電流制御器の構成である。本図において、 $K_e \omega$  はモータの逆起電圧、 $I_m$  は、モータ電流、 $V_m$  は、モータ端子間電圧である。そのため、この場合のモータ電流は、下記のようになる。

$$I_m(s) = \frac{P_n(s)}{\{1 - (1 - Q(s))(1 + \Delta(s))\}} V_m(s) - \frac{(1 - Q(s))P_n(s)}{\{1 - (1 - Q(s))(1 + \Delta(s))\}} K_e \omega(s) \quad (\text{B-3})$$

整流振動は、前述したように保舵状態で問題になる現象であり、モータは静止しているとみなせるから、

$$I_m(s) = \frac{P_n(s)}{\{1 - (1 - Q(s))(1 + \Delta(s))\}} V_m(s) \quad (\text{B-4})$$

で表される。

式(B-4)より  $\theta(s) \doteq 1$  のとき、 $i(s) \doteq P_n(s)V_m(s)$  となり、リミットサイクル振動の原因である整流時におけるインピーダンス変動の影響を抑制できることがわかる。

この  $\theta(s) \doteq 1$  の条件は、 $Q(s) = \frac{1}{T_1 s + 1}$  とするならば、整流振動周波数  $\omega_{BL}$  に対し  $\omega_{BL} \ll \frac{1}{T_1}$  とすること

である。また、フィードフォワード制御器を

$$G_F(s) = \frac{L_n s + R_n}{T_2 s + 1} \quad (\text{B-5})$$

と置く事により目標値応答特性は、

$$\frac{I_m(s)}{V_m(s)} \doteq \frac{1}{T_2s+1} \quad (\text{B-6})$$

となり、定常偏差の発生を防ぐことができる。

本電流制御器の効果を実験で検証したものが図 B-13 と図 B-14 である。実験では、整流振動の影響を評価するため、モータ位置をちょうど整流が行われる位置に置き、モータ電流が振動する様子を観察した。図 B-13 は、従来の PI 制御器による結果であり、電流が定常的に振動している様子が観察される。図 B-14 は、外乱オブザーバを用いた制御の結果である。リミットサイクル振動と考えられる振動は、完全に抑制されてはいないが、その振幅が減っており、かつ振動発生が間欠的になっている。よって、外乱オブザーバを用いた電流制御器が、整流で発生するリミットサイクル振動に対して効果を持つことが確認できた。

本例と同様に文献(Kurishige et al., 2001)では、本制御と同様に外乱オブザーバを用いてブラシの整流振動を防いでいる例を報告している。本例と異なる点は、外乱オブザーバ出力にハイパスフィルタを通してることである。この例でも、整流振動抑制に効果があることを報告している。

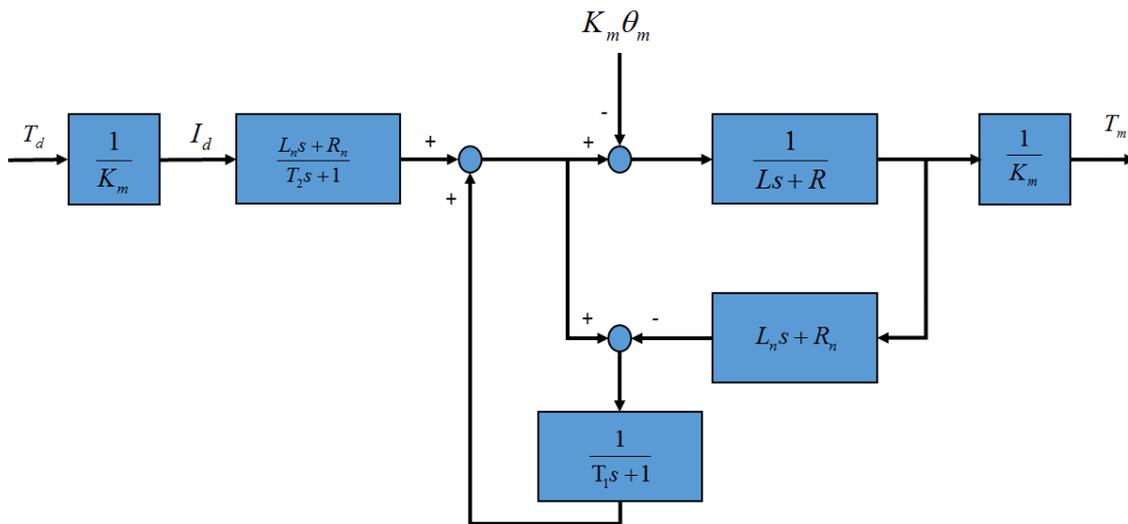


図 B-12 外乱オブザーバを用いたモータ電流制御

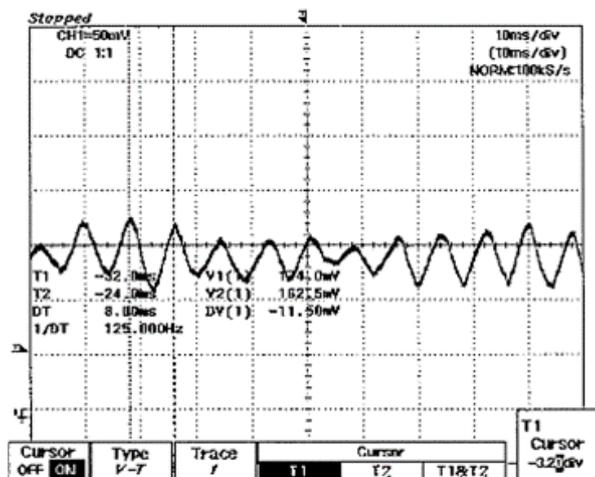


図 B-13 モータ整流振動 (PI 制御)

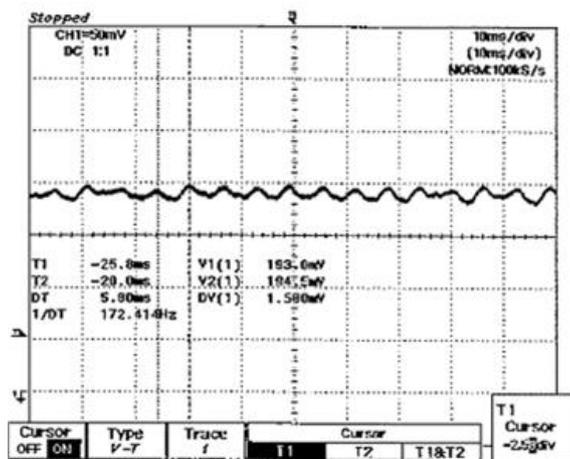


図 B-14 モータ整流振動（外乱オブザーバフィードバック）

#### B.4 モータ駆動制御設計

駆動技術で求められる要求仕様は、電源電圧の有効利用率を上げることと駆動回路の線形性、オーミックロスが減らすこと、デッドバンドの影響を抑えること、輻射ノイズを低く抑えることである。

ブラシつきモータでは、駆動回路にHブリッジが用いられる。このHブリッジの駆動方法には、図B-15に示すように3つの代表的な駆動方法がある。各方法についてを、電動パワーステアリングが求める要求性能の観点から比較したものを表B-1に示す。尚、表中の数字1, 2, 3は、要求性能に対する順序を示しており、1が最も良いとして表したものである。

表 B-2 代表的なHブリッジ駆動方法と電動パワーステアリング要求特性

	電圧有効利用率	デッドバンド	駆動回路損失	駆動特性の線形性	輻射ノイズ
タイプ1	1	1	1	3	1
タイプ2	2	3	2	2	2
タイプ3	3	2	2	1	3

まず、電圧有効利用率についてである。ブラシつきモータにおける電圧有効利用率は、PWM駆動に必要なデッドタイムの大きさが支配的である。よって、デッドタイムが大きくなるほど、電圧の有効利用率は下がる。タイプ1は、PWM駆動をしているFETが1つなので3タイプの中でデッドタイムにより利用できない電圧が最も少ない。

つぎにデッドバンドについてである。デッドバンドは、デッドタイムと駆動方法の関数になるが、タイプ1がもっとも少ない。駆動回路ロス、電流が流れる回路におけるインピーダンスの関数となる。タイプ1がもっとも小さい。以降の項で明らかにするが、モータインダクタンスに蓄えられたエネルギーは、タイプ1は、Hブリッジ内を回生するのに対し、タイプ2と3は、インピーダンスの高い電源側に回生されるからである。

駆動回路の線形性は、タイプ1がもっとも悪い。なぜならば回生電流が流れないモードがあるためである。

輻射ノイズは、同時にPWM駆動されるFETの数による。よって、タイプ1が最も良い。

以上のように表B-1を見る限り、タイプ1は、駆動特性の線形性を改善できるなら、電動パワーステアリングの要求特性に最も適合した駆動方法といえる。したがって、本研究では、タイプ1の線形性を改善する駆動方法を開発し駆動制御を行っている。これを以下に示す。

まず、タイプ1の駆動特性の非線形特性を改善するためには、タイプ1の駆動メカニズムを明らかにする必要がある。Hブリッジの駆動特性については、すでに多くの解析例があるが、デッドタイムの影響や駆動特性の非

線形を理解するためには、PWM 周期内における過渡応答特性を解明する必要がある。したがって、以下ではまずデッドタイムの影響が顕著なタイプ2で基本的な解析手法とその妥当性を示し (A)、それを基にタイプ1の特性とそのメカニズムを示す (B)。そして、タイプ1をベースとし、タイプ1が有する欠点である駆動特性の非線形性を改善する駆動方式を示す (C)。

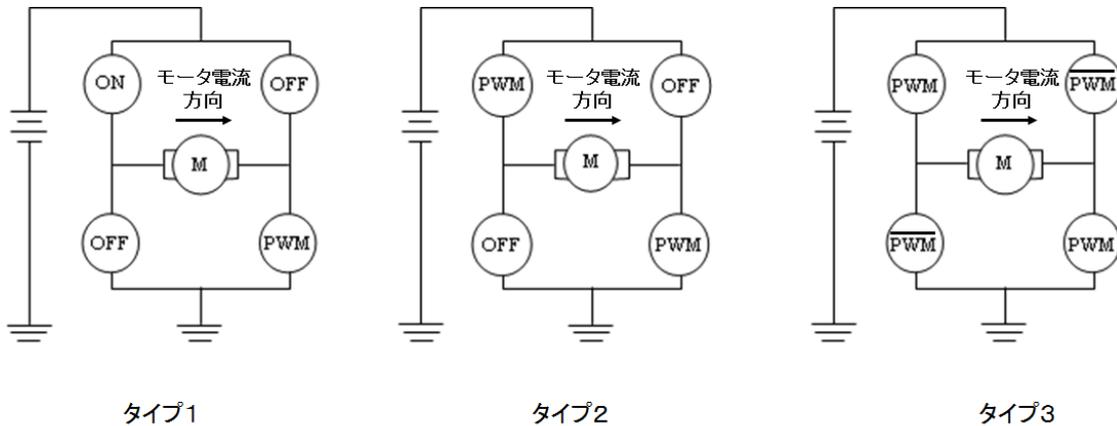


図 B-15 代表的な H ブリッジ駆動方法

#### B. 4. 1 PWM 駆動の基礎

ここでは、タイプ2をベンチマークとしてHブリッジ特性の基礎式を導く。

問題を単純化する為に片方向のみにトルク指令を与えた場合を考えると図 B-16 で示す等価回路となる。モータに流れる電流は、モータの端子間電圧  $V_M$  に対する過渡応答により求めることができる。ここでは、FET とダイオードの立ち上がり立ち下り時間は、スイッチング周波数の  $1/10$  以下であることから無視する。

以下に、PWM1 周期におけるモータ端子間電圧に対するモータ電流の過渡応答を求める。

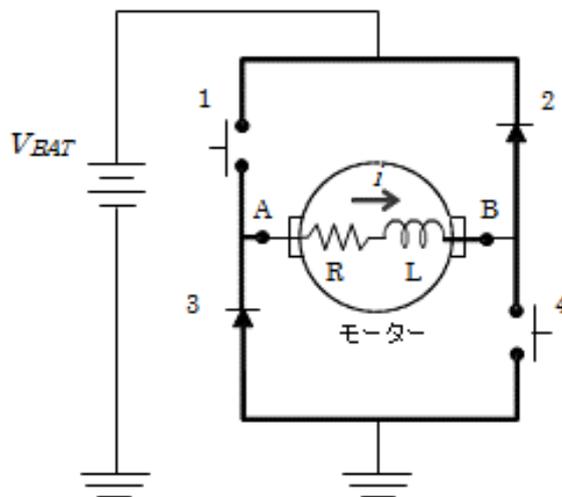


図 B-16 駆動回路の等価回路

#### A) FET1 と FET4 が ON とした場合のモータ電流の過渡応答

A 点の電圧を  $V_A$ 、B 点の電圧を  $V_B$  とすると

$$V_A = V_{BAT}, V_B = 0$$

ここで、モータ端子間電圧とモータ電流との関係は次式で与えられ

$$L \frac{di}{dt} + Ri = V_M \tag{B-7}$$

初期条件  $t=0$  の時の電流の過渡応答は、式(B-7)を解くことによって求まる。

(1)の両辺を微分

$$L \frac{d^2 i}{dt^2} + R \frac{di}{dt} = 0 \quad (\text{B-8})$$

(2)の一般解は

$$i(t) = c_0 e^0 + c_1 e^{-\frac{R}{L}t} = c_1 e^{-\frac{R}{L}t} + C_2 \quad (\text{B-9})$$

初期条件より

$$\begin{aligned} i(0) &= c_1 + c_2 = i_1 & c_2 &= -c_1 + i_1 \\ i(t) &= c_1 e^{-\frac{R}{L}t} - c_1 + i_1 \end{aligned} \quad (\text{B-10})$$

式(B-10)を式(B-7)に代入

$$\begin{aligned} L \frac{d}{dt} \left( c_1 e^{-\frac{R}{L}t} - c_1 + i_1 \right) + R \left( c_1 e^{-\frac{R}{L}t} - c_1 + i_1 \right) \\ = L \left( -\frac{R}{L} c_1 \right) e^{-\frac{R}{L}t} + R c_1 e^{-\frac{R}{L}t} - R c_1 + R i_1 \\ = R(i_1 - c_1) = V_M \\ c_1 = i_1 - \frac{V_M}{R} \end{aligned} \quad (\text{B-11})$$

よって、A)の場合のモータ電流の過渡応答は、式 (B-12) で求められる。

$$\begin{aligned} i(t) &= \left( i_1 - \frac{V_M}{R} \right) \left( e^{-\frac{R}{L}t} - 1 \right) + i_1 \\ &= \left( \frac{V_M}{R} - i_1 \right) \left( 1 - e^{-\frac{R}{L}t} \right) + i_1 \end{aligned} \quad (\text{B-12})$$

$$T = \frac{\Delta i}{\Delta t} = \frac{L}{R} \quad (\text{B-13})$$

### B) Duty ≤ 50% のときの場合 (図 B-17)

ここで、Duty ≤ 50% のときの電流の過渡応答について考察する。

検討を容易にする為、初期条件は  $t=0$ ,  $i=0$  とする。

$$Duty = \frac{ton}{ton + toff} \left( = \frac{ton}{ton + toff} \times 100(\%) \right) \quad (\text{B-14})$$

#### <STEP1> $t \leq ton$ のとき

式(B-12)において  $i_L = 0, V_M = V_{BAT}$  より

$$i(t) = \frac{V_{bat}}{R} \left( 1 - e^{-\frac{R}{L}t} \right) \quad (\text{B-15})$$

$ton \ll T$  より

$$i(t) \doteq \frac{V_{bat}}{R} \cdot T t \quad (\text{B-16})$$

で電流が変化する。

<STEP2>  $ton < t \leq t_1$

STEP1においてモータのインダクタンスに  $W_1 = \frac{1}{2} Li_{p1}^2$  のエネルギーが蓄えられる。

このエネルギーが消費されるまで  $i$  はダイオード 2,3 を通して上式より  $i=0$  となるまで電流は流れつづける。

この時の電流は式(B-12)と同様に与えられ

$$t = ton, i = ip_1$$

$$V_M = -V_{BAT}$$

よって

$$i(t) = \left( \frac{-V_{bat}}{R} - ip_1 \right) \left( T - e^{-\frac{R}{L}Lt - ton} \right) + ip_1 \quad (B-17)$$

ここで  $toff < T$  より

$$\frac{-V_{bat}}{R} - ip_1 \doteq -\frac{V_{bat}}{R} \quad (B-18)$$

$$i(t) \doteq -\frac{V_{bat}}{R} \cdot T \cdot (t - ton) + ip_1 \quad (B-19)$$

<STEP3>  $t_1 < t < ton + toff$

この時、インダクタンスに蓄えられたエネルギーは消費されダイオード 2,3 には電流は流れない。よって  $V_M = 0$  となる。

ここで、電流の立ち上り特性、立ち下り特性は、式(B-16)、式(B-19)よりほぼ同一であることより  $Duty \leq 50\%$ での電流値は次の様に求めることができる。

$$i = \frac{ip_1}{2} \cdot 2ton / (ton + toff) \quad (B-20)$$

$$= \frac{V_{bat}}{R} \cdot T \cdot ton \cdot Duty$$

$$= \frac{V_{bat}}{R} \cdot \frac{L}{R} \cdot \frac{Duty^2}{f} \quad (B-21)$$

式(B-21)から  $\frac{L}{R} \frac{Duty^2}{f} \ll 1$  より  $Duty \leq 50\%$ では小さな脈動電流が流れる。電動パワーステアリングで

は、数十ミリアンペアレベルの電流を制御していることから、この脈動電流の影響を無視できない。脈動電流を低減する工夫が必要になる。

C)  $Duty > 50\%$ の場合) (図 B-18)

つぎに  $Duty > 50\%$ のときについて考える。電流値は、増減を繰り返しながら徐々に増加しやがて定常となる。

<STEP1>  $T \leq ton$  のとき

初期条件は  $T=0, i=ip_1, V_M=V_{BAT}$

よって

$$\begin{aligned}
i(t) &= \left( \frac{V_{bat}}{R} - ip_1 \right) \left( 1 - e^{-\frac{R}{L}t} \right) + ip_1 \\
&\doteq \left( \frac{V_{bat}}{R} - ip_1 \right) \cdot T \cdot t + ip_1
\end{aligned} \tag{B-22}$$

<STEP2> ton < t < ton + toff のとき

初期条件は t = ton i = ip<sub>2</sub> V<sub>M</sub> = V<sub>BAT</sub>

よって

$$\begin{aligned}
i(t) &= \left( -\frac{V_{bat}}{R} - ip_2 \right) \left( 1 - e^{-\frac{R}{L}(t - ton)} \right) + ip_2 \\
&\doteq \left( -\frac{V_{bat}}{R} - ip_1 \right) \cdot T \cdot t + ip_1
\end{aligned} \tag{B-23}$$

#### D) 電流が平衡状態の場合(図 B-19)

STEP1 と STEP2 での電流変化量が一致した時、電流は平衡状態となる。

よって

$$\begin{aligned}
i(ton) &= \left( \frac{V_{bat}}{R} - ip_1 \right) \cdot T \cdot ton + ip_1 = ip_2 \\
i(ton) &= \left( \frac{V_{bat}}{R} - ip_1 \right) \cdot T \cdot ton + ip_1 = ip_2 \\
(T^2 ton toff - T toff - T ton) ip_1 + \frac{V_{bat}}{R} (-toff - T^2 ton + T ton) &= 0
\end{aligned} \tag{B-24}$$

上式を連立して解くと、

ここで T<sup>2</sup>ton toff << T toff < T ton より

$$\begin{aligned}
(ton + toff) ip_1 &= \frac{V_{bat}}{R} (ton - toff) \\
ip_1 &= \frac{ton - toff}{ton + toff} - \frac{V_{bat}}{R} \\
&= \{Duty - |1 - Duty|\} \cdot \frac{V_{bat}}{R} = (2Duty - 1) \frac{V_{bat}}{R}
\end{aligned} \tag{B-25}$$

#### E) 駆動特性とその妥当性

以上の結果を実験により検証を行う。

Duty v. s I の測定結果と上記計算結果の比較を行った。

結果を図 B-20 に示す。実験結果と理論値は良く一致しこの検討が妥当であることが示された。ここで、デッドバンドとして扱われてきた部分は、電流が流れていることがわかる。この結果、Duty をデッドバンドに相当する Duty をオフセットし補償するとオフセット電流が流れることがわかる。この事実は、今後駆動回路のデッドバンドの補償を考えていく上で重要である。

以上の解析を応用すれば、タイプ 1 やタイプ 3 の Duty に対する電流特性を求めることができる。

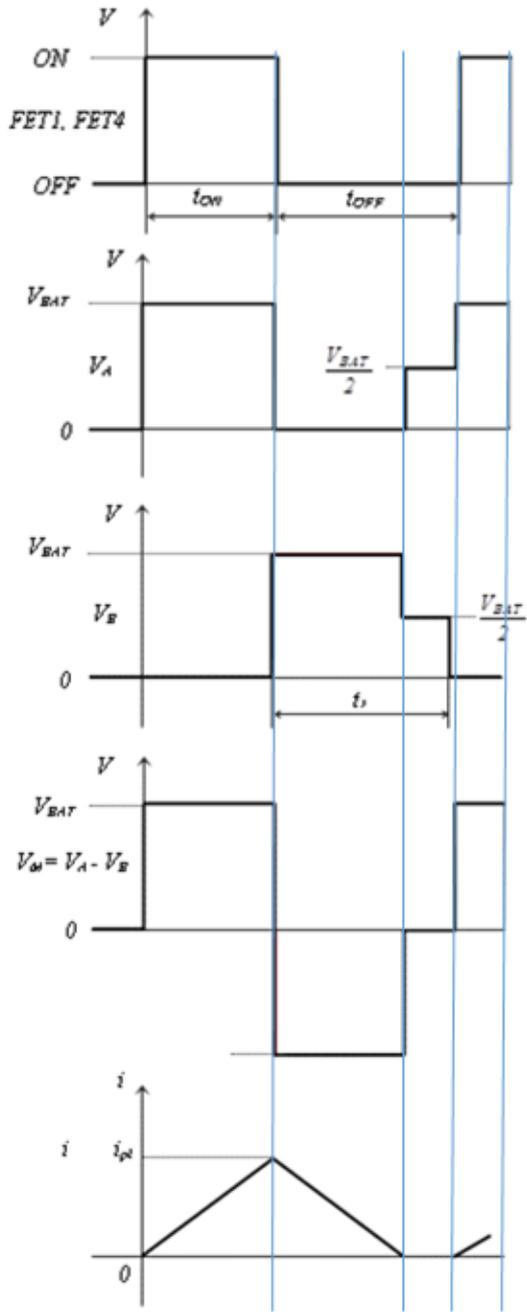


図 B-17 駆動電圧とモータ電流の関係 1

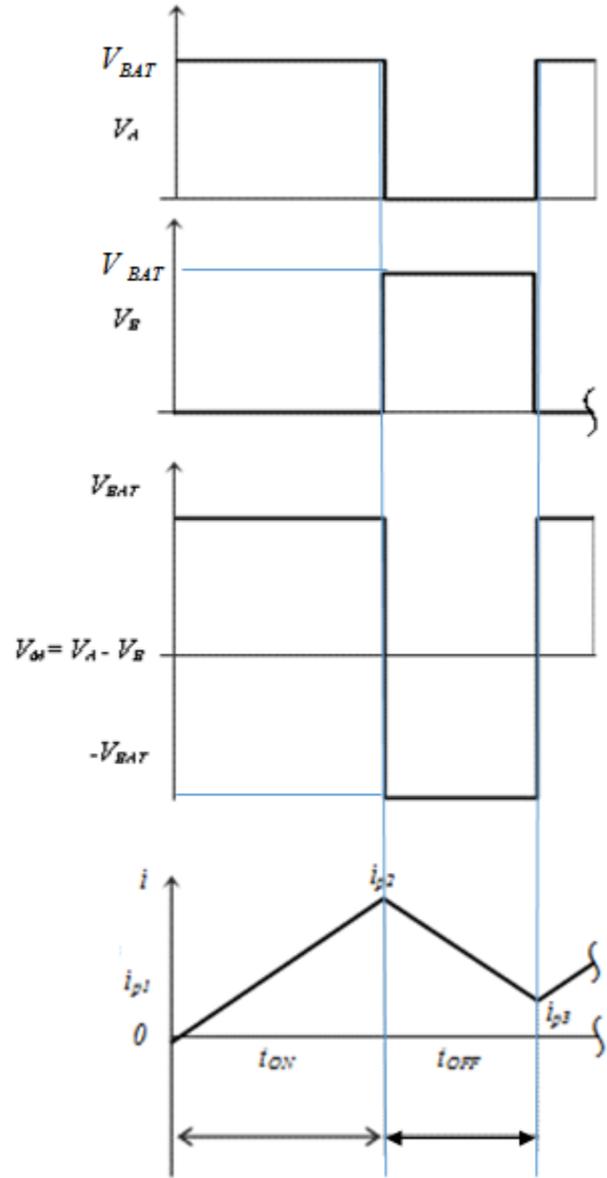


図 B-18 駆動電圧とモータ電流の関係 2

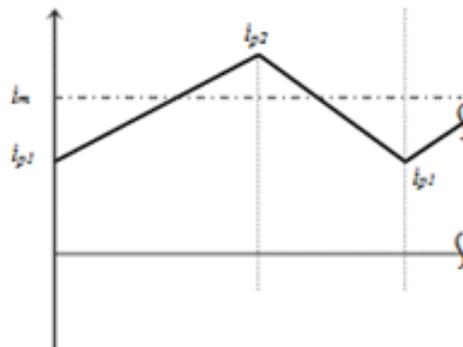


図 B-19 電流平衡状態

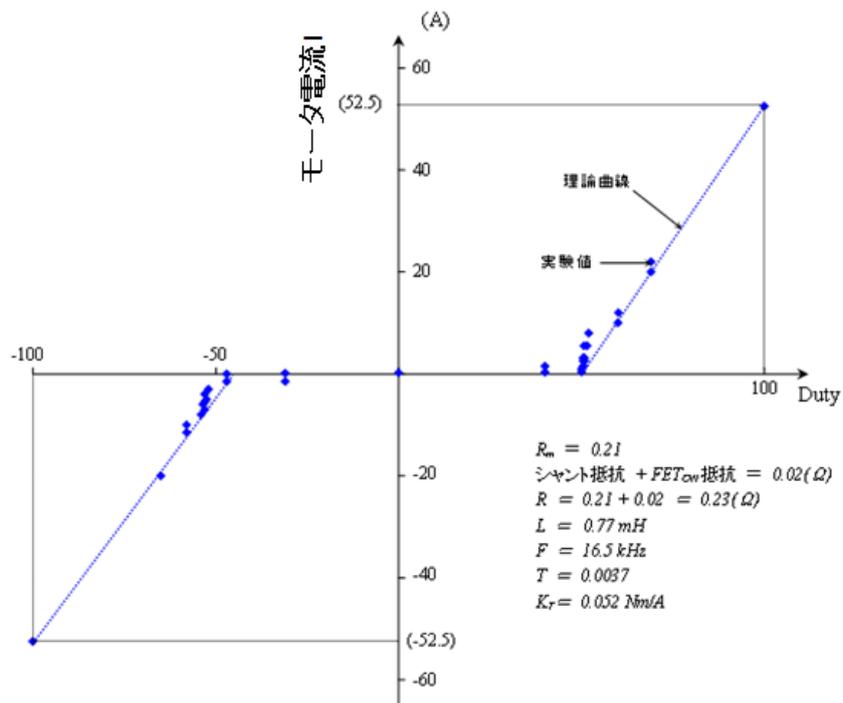


図 B-20 駆動特性検証結果

#### B.4.2 タイプ1の駆動特性

ここでは、タイプ1の駆動特性を明らかにする。表B-1に示したように、電源電圧の有効利用率の点ではタイプ1の駆動方法が最も良い。図B-21にタイプ①の駆動特性を示す。図B-21に示すようにDutyを横軸に電流を縦軸とした2次元グラフで、モータ逆起電力が働いた場合には第2象限と第4象限に電流が流れないという問題がある。なぜなら、タイプ1ではHブリッジ内に回生電流が流れる。しかし、モータの逆起電圧が電流方向を支配する第2象限、第4象限では、フライホイールダイオードの方向性と逆方向に電位が働くため、インピーダンスが高く電流が流れない。

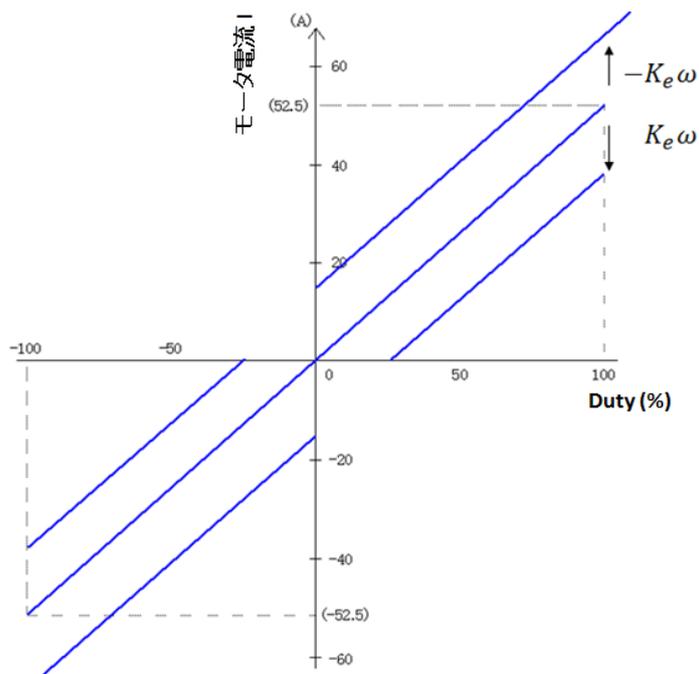


図 B-21 タイプ1のDutyに対する電流特性

### B.4.3 タイプ1をベースにした電源電圧を有効活用する駆動方法

ここでは、タイプ1を応用し逆起電力が働いても第2象限、第4象限に電流が流れず電流が不連続にならない駆動方法を検討する(遠藤他, 2004)。タイプ1の駆動方法を用いる限り、第2象限と第4象限に電流を流すことはできない。以下では、Duty が小さい領域でのみ上段FETを下段FETのDutyの関数で駆動することで、逆起電圧が働く場合でも第2象限、第4象限を用いることなく、Dutyに対する電流特性が連続となる駆動方法を考える。

#### A) Duty1とDuty2を異なったDuty比で駆動した時の理論式の導出

Duty2をDuty1のどの様な関数で与えれば良いのか検討すべくDuty1とDuty2を異なったDuty比で駆動した時の理論式を導く。

Duty1 ≤ Duty2とした時のFET1, FET2のタイミングチャート及び $V_A$ ,  $V_V$ ,  $V_M$ ,  $i$ の波形を図B-22に示す。

図のIの状態より $ip_2$ を算出すると

$$ip_2 = \left( \frac{V_{bat} - k_T \omega}{R} - ip_1 \right) \cdot T \cdot ton + ip_1 \quad (B-26)$$

図のIIの状態より $ip_3$ を算出すると

$$ip_3 = \left( \frac{-k_T \omega}{R} - ip_2 \right) \cdot T \cdot \Delta + ip_2 \quad (B-27)$$

図のIIIの状態より $ip_4$ を算出すると

$$ip_4 = \left( \frac{V_{bat} + k_T \omega}{R} - ip_3 \right) \cdot T \cdot toff + ip_3 \quad (B-28)$$

$$\begin{aligned} ip_4 &= \left( \frac{V_{bat} + k_T \omega}{R} - ip_3 \right) \cdot T \cdot toff + ip_3 \\ &= \left\{ \frac{V_{bat} + k_T \omega}{R} - \left( \frac{k_T \omega}{R} - ip_2 \right) \cdot T \cdot \Delta - ip_2 \right\} \cdot T \cdot toff - \left( \frac{-k_T \omega}{R} - ip_2 \right) \cdot T \cdot \Delta + ip_2 \end{aligned} \quad (B-29)$$

$$\approx \left\{ \frac{V_{bat} + k_T \omega}{R} + \frac{k_T \omega}{R} \cdot T \cdot \Delta + T \cdot \Delta + ip_2 \right\} \cdot T \cdot toff - \frac{k_T \omega}{R} \cdot T \cdot \Delta - T \cdot \Delta - ip_2 + ip_2$$

$$\frac{V_{bat}}{R} \cdot T \cdot (ton - toff) - \frac{k_T \omega}{R} \cdot T \cdot (toff + \Delta + ton) - (toff + \Delta - ton) \cdot T \cdot ip_1 = 0 \quad (B-30)$$

$$ip_1 = \frac{ton - toff}{ton + \Delta + toff} \cdot \frac{V_{bat}}{R} - \frac{K_T \omega}{R} \quad (B-31)$$

ここで、 $Duty = ton / T_{pwm}$

$T_{pwm}$  : PWMの周期

$$\therefore ton = T_{pwm} \cdot Duty1$$

$$Duty2 = (ton + \Delta) / T_{pwm}$$

$$ton + \Delta = T_{pwm} \cdot Duty2$$

$$toff = T_{pwm} - ton - \Delta$$

とすると、

$$\begin{aligned} ip_2 &= \frac{T_{pwm} \cdot Duty1 - T_{pwm} + ton + \Delta}{T_{pwm}} \cdot \frac{V_{bat}}{R} - \frac{K_T \omega}{R} \\ &= \frac{T_{pwm}(Duty1 + Duty2 - 1)}{T_{pwm}} \cdot \frac{V_{bat}}{R} - \frac{K_T \omega}{R} \end{aligned} \quad (B-32)$$

$$I = ip_1 = (Duty1 + Duty2 - 1) \cdot \frac{V_{bat}}{R} - \frac{K_T \omega}{R} \quad (B-33)$$

平衡状態では、PWMによる電流リップルは十分に小さいと考えられる為、Iの理論式は

$$I = \frac{V_{bat}}{R} \cdot Duty1 - \frac{K_T \omega}{R} \quad (B-34)$$

電流が連続であるための条件は、

$$\begin{aligned} \text{初期条件) } & Duty1 = \gamma \text{ のとき } & Duty2 = 1 \quad (100\%) \\ & Duty1 = 0 \text{ のとき } & I = 0 \end{aligned}$$

その中間を線形で補間する  $Duty2$  を下式で仮定する.

$$Duty2 = a \cdot Duty1 + b$$

$$\begin{aligned} I &= (Duty1 + a \cdot Duty1 + b - 1) \cdot \frac{V_{bat}}{R} - \frac{K_T \omega}{R} \\ &= \{(1+a)Duty1 + b - a\} \cdot \frac{V_{bat}}{R} - \frac{K_T \omega}{R} \\ &= \frac{V_{bat}}{R} \cdot (1+a)Duty1 + (b-1) \cdot \frac{V_{bat}}{R} - \frac{K_T \omega}{R} \end{aligned}$$

初期条件より

$$\begin{aligned} a \cdot \gamma + b &= 1 \\ \therefore a\gamma &= 1 - b \end{aligned}$$

$$I = \frac{V_{bat}}{R} \cdot (1+a) \cdot Duty1 - a\gamma \frac{V_{bat}}{R} - \frac{K_T \omega}{R} \quad (B-35)$$

式(B-35)は、

傾き  $(1+a)$ 、

$$\text{切片 } \left( -a\gamma \frac{V_{bat}}{R} - \frac{K_T \omega}{R} \right)$$

の一次式である。

ここで、以下の条件の成り立つハンドル戻り時のモータ角速度を想定した変数  $\omega_{ret}$  を定義すると、モータ角速度の関数でデッドバンドのない特性が得られる。尚、 $\omega_{ret}$  はハンドル戻り時のモータ角速度であるため、 $\omega_{ret} < 0$  である。

$\omega = \omega_{ret}$  において  $Duty1 = 0$  で  $I = 0$  なので、

$$-a\gamma \frac{V_{bat}}{R} - \frac{K_T \omega_{ret}}{R} = 0 \quad (B-36)$$

$$a = \frac{K_T \omega_{ret}}{\gamma V_{bat}} \quad b = 1 + \frac{K_T \omega_{ret}}{V_{bat}} \quad (B-37)$$

以上より

$$\begin{aligned}
 I &= \frac{V_{bat}}{R} \cdot \left( 1 + \frac{K_T \omega_{ret}}{\gamma V_{bat}} \right) \cdot Duty1 + \frac{K_T \omega_{ret}}{V_{bat}} - \frac{V_{bat}}{R} - \frac{K_T \omega}{R} \\
 &= \frac{V_{bat}}{R} \cdot \left( 1 + \frac{k_T \omega_{ret}}{\gamma V_{bat}} \right) \cdot Duty1 + \frac{k_T}{R} (\omega_{ret} - \omega),
 \end{aligned}
 \tag{B-39}$$

### B) 駆動特性

式 (B-39) をグラフに表したものが、図 B-23 である。

以上の検討より、 $\gamma$  を決め、 $\omega_{ret}$  の値をモータ角速度  $\omega$  により与えれば Duty2 は算出でき、デッドバンドを常に必要最小な状態におけることがわかる。つまり、Duty 対モータ電流特性の第 2 象限と第 4 象限を用いることなく、かつデッドバンドを必要最小な状態にする駆動制御が可能になることが導かれる。

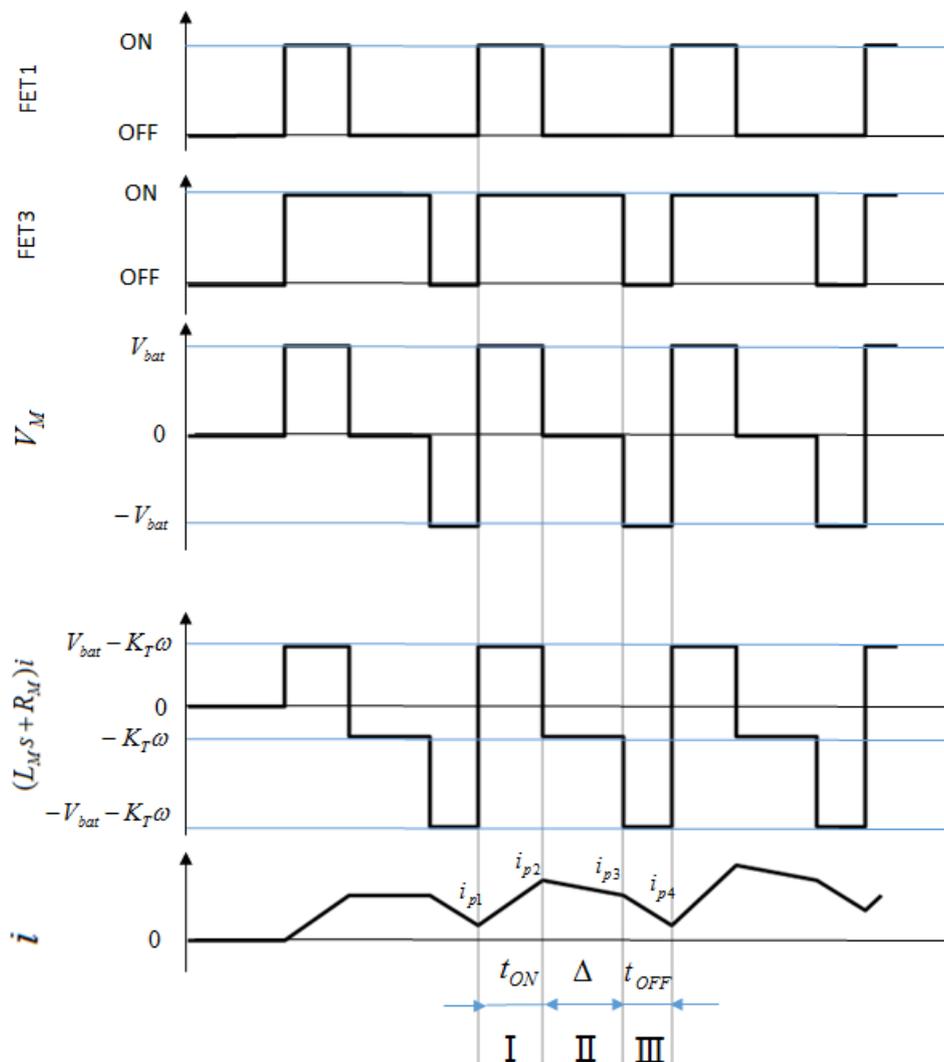


図 B-22 本駆動方法における駆動電圧とモータ電流の関係

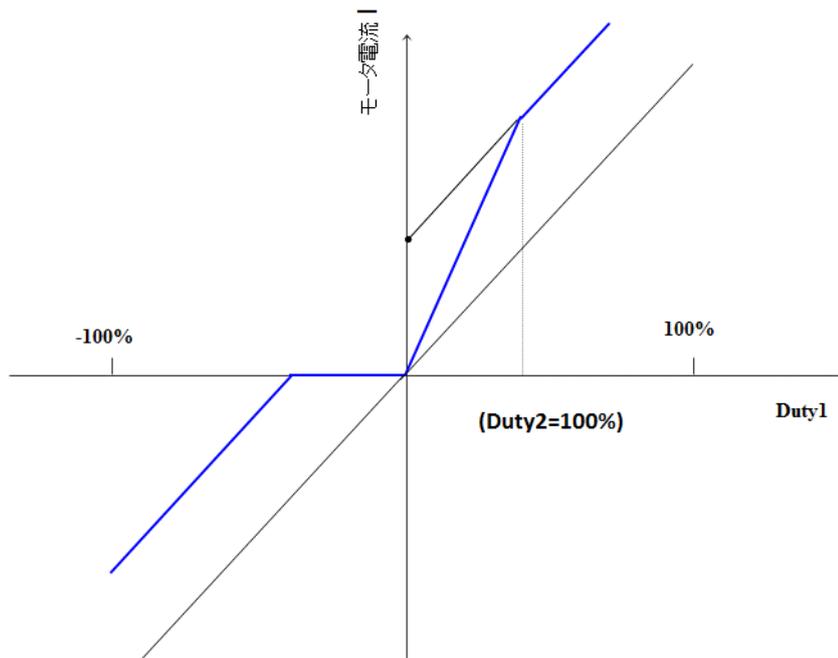


図 B-23 本駆動方法の Duty に対するモータ電流特性

## B.5 まとめ

本付録では、EPS が初めて導入された時点のブラシつきモータ設計技術について述べた。ここで示した問題と技術は、現在では本稿第 7 章で示したブラシレスモータ設計技術によって解決されている。

ブラシつきモータの場合は、本付録で示したように本質的に高出力化と低トルクリップルの設計トレードオフの問題があるため、小型車向けの用途に限定して用いている。その設計前提を示すことで EPS 用モータ制御技術の発展の参考になる可能性があるため、付録とした。

## B.6 文献

- 遠藤修司, 陳慧, EPS 装置の制御装置, 特許 3298006 号 (2002)
- 遠藤修司, EPS 用ブラシレスモータの開発動向と実際, モータ技術シンポジウム, C-1-2 (2004).
- 遠藤修司, 小林秀行, 陳慧, EPS 装置の制御装置, 特許 3525681 号 (2004)
- 遠藤修司, 小林秀行, 板倉裕輔, EPS 装置の制御装置, 特許 3562040 号 (2004)
- 遠藤修司, 高橋稔, 宮沢靖, 電動パワーステアリング装置, 特許 3666245 号 (2005)
- 遠藤修司, 小林秀行, 電動パワーステアリングの制御装置, 特許第 3740852 号 (2005)
- 広瀬利男, 自動車用スタータ用ブラシの接触電圧降下および摩耗特性, 日立評論, Vol.53, No.3(1971), pp.59-64
- 小林秀行, 遠藤修司, 板倉裕輔, EPS 装置の制御装置, 特許 3533782 号 (2004)
- Kurishige, M., Fukusumi, K., Inoue, N., Kifuku, T., Otagaki, S., A New Electric Current Control Strategy for EPS Motors, SAE 2001 World Congress (2001), 2001-01-0484
- Tanaka, T., Daikoku, A., Imagi, A., Yoshikuwa, Y., An Advanced Electrical Power Steering Motor, Steering and Suspension Technology Symposium 2000, SAE (2000), SP-1519
- Tanaka, T., Daikoku, A., Imagi, A., Yoshikuwa, Y., An Advanced Electrical Power Steering Motor (2), Steering and Suspension Technology Symposium 2001, SAE (2001), SP-1597

## 謝 辞

本研究をまとめるにあたり、多忙の中、終始ご親切なご指導を賜った東京大学教授 堀洋一博士に深く感謝申し上げます。本稿執筆の過程では多くの困難がありましたが、折に触れ激励をいただきました。さらに、本研究の基礎を成す電動パワーステアリングの制御理論は、1990年に University of California, Berkeley 校教授 富塚誠義博士の研究室で一緒にいた際に、堀洋一博士から頂いた助言がきっかけであったことを付記させていただきます。

また、審査において、親切なご指摘を下さいました東京大学教授 大崎博之博士、東京大学教授 古関隆章博士、東京大学准教授 馬場旬平博士、東京大学准教授 藤本博志博士、東京大学准教授 小竹元基博士の各先生方に心から感謝申し上げます。本研究の執筆にあたっては製品開発成果を研究論文にまとめる難しさがありましたが、克服するための貴重なご意見を頂戴しました。

University of California, Berkeley 校教授 富塚誠義博士には、制御理論や工学的な問題解決方法についてのご指導を賜り、筆者が電動パワーステアリングの製品開発を進めるうえで貴重な資産になりました。この場をお借りし感謝の意を表したいと思います。

また、論文原稿作成方法についての具体的なアドバイスを下さった東京農工大学副学長 堤正臣博士に深く感謝の意を表します。筆者の学部時代にご指導くださった縁で貴重なお時間を割いていただきました。

また、筆者の大学と会社の先輩である柴崎弘博士には、忙しいお時間の合間に本稿の校閲をしていただきました。深謝申し上げます。

また、本研究と論文執筆の機会をいただきました日本精工株式会社に感謝申し上げます。前述のように University of California, Berkeley 校教授 富塚誠義博士の元で Visiting Industrial Fellow として学ぶ機会を得たことが、本研究が示す電動パワーステアリング技術を発展するきっかけとなりました。この機会を作って下さった元日本精工株式会社専務 頼峰雄様に感謝いたします。また、帰国後、電動パワーステアリングの製品開発を自由に行う環境を与えてくださり、本研究をまとめることを勧めてくださった元日本精工株式会社専務 庄司雅夫様に感謝いたします。

最後に、筆者の研究および本稿の執筆活動に理解を示し、かつ博士学位取得経験の先輩としてアドバイスと生活上のサポートをしてくれた妻の知佐に感謝の意を表したいと思います。あるとき、自宅の机の前に貼ってあった「書かなければ始まりません」という戒めは、今や私の座右の銘となりました。

## 研 究 業 績

### 学会誌論文

- Endo, S., Kobayashi, H., Kempf, C., Kobayashi, S., Tomizuka, M. and Hori, Y., Robust Digital Tracking Controller Design for High Speed Positioning Systems, A Journal of IFAC the International Federation of Automatic Control, Vol.4, No.4 (1996), pp527-536.
- 遠藤修司, 電動パワーステアリングを用いた操舵運転負荷軽減に関する研究, 日本機械学会論文集, Vol. 82, No. 837 (2016), DOI: 10.1299/transjsme.16-00026.
- 遠藤修司, 操舵運転負荷軽減に貢献するステアリング機構特性を補償する EPS 制御設計方法, 日本機械学会論文集 (査読中).
- 遠藤修司, 堀洋一, 外乱オブザーバを用いた電動パワーステアリングの外乱感度設計方法の研究, 日本機械学会論文集 (査読中).
- Endo, S., Electrical Power Steering Functions for Electric Vehicle Applications, International Journal of Automotive Engineering (Reviewing).

### 共著論文)

- Ito, Y., Itoh, S., Endo, S., Iwata, K., Effects of Bolt Pocket Configuration on Joint Stiffness and Interface Pressure Distribution, CIRP Annals-Manufacturing Technology, Vol.37, issue1 (1988), pp351-354.

### 国際会議発表論文

- Endo, S., Tomizuka, M., Hori, Y., Robust Digital Tracking Controller Design for High Speed Positioning System, Proceedings of the 1993 American Control Conference, Vol.3 (1993), pp.2492-2500.
- Endo, S., Kobayashi, H., Yoshida, Y., Kobayashi, S., Tomizuka, M., Hori, Y., Robust Digital Tracking Controller Design for Two Dimensional High Speed Positioning System, Proceedings of the 3<sup>rd</sup> International Workshop on Advanced Motion Control, Vol.1(1994), pp.643-648.
- Kobayashi, H., Endo, S., Kobayashi, S., Kempf, C., Robust digital tracking controller design for high-speed positioning systems-a new design approach and implementation techniques, Proceedings of the 4<sup>th</sup> International Workshop on Advanced Motion Control, Vol.1(1996), pp65-70.
- Endo, S., Electrical Power Steering System Design for Road Information Sensitivity, AACHEN COLLOQUIUM, Automobile and Engine Technology, Vol.2 (2000), pp1107 -1113.
- Endo, S., Electrical Power Steering Functions for Electric Vehicle Application, EVTeC 2016, (2016)

### 大会論文

- 遠藤修司, 堤正臣, 阿武芳郎, すべり摺動面のスティックスリップ特性, 精密工学会秋季大会(1988)
- 大須賀公一, 遠藤修司, 富塚誠義, ダイレクトドライブアーム (UCB-Arm) の基底パラメータ同定, 自動制御連合講演会前刷, 巻 35 (1992), pp283-286
- 大須賀公一, 遠藤修司, 富塚誠義, 小野敏郎, 前田浩一, メカニカルシステムのパラメータ同定 センサ動特性の補償について, 日本機械学会機械力学・計測制御部門講演会論文集, 号 A (1993), pp506-509
- 遠藤修司, 小林秀行, 吉田裕一, 小林誠一, 富塚誠義, 高速 X-Y テーブル用ロバストトラッキングコントローラの開発, 日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス講演会講演論文集, 巻 1994-A (1994), pp47-52

### その他

- 遠藤修司, 小林秀行, EPS 制御技術, NSK technical journal, 676 号 (2003), pp55-60.
- 坂口徹, 遠藤修司, EPS 用高出力ブラシレス DC モータの開発, NSK technical journal, 682 号 (2007), pp33-41
- 遠藤修司, 電動パワーステアリングの制御技術, No.00-33 日本機械学会講習会「自動車のセンサー・アクチュエータ技術」(2000)

遠藤修司, 電動パワーステアリング用ブラシレスモータの開発動向と実際, C1,自動車用ブラシレスモータの最新技術, モータ技術シンポジウム (2004)