

ドライバ操作とアシストシステム間の相互作用を  
考慮したステアリング操作モデルの構築と  
アシストシステムの設計

Construction of Steering Operation Model and  
Design of Assist System in Consideration of  
Interaction between Driver Operation and Assist  
System

早稲田大学大学院 先進理工学研究科

電気・情報生命専攻 アドバンス制御研究

清水駿

Shun SHIMIZU

2016年2月



# 目次

第 1 章	序論	1
1.1	研究概要 . . . . .	1
1.2	論文の構成 . . . . .	4
第 2 章	車両運動制御系	8
2.1	車両運動制御系の概要 . . . . .	8
2.2	ステアリング操作モデル構築に用いる車両運動制御系 . . . . .	10
2.3	アシストシステム設計に用いる車両運動制御系 . . . . .	12
2.4	LPV システム $P(V)$ のモデリング . . . . .	12
第 3 章	ステアリング操作モデルの構築	18
3.1	モデリング方針 . . . . .	18
3.2	一般化プラント . . . . .	19
3.3	ステアリング操作モデルの構築 . . . . .	20
3.4	ドライバ個人差の導入 . . . . .	25
3.5	数値シミュレーション . . . . .	26
3.5.1	シミュレーション概要 . . . . .	26
3.5.2	シミュレーション条件 . . . . .	26

---

3.5.3	シングルレーンチェンジシミュレーション . . . . .	27
3.5.4	ダブルレーンチェンジシミュレーション . . . . .	30
第 4 章	相互作用を考慮したステアリング操作モデルの構築とアシストシステム の設計	32
4.1	構築および設計方針 . . . . .	32
4.2	一般化プラント . . . . .	33
4.3	反復法による構築および設計 . . . . .	36
4.4	ゲインスケジューリングによる $K(F, V)$ と $F(K, V)$ の実現 . . . . .	38
4.5	シミュレーション . . . . .	39
4.5.1	シミュレーション概要 . . . . .	39
4.5.2	シミュレーション条件 . . . . .	40
4.5.3	一定速度におけるシングルレーンチェンジシミュレーション . . . . .	41
4.5.4	速度変化を伴うシングルレーンチェンジシミュレーション . . . . .	42
4.5.5	目標コースがドライバとアシストシステムで異なる場合のシング ルレーンチェンジシミュレーション . . . . .	43
第 5 章	結論	47
付録 A	車両モデルの物理パラメータ	49
付録 B	位置予測モデル	50
B.1	位置予測モデル . . . . .	50
B.2	予測位置とコースの偏差 . . . . .	52
B.2.1	コース . . . . .	52

---

B.2.2	一般的な場合 . . . . .	52
B.2.3	コースが直線の場合 . . . . .	53
B.2.4	コースが円弧の場合 . . . . .	55
付録 C	制御器設計に用いる基礎事項	58
C.1	$L_2$ ノルムおよび $H_\infty$ ノルム . . . . .	58
C.2	合同変換 . . . . .	59
C.3	Schur complement . . . . .	60
C.4	有界実補題 . . . . .	61
C.4.1	線形行列不等式 (LMI) の導出 . . . . .	61
C.4.2	パラメータ依存 LMI の導出 . . . . .	62
付録 D	目標コースの算出	64
参考文献		67
謝辞		72
業績一覧		73

# 目次

2.1	Shared control system . . . . .	9
2.2	Vehicle Dynamics Control System . . . . .	10
2.3	Predicted position and predicted error . . . . .	11
2.4	Closed loop system without the assist system . . . . .	11
2.5	Closed loop system with the assist system . . . . .	13
2.6	LPV system $P(V)$ and transfer characteristics $G_{\omega T}(V)$ , $G_{\epsilon\omega}(V)$ . . .	13
2.7	Bicycle model . . . . .	14
2.8	Steering system . . . . .	14
3.1	Generalized plant . . . . .	20
3.2	Open-loop transfer function . . . . .	23
3.3	Sensitivity functions and complementary sensitivity functions . . . . .	24
3.4	Scheduling steering operation model . . . . .	24
3.5	Steering operation model with gain change . . . . .	25
3.6	Single-lane change and double lane change . . . . .	27
3.7	Result of single-lane change: $V = 22.2$ (m/sec) . . . . .	28
3.8	Result of single-lane change: $V = 16.7$ (m/sec) . . . . .	29

---

3.9	Result of double-lane change . . . . .	31
4.1	Generalized plant for construction of $K$ . . . . .	34
4.2	Generalized plant for design of $F$ . . . . .	35
4.3	Bode diagram: $V = 13.9$ . . . . .	37
4.4	Gain plot: Vehicle velocity $V \in D_v$ . . . . .	39
4.5	Vehicle trajectory and torque . . . . .	41
4.6	Vehicle trajectory . . . . .	45
4.7	Steering torque and assist torque . . . . .	45
4.8	Vehicle trajectory and steering torque . . . . .	46
B.1	Predicted position . . . . .	50
B.2	Course . . . . .	52
B.3	Course: Straight . . . . .	54
B.4	Course: Circle . . . . .	55
D.1	Single lane change: position . . . . .	65

# 表目次

2.1	Auto-pilot level . . . . .	9
A.1	Parameters of vehicle model . . . . .	49



# 第1章

## 序論

### 1.1 研究概要

近年、自動車事故件数の削減が求められており、ドライバ運転の安全性および利便性の向上を目的とした運転者の視覚、聴覚、および力覚に作用するアシストシステムの研究/開発が進められている [1][2][3][4][5]。ここで、ドライバアシストシステムはドライバの運転操作を阻害してはならないため、ドライバの運転操作やドライバ操作とアシストシステムの相互作用をあらかじめ解析し、ドライバアシストシステムを評価する事が重要となる。また、ドライバの運転は「認知」、「判断」、「操作」の三段階あると考えられており [6]、アシストシステムの支援形態もカメラなどを用いてドライバの「認知」支援を行うもの、標識の情報や警報音などで「判断」支援を行うもの、自動ブレーキや操舵支援を行う「操作」支援と様々提案され、実用化が進められている。また、自動化にはアシストシステムから自動運転までレベル分割されており、各々のレベルに対して様々な取り組みがなされている [7][8]。従来、実車実験ベースでドライバ運転操作の解析およびアシストシステムの設計が進められていたが、時間、コスト、およびテストドライバの安全性に問題があることから、時間とコストを抑えられ、テストドライバ事故の危険性が無いモデルベースでの

設計が望まれている。

モデルベースでの設計には車両挙動やドライバ運転操作を再現できるような数式モデルが必要であり、車両挙動は運動方程式やシステム同定を用いた従来提案されているモデルは妥当性があることが知られている [9]。しかし、人間であるドライバの運転操作の基本的な法則は十分に解明されているとは言えない。様々な使用目的を網羅する有効なモデリング手法はいまだ確立されておらず、使用目的に応じた、様々なモデル化のアプローチが提案されているのが現状である [9][10][11]。その一例として、制御論的アプローチ、意思決定論的アプローチ、確率論的アプローチ、情報論的アプローチなどがある [10]。中でも制御論的アプローチは古くから研究されており、これらステアリング操作モデルを含めた人間の行動モデルは 1960 年代から 1970 年代にかけて非常に盛んに研究されている。そこでは定常ゲインおよび lead-lag(位相進み/遅れ) 補償器による行動モデルが構築され、その表現の妥当性について、ドライビングシミュレータや実機実験を使った検証が行われきた [12][13]。このように従来研究では、人間の行動原理に基づき、例えば、伝達関数の形を定め、その中のパラメータを実験的に得るという手法によってモデリングされている。また、従来提案されている様々なドライバモデルにおいて、現実のドライバ操作の再現性や解析しやすさは各々異なり、これらモデルの再現性と解析の容易さは一般にトレードオフの関係があるため、目的に応じたドライバモデルの選択が必要となる。ドライバモデルの応用例は、ドライバの運転操作の解析、車両の操縦性評価、ドライバモデルを模倣することでのオートパイロットシステムの開発、ステアリングアシストシステムの開発など多岐にわたる [10]。最近のドライバモデルの研究は、個人の運転特性を考慮するドライバモデルの構築が求められており、ドライバ操作の再現性向上のために高次元化、複雑化している傾向がある [14][15][16][17]。これらのドライバモデルはドライバ操作の解析や操縦性評価に役立っている一方、計算負荷や設計に要するコストや時間の問題から制御器設計に直接使い

るのは困難である。そのため、アシストシステムの設計や新たな車両の開発には従来提案されている一次予測モデル [18] が簡易であることから、広く採用されている [9][19][20]。しかし、従来研究において、アシストシステムによる変化、車両速度変化などを陽に考慮し、制御器設計に直接用いることが出来るモデルは少ない。また、ドライバのステアリング操作に対してアシストシステムが操作支援を同時に行った際のドライバ運転特性への影響は明確にされておらず、人間-自動車系の観点からドライバとアシストシステムとの協調性を検討することが求められている [20]。モデルベースかつ協調性を検討してアシストシステムを設計するには、操作支援による影響を考慮したドライバモデルの構築およびアシストシステムの設計を一括化した問題として扱い、同時に解決することが重要であると考えられる。そこで、制御理論的アプローチによるドライバのステアリング操作モデルの構築とアシストシステムの設計をシステムティックかつモデルベースで同時に実現する新たな手法を提案する。

操舵トルクを制御入力とするアシストシステムはコース追従性およびドライバの介入親和性の両立が可能であることが知られているため [21][22]、構築するステアリング操作モデルおよび設計するアシストシステムは操舵トルクを制御入力と設定し、ステアリング操作モデルとアシストシステム間の相互作用解析が容易となるようにする。また、ドライバは運転操作をする際、視覚情報から車両の未来位置を予測し、目標コースとのずれを修正するためにアクセルとステアリングを適切に操作していると考えられる。従来研究では人間の予測動作を取り入れるため、車両の微少時間後の位置を予測するモデルを導入したものが数多く提案されている [9][10]。構築するステアリング操作モデルはこの位置予測モデルを備え、得られた予測位置と目標コースの偏差を零にすることでコース追従を図る。また、車両の運動特性は車両速度に依存することが知られているが、従来研究で提案されている多くのモデルではこの関係を陽に考慮されていない。この車両速度への依存を考慮

し、制御パラメータを車両速度の関数とするゲインスケジューリング手法 [23] を用いたスケジューリングステアリング操作モデルを構築する。アシストシステムは運転の利便性と安全性を向上させるためにドライバ運転操作特性に適応させることが望ましいが、ドライバのステアリング操作はアシストシステムにより変化することが知られている [3]。このようにアシストシステムとドライバの運転操作は互いに影響しあうという相互作用が存在するため、アシストシステムはステアリング操作特性とアシストシステムの相互作用を考慮した同時設計は困難である。そこで反復法を用いて収束するまでステアリング操作モデルの構築とアシストシステムの設計を繰り返すことで、システムティックにこれらの算出を試みる。ここで、ドライバのステアリング操作は車両速度により変化すること [9] から、アシストシステムも車両速度変化に対応する必要がある、そこで車両速度をスケジューリングパラメータとし、スケジューリングアシストシステムを設計する。最後に、数値シミュレーションにより、最終的に得られるステアリング操作モデルとアシストシステムのコース追従における有効性を確認する。

## 1.2 論文の構成

本論文は5章で構成されている。各章の概要は以下の通りである。

第2章では、ドライバ、アシストシステムおよび車両から構成される車両運動制御系とそのモデル化について述べる。ドライバは車両の未来位置を予測し、目標コースとのずれを修正するアクセルおよびハンドル操作によりコース追従を実現していると考えられる。本稿におけるドライバモデルは従来提案されている位置予測モデルを備え、算出した予測偏差を零にするようにステアリング操作を行うことでコースへの追従を図るものとする。また、ドライバモデルの車両速度制御では、現在の車両速度と目標速度の偏差を零にするようにアクセル/ブレーキトルクを決定するものとする。一方、アシストシステムはコー

ス追従支援を実現するためにドライバーが持つ目標コースを知る必要がある。従来研究 [24] では、ドライバーの視覚情報や車両位置情報を用いてレーンチェンジにおけるドライバーの目標コースを推定する手法が提案されていることから、レーンチェンジにおける目標コースは既知であると仮定し、アシストシステムにドライバーモデルと同様の目標コースを入力する。そして、ドライバーモデルと同様にアシストシステムは位置予測モデルと目標コースから予測偏差を算出し、これを零にするアシストトルクを決定するものとする。

上述した車両運動制御系は複雑な構造を持つことから、モデルベースでのドライバーモデルの構築やアシストシステムの設計に直接用いることは困難である。そこで、車両運動制御系を、ドライバーのステアリング操作を再現するステアリング操作モデル、ステアリング操作を支援するアシストコントローラ、ステアリングトルクとアシストトルクから予測偏差を算出する車両運動特性の3つのシステムから構成されるフィードバック制御系として表現する。車両運動特性のモデルは一般に非線形システムとなるが、目標コースである車線に対して平行に等速で直線運動している状態を平衡状態と仮定することで、平衡状態近傍の運動を線形システムとして捉えることが出来る。また、車両運動特性は車両速度に強く依存することが知られているため、車両速度をスケジューリングパラメータとする線形パラメータ依存 (LPV) システムとして車両運動特性を表現する [25]。まず、等価二輪車両モデルを用いてステアリングに加わるトルクから車両旋回速度までの運動方程式を導出し、次に平衡状態近傍における車両旋回速度から予測偏差までの伝達式を導出する。最後に、得られた二つの式に基づいて状態方程式を構築することで車両運動特性を LPV システムとして表現する。

第3章では、ドライバーのステアリング操作をコントローラとみなし、車両速度をスケジューリングパラメータとするステアリング操作モデルを構築する。車両とドライバーの関係は、機械の特性変化に対してシステム全体の特性を一定に保つように人間が自らの操作

を調整するマン・マシン系の一種とみなすことが可能で、従来研究 [26] では車両速度に依存する車両運動の特性変化に対してドライバは車両運動システムの動特性を一定に保つように適応していることが示されている。本章ではシステムの特性を表す一巡伝達関数のゲイン交差周波数に着目し、車両速度が変化してもゲイン交差周波数を一定に保つステアリング操作モデルを混合感度問題の枠組みで構築する。そこで、ステアリング操作モデルの構築に用いる車両運動制御系を含んだ一般化プラントを構成する。制御入力であるドライバのステアリングトルクは人間が出力するため、その最大出力には上限が存在する。そこで、一般化プラントには感度関数および相補感度関数に対する重みに加え、制御入力のピークを制限する重みを導入する。また、数値計算ではパラメータ依存線形行列不等式を用いて、車両速度変化に対応するスケジューリングステアリング操作モデルを算出する。最後に、シングルレーンチェンジおよびダブルレーンチェンジを行う数値シミュレーションを実施し、得られたシミュレーション結果と従来研究 [9] より得られた実機実験結果を比較することで、構築したステアリング操作モデルの妥当性を確認する。

第4章ではドライバとアシストシステムの相互作用を考慮したステアリング操作モデルの構築とアシストシステムの設計について考察する。従来研究 [2][3] より、ドライバの運転操作はアシストシステムにより変化すること、および大きな横風外乱がない場合においてアシストシステムの有無による車両挙動の変化が小さいことが知られている。これらの結果を鑑み、ドライバの運転操作はアシストシステムの導入による車両運動制御系の特性変化が小さくなるように適応すると仮定する。そこで第3章と同様に、アシストシステム導入に対して一巡伝達関数のゲイン交差周波数を一定に保つステアリング操作モデルを構築し、アシストシステムはドライバの運転負荷を低減するように設計する。ここで、ステアリング操作モデルとアシストシステムには相互作用が存在し、両者の同時設計が困難であることから、反復法を用いてステアリング操作モデルの構築とアシストシステムの設

計を収束するまで交互に行う。その際、数値計算の負荷を考慮し、車両速度を固定するごとに線形行列不等式を用いてステアリング操作モデルとアシストシステムを算出する。次に、車両速度ごとに得られたステアリング操作モデルとアシストシステムを、多項式補間によって車両速度をスケジューリングパラメータとするスケジューリングステアリング操作モデルおよびスケジューリングアシストシステムとして実現する。最後に、最終的に得られたステアリング操作モデルとアシストシステムを用いて、車両速度を変化させるシングルレーンチェンジシミュレーションを行う。シミュレーション結果よりアシストシステムの導入前後における車両挙動の変化は小さいこと、ステアリング操作モデルはアシストシステムに適応していること、およびアシストシステムはドライバのステアリングトルクを軽減させていることを確認する。

第5章は結論であり、本論文で得られた成果と今後の課題について述べる。

## 第 2 章

# 車両運動制御系

### 2.1 車両運動制御系の概要

米国自動車技術会 (SAE) によるアシストシステムの自動化レベルに基づいた分類を Table 2.1 に示す [27]. この分類において, 車両運動制御系はレベルが上昇するほど手動操作からオートパイロットに近づいていく. 本論文で考察するアシストシステムはレベル 1 に相当し, ドライバとアシストシステム双方が操作を担当する. また, このシステムは Fig. 2.1 に示す Shared Control の概念に基づいたアシストシステム [28] を対象としており, Shared Control は, ドライバのアシストシステムへの介入操作が可能であるため, ドライバと支援システムの運転権限の割合が即座に変化するという特徴を持つ. また, 力覚アシストはドライバにとってアシスト意図を素早く, かつ正確に知覚することが出来るため, Haptic Shared Control [7] が一般的である. 扱うアシストシステムはステアリングにかかるアシストトルクを制御入力とするため, ドライバはその反力よりアシストシステムの意図を得ることが出来, 介入/修正操舵としてステアリングトルクを常時入力できる.

ドライバモデル, アシストシステムおよび車両モデルから構成される車両運動制御系を Fig. 2.2 に示す. Fig. 2.2 におけるドライバモデルは予測偏差モデル, ステアリン



Table2.1 Auto-pilot level

level	0:手動	1: 補助	2:部分的 自動化	3:条件付 自動化	4:高度な 自動化	5:完全 自動化
ドライバ の役割	全ての 操作	システムが補助 していない操作		必要なら	必要なし	無し
システム の役割	操舵力の 補助	操作環境に 応じた操作		特定の運転 モード時		常に操作
操作の 主体	ドライバ	ドライバ + システム	システム			
バック アップ	ドライバ				システム	

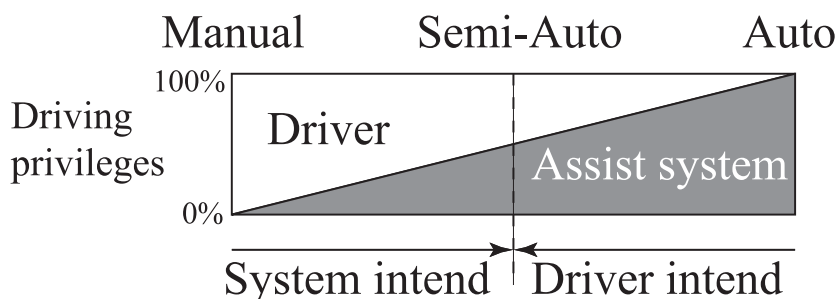


Fig. 2.1 Shared control system

グ操作モデル，および速度制御モデルにより構成される．予測偏差モデルでは現在位置  $p = [p_x, p_y]^T$  ，車両速度  $V$  ，およびヨーレート  $\omega$  を用いて現在時刻から一定時間後の位置を予測し，この予測位置  $p^* = [p_x^*, p_y^*]^T$  と目標コース  $p_r = [p_{rx}, p_{ry}]^T$  の予測偏差  $\epsilon = \|p_r - p^*\|$  を算出する．ここで， $\|\cdot\|$  は Euclid ノルムを表す．ステアリング操作モデル，および速度制御モデルは目標コース  $p_r$  ，目標速度  $V_{ref}$  に追従するためのステアリングトルク  $T_h$  ，およびエンジン/ブレーキトルク  $T_E$  を決定する．ドライバの運転操作は車両速度に依存するため，ステアリング操作モデルは車両速度  $V$  に応じて変化する．アシストシステムではドライバが有する目標コース  $p_r$  を車両挙動  $V, \omega, p$  から予測，予

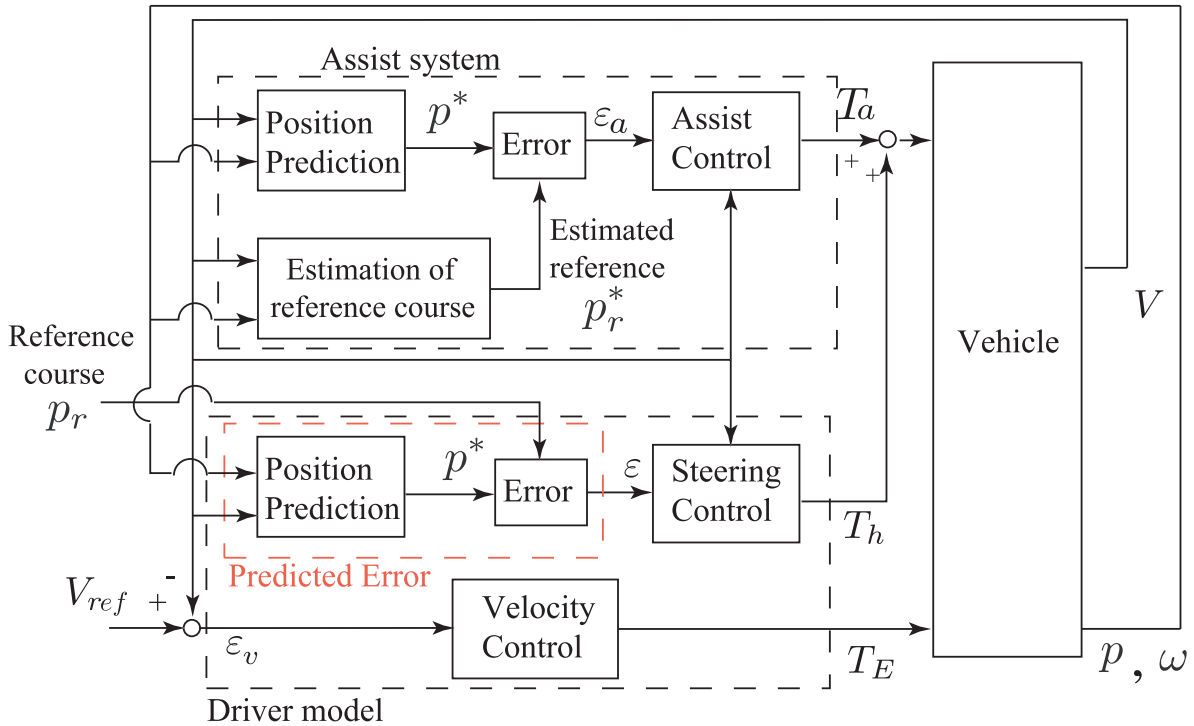


Fig. 2.2 Vehicle Dynamics Control System

測した目標コース  $p_r^* = [p_{rx}^*, p_{ry}^*]^T$  と予測位置  $p^*$  を用いて予測偏差  $\epsilon_a = \|p_r^* - p^*\|$  を算出し、偏差  $\epsilon_a$  を零にするアシストトルク  $T_a$  を決定する。車両モデルは CarSim ver 8.2. 1, C class, Hatchback 車を用い、物理パラメータは文献 [9]9 章 4 節の値を基に定める。物理パラメータの詳細については付録 A を参照のこと。

## 2.2 ステアリング操作モデル構築に用いる車両運動制御系

本論文で扱うコース追従はシングルレーンチェンジを対象とする。Fig. 2.3 に車線変更における目標コース  $p_r$ 、車両位置  $p$ 、予測位置  $p^*$ 、および予測偏差  $\epsilon$  を示す。

まず、アシストシステムが導入されておらず、ドライバーのみで操作しているときを考える。車両速度  $V$  は適切に制御されているものと仮定すると、車両速度をステアリング操作モデルに対する外部入力とみなすことができるため、Fig. 2.2 の車両運動制御系は

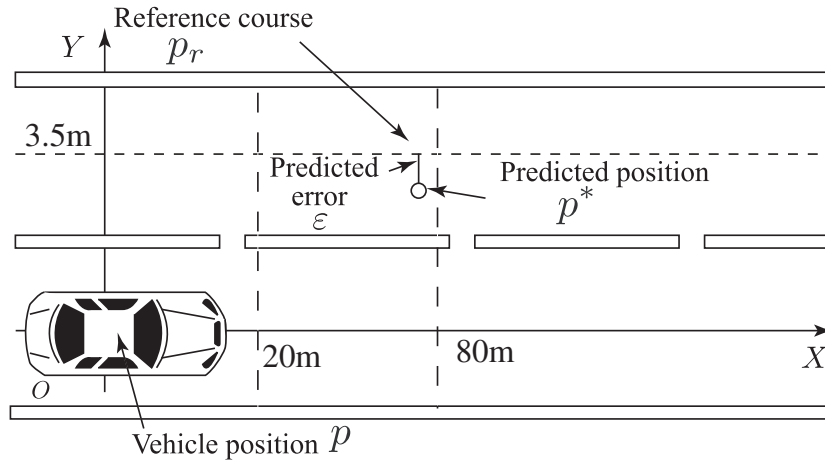


Fig. 2.3 Predicted position and predicted error

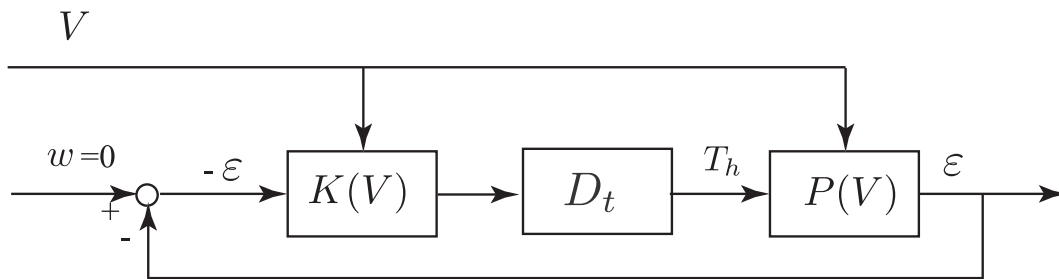


Fig. 2.4 Closed loop system without the assist system

Fig. 2.4 とみなすことが出来る。なお、コース追従は予測偏差  $\epsilon$  を零にすることが目的であることから、目標値  $w = 0$  を導入している。Fig. 2.4 において、 $P$  は Fig. 2.2 における車両モデル、予測偏差モデル、および速度制御モデルから構成されるシステムを表す。ここで、平衡状態を車線に平行に等速直線運動している状態とすると、非線形システム  $P$  は平衡状態近傍において線形システムとして記述することが出来る。そのため、非線形システム  $P$  は車両速度  $V$  をスケジューリングパラメータとする LPV システム  $P(V)$  として表現可能である。本論文では  $P(V)$  を文献 [9] で与えられている運動方程式を用いて、状態方程式で表現する [25]。Fig. 2.4 において、 $K(V)$  は Fig. 2.2 におけるステアリングコントローラを、 $D_t$  はドライバ操作の遅れ時間を表す。

## 2.3 アシストシステム設計に用いる車両運動制御系

コース追従アシストシステムにおいてドライバが持つ目標コースの推定は重要である。従来研究 [24] より、車両初期位置および初期速度を用いて車線変更における車両軌跡を推定可能であることが知られている。これを鑑み、ドライバの目標コース  $p_r$  は既知であると仮定する。また、車両速度  $V$  は適切に制御されているものとし、これをステアリング操作モデルおよびアシストコントローラに対する外部入力とみなすことにする。このとき、Fig. 2.2 の車両運動制御系は Fig. 2.5 とみなすことが出来る。なお、コース追従は予測偏差  $\epsilon$  を零にすることが目的であるため、目標値  $w = 0$  を導入している。Fig. 2.5 において、 $P$  は Fig. 2.2 における車両モデル、予測偏差モデル、および速度制御モデルから構成される LPV システムを表す。また、Fig. 2.5 において、 $K(F, V)$  は Fig. 2.2 におけるステアリングコントローラ、 $F(K, V)$  はアシストコントローラを表す。ドライバの運転操作は車両速度  $V$  による変化 [9] に加え、アシストシステムにより変化することが知られている [2]。また、安全性や利便性の観点からアシストシステムはドライバの運転操作特性を考慮して設計する必要がある。つまり、ドライバのステアリング操作はアシストシステムにより変化し、最適なアシストシステムはドライバのステアリング操作に依存する。そこで Fig. 2.5 においてステアリング操作モデル  $K$  はアシストコントローラ  $F$  および車両速度  $V$  の関数  $K(F, V)$  として表現し、アシストコントローラ  $F$  もステアリング操作モデル  $K$  および車両速度  $V$  の関数  $F(K, V)$  として表現している。

## 2.4 LPV システム $P(V)$ のモデリング

Fig. 2.4 および Fig. 2.5 における LPV システム  $P(V)$  を構築する。LPV システム  $P(V)$  はステアリングに加わるトルク  $T$  から予測偏差  $\epsilon$  までの伝達特性であり、Fig. 2.6

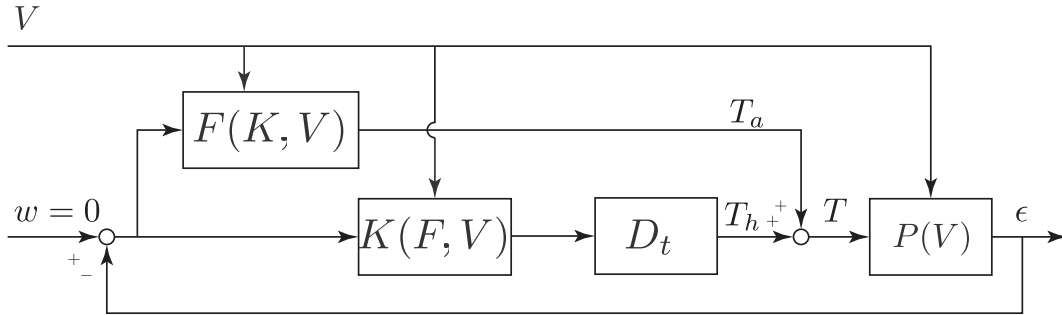


Fig. 2.5 Closed loop system with the assist system

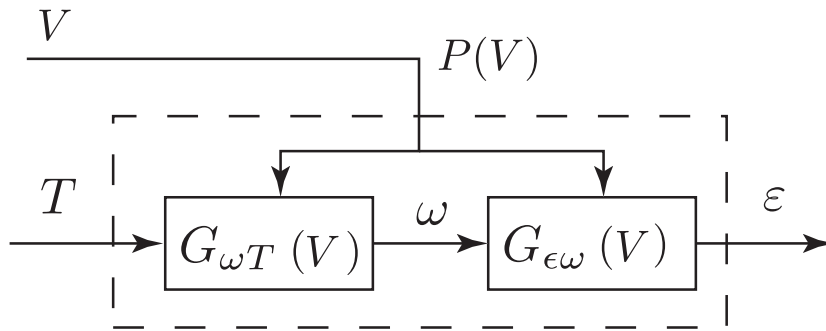


Fig. 2.6 LPV system  $P(V)$  and transfer characteristics  $G_{\omega T}(V)$ ,  $G_{\epsilon\omega}(V)$

に示すように二つの伝達特性  $G_{\omega T}(V)$  および  $G_{\epsilon\omega}(V)$  の直列結合で表現できる。

まず, Fig. 2.7 に示す二輪等価車両モデル, および Fig. 2.8 に示すステアリング機構を用いてステアリングトルク  $T$  から車両旋回速度  $\omega$  までの状態方程式  $G_{\omega T}(V)$  を導出する. 文献 [9] より, 車両と操舵系の運動は次式によって記述できる.

$$\left\{ \begin{array}{l} mV \frac{d\beta}{dt} + 2(K_f + K_r)\beta + (mV + \frac{2}{V}(l_f K_f - l_r K_r))r = 2K_f \delta \\ 2(l_f K_f - l_r K_r)\beta + I \frac{d\omega}{dt} + \frac{2(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r)}{V}\omega = 2l_f K_f \delta \\ I_h \frac{d^2\alpha}{dt^2} + C_h \frac{d\alpha}{dt} + K_S(\alpha - \delta) = T \\ I_S \frac{d^2\delta}{dt^2} + C_S \frac{d\delta}{dt} + K_S(\delta - \alpha) = 2\xi K_f \left( \beta + \frac{l_f}{V}\omega - \delta \right) \end{array} \right. \quad (2.1)$$

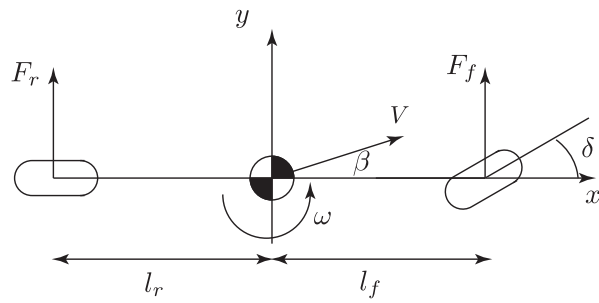


Fig. 2.7 Bicycle model

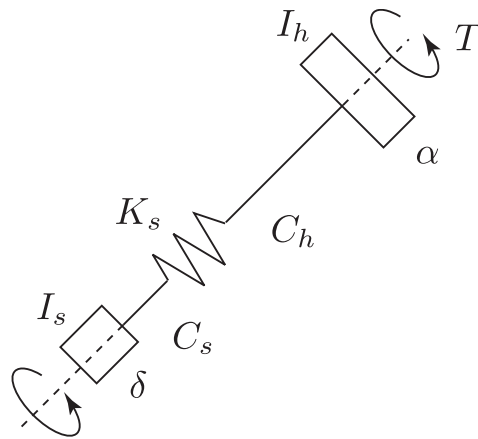


Fig. 2.8 Steering system

状態  $x = [\beta \ \omega \ \dot{\alpha} \ \alpha \ \dot{\delta} \ \delta]^T$  とおき, 文献 [9] で導出された運動方程式を用いて以下の状態方程式が得られる.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= A(V)x + BT \\ \omega &= Cx \end{aligned} \tag{2.2}$$

$$A(V) = \begin{bmatrix} \frac{-(K_f+K_r)}{mV} & \frac{-(l_f K_f - l_r K_r)}{mV^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{K_f}{mV} \\ \frac{l_r K_r - l_f K_f}{I} & \frac{-(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r)}{IV^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{l_f K_f}{I} \\ 0 & 0 & \frac{C_h}{I_h} & -\frac{K_s}{I_h} & 0 & \frac{K_s}{I_h} \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 2\xi K_f & \frac{2\xi K_f l_f}{V} & 0 & \frac{K_s}{I_s} & -\frac{C_s}{I_s} & \frac{-K_s - 2\xi K_f}{I_s} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B = [0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0]^T$$

$$C = [0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

ここで,  $m$  は車体質量,  $I$  は慣性モーメント,  $\omega$  は車両旋回速度,  $\beta$  は車体スリップ角,  $\delta$  はタイヤ操舵角,  $K_f, K_r$  はコーナリングパワー係数を表す. また,  $\alpha$  はハンドル角,  $I_h$  はハンドルのキングピン周りの慣性モーメントを表し, ハンドルシャフトおよびキングピンにおける粘性摩擦係数を  $C_h, C_s$ , 操舵系のキングピン回りの弾性係数および慣性モーメントを  $K_s, I_s$  とする.  $\xi$  はニューマチックトレールとキャストトレールの和である.

次に伝達特性  $G_{\epsilon\omega}(V)$  を解析的に求める. ここで Fig. 2.3 に示すように目標コースは  $X$  軸に平行であると仮定する. まず, ドライバは位置予測モデルを用いて車両の未来位置  $[p_x^*(t), p_y^*(t)]^T$  を算出する. 位置予測モデルについては付録 B を参照のこと. Fig. 2.3 において, 目標コースの  $Y$  座標  $y_c$  は一定であり, 現在時刻  $t$  における予測位置  $[p_x^*(t), p_y^*(t)]^T$  は次式で与えられる.

$$\begin{bmatrix} p_x^*(t) \\ p_y^*(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_x(t) \\ p_y(t) \end{bmatrix} + \int_0^{t_p} V \begin{bmatrix} \cos(\phi(t) + \omega(t)\tau) \\ \sin(\phi(t) + \omega(t)\tau) \end{bmatrix} d\tau \quad (2.3)$$

ここで  $[p_x(t), p_y(t)]^T$  は現時刻における車両重心位置,  $\phi(t)$  はヨー角度である. 従来研究 [9] より, 予測時間  $t_p$  は車両速度による変化は少なく, 1 (sec) と設定すると実際のドライバ操作をよく再現できることが知られているため,  $t_p = 1$  と設定する. 目標コースは  $X$

軸に平行であるため、予測偏差  $\epsilon(t)$  は次式で得られる。

$$\begin{aligned}\epsilon(t) &= p_y^*(t) - y_c \\ &= y(t) + \int_0^1 V \sin(\phi(t) + \omega(t)\tau) d\tau - y_c\end{aligned}\quad (2.4)$$

平衡状態近傍においてヨー角度は  $\phi(t) \approx 0$  , およびヨーレートは  $\omega(t) \approx 0$  である。そのため、予測偏差  $\epsilon(t)$  は次の近似式で与えられる。

$$\begin{aligned}\epsilon(t) &\approx p_y(t) + V\phi(t) - y_c \\ p_y(t) &= \int_0^t V \sin \phi(\tau) d\tau\end{aligned}\quad (2.5)$$

平衡状態近傍において目標コースの  $Y$  座標は一定値  $y_c = \text{const}$  , ヨー角度は  $\phi(t) \approx 0$  , および車両速度は一定値  $V = \text{const}$  であるため、予測偏差の2階微分は次式で得られる。

$$\begin{aligned}\ddot{\epsilon}(t) &= \frac{d}{dt} \dot{\epsilon}(t) \\ &\approx \frac{d}{dt} (V\phi(t) + V\omega(t)) \approx V(\omega(t) + \dot{\omega}(t))\end{aligned}\quad (2.6)$$

式(2.6)より、伝達特性  $G_{\epsilon\omega}(V)$  は次式で与えられる。

$$G_{\epsilon\omega}(V) = \frac{V(s+1)}{s^2}\quad (2.7)$$

最後に LPV システム  $P(V)$  を導出する。式(2.2) および式(2.7)より  $P(V)$  の状態方程式は次式で得られる。

$$\dot{x}_p = \begin{bmatrix} A(V) & 0 & 0 \\ C & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} x_p + \begin{bmatrix} B \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} T\quad (2.8)$$

$$\epsilon = \begin{bmatrix} 0 & V & V \end{bmatrix} x_p$$



式 (2.8) において状態  $x_p$  は次式で与えられる.

$$x_p = [x \ \phi \ \Phi]^T, \quad \Phi = \int_0^t \phi(\tau) d\tau$$

## 第3章

# ステアリング操作モデルの構築

### 3.1 モデリング方針

ドライバと車両はマン・マシン系の一種であり、一般にマン・マシン系では制御対象の特性変化に対応して人間が自らの特性を適応的に調整することが知られている。このとき、システム全体の制御特性はほぼ一定に保たれている [29]。同様に、車両速度による車両運動特性変化に対してドライバはシステムの特性を一定に保つように適応していることが知られている [9]。本章では速度変化に対応するスケジューリングステアリング操作モデルを  $H_\infty$  ループ整形により構築する。その際、車両速度変化に対して一巡伝達関数のゲイン交差周波数が一定に保たれるようにする。また、従来研究 [9][30]、および後述するレーンチェンジシミュレーションにおいて車両横位置の立ち上がり時間からゲイン交差周波数を算出すると  $2.0(\text{rad}/\text{sec})$  になったため、ゲイン交差周波数が  $2.0(\text{rad}/\text{sec})$  になるように構築する。

## 3.2 一般化プラント

Fig. 3.1 に本章で扱う一般化プラントを示す。ここで、 $P(V)$  および  $K(V)$  は Fig. 2.4 における制御対象およびステアリング操作モデルである。ステアリング操作モデル  $K(V)$  の入力および出力は  $-\epsilon$  および  $u = T_h$  である。また、 $W_S$  は感度関数に対する重み関数、 $W_U$  は制御入力に対する重み関数、および  $W_T$  は相補感度関数に対する重み関数である。ここで Fig. 3.1 における Delay time ブロックはドライバの操作入力遅れを表す。従来研究 [9] を鑑み、遅れ時間を  $L = 0.2$  (sec) と設定し、次式に示す一次のパデ近似を用いて一般化プラントに導入している。

$$D_t = e^{-Ls} \approx \frac{1 - 0.5Ls}{1 + 0.5Ls} \quad (3.1)$$

ここで、重み関数  $W_S$ 、 $W_T$ 、および  $W_U$  は次式で与える。

$$\begin{aligned} W_S &= \frac{1}{0.58s + 0.001} \\ W_T &= \frac{s}{0.1s + 5} \\ W_U &= 0.01 \end{aligned} \quad (3.2)$$

従来研究 [30] より、一巡伝達関数はゲイン交差周波数付近で -20dB/decade の傾きになることが知られている。そこで、重み関数  $W_S$  および  $W_T$  の逆関数が -20dB/decade の傾きで 2.0(rad/sec) を囲うように設定した。また、重み関数  $W_U$  はドライバ操作トルクのピークを抑える目的で導入しており、ゲイン交差周波数が 2.0(rad/sec) になるように定めた。式 (3.2) で与えた重み関数を用いて、一巡伝達関数のループ整形によりステアリング操作モデルを構築する。

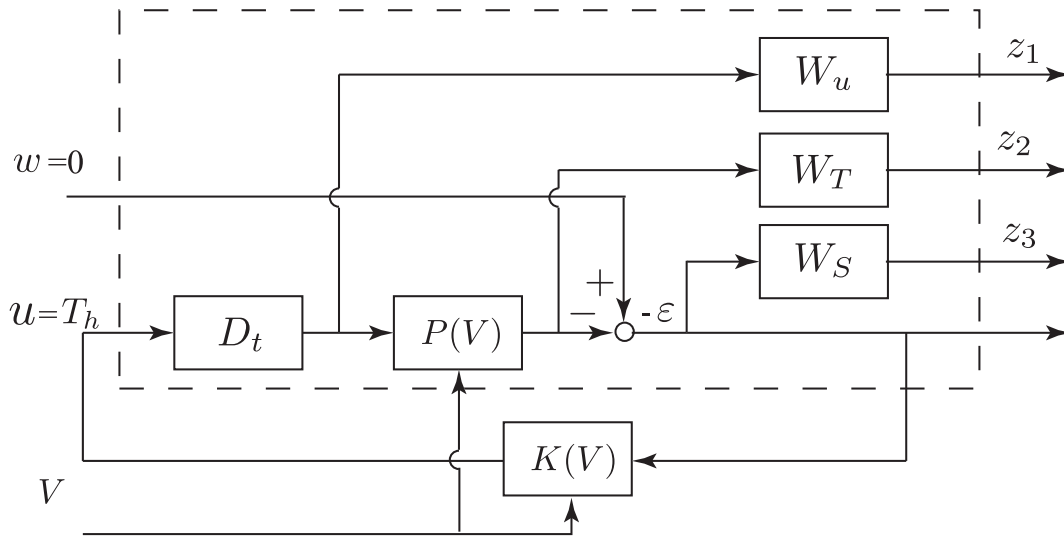


Fig. 3.1 Generalized plant

### 3.3 ステアリング操作モデルの構築

ステアリング操作モデル  $K(V)$  の状態方程式を次式で設定する．ここで目標値は  $w = 0$  であり，制御対象  $P$  の出力は  $\epsilon$  であるため，ステアリング操作モデルに入力される偏差は  $-\epsilon$  となる．

$$\dot{x}_k = A_k(V)x_k - B_k(V)\epsilon \tag{3.3}$$

$$u = C_k(V)x_k$$

次に，一般的な走行条件を考慮し，車両速度の範囲  $V_{val}$  (m/sec) および加速度の範囲  $\dot{V}_{val}$  (m/sec<sup>2</sup>) を以下で仮定する．

$$V \in V_{val} = [\underline{V} \quad \bar{V}] = [1.39, 27.8] \tag{3.4}$$

$$\dot{V} \in \dot{V}_{val} = [\underline{\dot{V}} \quad \bar{\dot{V}}] = [-2.78, 2.78]$$

Fig. 2.5 に示す閉ループシステムを安定化させ，かつ Fig. 3.1 に示す一般化プラントの

入力  $w$  から評価出力  $z_1, z_2, z_3$  までの  $L_2$  ゲインを 1 以下にするステアリング操作モデルを構築する。ここで、従来研究 [31] の設計手法およびパラメータ依存 LMI [32] の解法として凸多面体による解法 [33] を採用する。本論文で用いるパラメータ依存 LMI の導出については付録 C を参照のこと。

ここで、Fig. 3.1 に示す一般化プラントの状態方程式は次で与えられる。

$$\begin{cases} \dot{x} = A(V)x + B_1(V)w + B_2(V)u \\ z = C_1(V)x + D_{11}(V)w + D_{12}(V)u \\ y = C_2(V)x + D_{21}(V)w \end{cases} \quad (3.5)$$

このとき閉ループシステム  $G$  について  $\|G\|_\infty < \gamma$  を満足するスケジューリングステアリング操作モデル  $K(V)$  が存在するための十分条件は次の LMI を満足する  $X \in S_{++}^n$ ,  $Y \in S_{++}^n$ ,  $\hat{A}_k \in R^{n \times n}$ ,  $\hat{B}_k \in R^{n \times 1}$ ,  $\hat{C}_k \in R^{1 \times n}$ ,  $\hat{D}_k \in R^{1 \times 1}$  が存在することである。

$$\begin{bmatrix} X(V) & I \\ I & Y \end{bmatrix} > 0 \quad (3.6)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{V}X(V) + \langle X(V)A + \hat{B}_k C_2 \rangle & * & * & * \\ \hat{A}_k^T + A + B_2 D_k C_2 & \langle AY + B_2 \hat{C}_k \rangle & * & * \\ \left( X(V)B_1 + \hat{B}_k D_{21} \right)^T & \left( B_1 + B_2 \hat{D}_k D_{21} \right)^T & -\gamma I & * \\ C_1 + D_{12} \hat{D}_k C_2 & C_1 Y + D_{12} \hat{C}_k & D_{11} + D_{12} \hat{D}_k D_{21} & -\gamma I \end{bmatrix} > 0 \quad (3.7)$$

$$\begin{bmatrix}
\hat{V}\dot{X}(V) + \langle X(V)A + \hat{B}_k C_2 \rangle & * & * & * \\
\hat{A}_k^T + A + B_2 D_k C_2 & \langle AY + B_2 \hat{C}_k \rangle & * & * \\
\left( X(V)B_1 + \hat{B}_k D_{21} \right)^T & \left( B_1 + B_2 \hat{D}_k D_{21} \right)^T & -\gamma I & * \\
C_1 + D_{12} \hat{D}_k C_2 & C_1 Y + D_{12} \hat{C}_k & D_{11} + D_{12} \hat{D}_k D_{21} & -\gamma I
\end{bmatrix} > 0$$

(3.8)

ここで  $(i, j)$  要素における  $*$  は  $(j, i)$  要素の転置を表し,  $\langle A \rangle$  は  $\langle A \rangle = A + A^T$  を表す.

パラメータ依存 LMI 条件式の解法 [33] を用いるためには式 (3.4) で示した車両速度の範囲  $V_{val}$  を分割する必要がある. 計算時間と保守性のトレードオフを考慮し, 凸多面体の体積を最小化する分割点  $D_{cl}$  を Matlab の optimization tool box を用いて算出する. 得られた分割点  $D_{cl}$  を以下に示す.

$$D_{cl} = \{1.39, 4.22, 6.58, 11.6, 13.7, 20.9, 27.8\} \quad (3.9)$$

Matlab の lmiLAB ソルバを用いてスケジューリングステアリング操作モデル  $K(V)$  を構築する. 式 (3.3) における係数行列  $A_k(V)$ ,  $B_k(V)$ ,  $C_k(V)$  は次に示す行列多項式で与える.

$$\begin{aligned}
A_k(V) &= \sum_{i=0}^3 A_i V^i \\
B_k(V) &= \sum_{i=0}^3 B_i V^i \\
C_k(V) &= \sum_{i=0}^3 C_i V^i
\end{aligned} \quad (3.10)$$

次に, 得られたスケジューリングステアリング操作モデル  $K(V)$  を確認する. Fig. 3.2 に各車両速度  $D_{cl}$  における開ループ伝達関数  $L$  および重み関数のゲイン線図を示す.

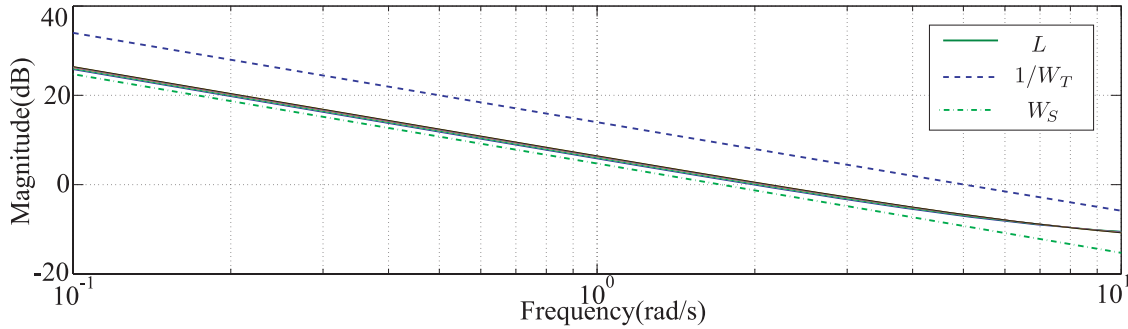


Fig. 3.2 Open-loop transfer function

なお, Fig. 3.2 において, 各車両速度  $D_{cl}$  における開ループ伝達関数  $L$  を示す実線は重なっている. Fig. 3.2 より, ゲイン交差周波数は車両速度によらず  $2.0(\text{rad}/\text{sec})$  であり, 3.1 節に示したモデリング方針を満たしていることが確認できる. Fig. 3.3 に各車両速度  $D_{cl}$  における感度関数, 相補感度関数, および重み関数のゲイン線図を示す. Fig. 3.3 より, 各車両速度  $D_{cl}$  における感度関数および相補感度関数が重み関数の逆数を下回っており, 得られた  $H_\infty$  ノルムが 1 以下であることが確認できる. 車両速度  $\{2.78\ 5.56\ 8.33\ 11.1\ 13.9\ 16.7\ 19.4\ 22.2\ 25\ 27.8\}$  におけるステアリング操作モデルの周波数応答を Fig. 3.4 に示す. Fig. 3.4 より, ステアリング操作モデルは車両速度増加に対して位相変化は少なく, ゲインを小さくすることで閉ループシステムの制御性能を一定に保つことが確認できる. 提案モデルの妥当性を検証するため, 予測偏差  $\epsilon$  から操舵角  $\delta$  までの伝達関数  $G_{\delta\epsilon}(V)$  の定常ゲインについて提案モデルと従来研究 [9] のモデルを比較する. 伝達特性  $G_{\delta\epsilon}(V)$  は予測偏差  $\epsilon$  からステアリングトルク  $T_h$  までの伝達特性  $K(V)$ , およびステアリングトルク  $T_h$  から操舵角  $\delta$  までの伝達特性  $G_{\delta T_h}(V)$  の直列接続により得られる. 伝達特性  $G_{\delta T_h}(V)$  の状態方程式は式 (2.2) で用いた変数より以下で与えられる.

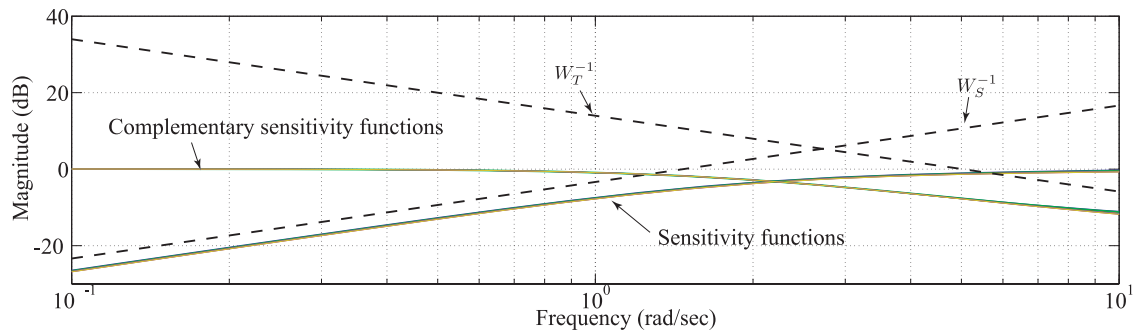


Fig. 3.3 Sensitivity functions and complementary sensitivity functions

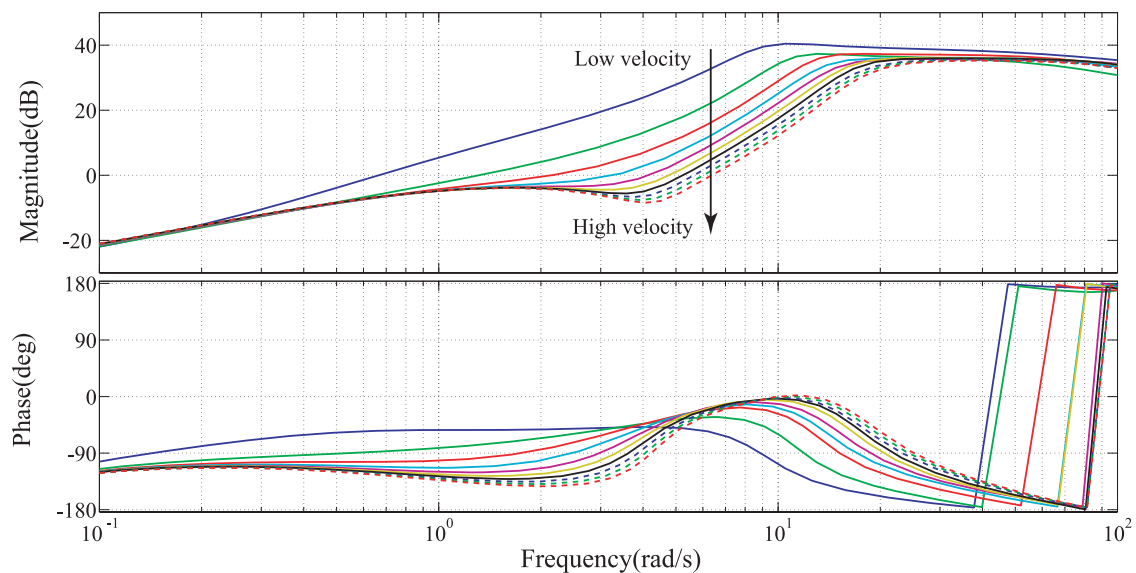


Fig. 3.4 Scheduling steering operation model

$$\dot{x} = A(V)x + BT_h$$

$$\delta = C_\delta x \tag{3.11}$$

$$C_\delta = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1]$$

車両速度が 11.1, 16.7, 22.2(m/sec) において定常ゲインは提案モデルが 3.32, -2.03, -4.79(dB) となり, 従来研究 [9] のドライバモデルが 3.52, -1.95, -4.45(dB) となった. よって, 提案モデルと従来のドライバモデルの定常ゲインはほぼ同じ値であることが確認



できる。また、従来研究 [9][30] では、車両速度の増加と共にドライバモデルのゲインが小さくなること、および車両速度に対するドライバモデルのゲイン変化は大きい一方、位相変化は小さいことが知られている。これらより、構築したスケジューリングステアリング操作モデルは従来研究の知見を再現していることが確認できる。

### 3.4 ドライバ個人差の導入

ドライバには各々個人差があることが知られている [9]。本節ではこのドライバの個人差をステアリング操作モデルのゲインを変化させる不確かさとして表現する。一般に、ドライバー-車両システムにおいてゲイン交差周波数は  $[0.98, 2.2]$  (rad/sec) の範囲を持つ [30]。そこで、前節で構築したステアリング操作モデルをノミナルモデルと仮定し、ステアリング操作モデルのゲインに不確かさを導入する。このときの車両運動制御系を Fig. 3.5 に示す。上式のパラメータ  $k$  の範囲はゲイン交差周波数の範囲  $[0.98, 2.2]$  (rad/sec) を基に定める。Fig. 3.5 において  $k$  はゲイン変化を表し、以下で与える。

$$k \in [0.6, 1.2] \quad (3.12)$$

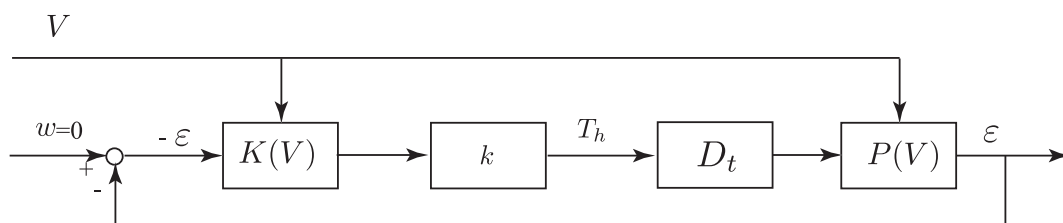


Fig. 3.5 Steering operation model with gain change

## 3.5 数値シミュレーション

### 3.5.1 シミュレーション概要

車両モデルおよびステアリング操作モデルにより構成される車両運動制御系においてシミュレーションを行う。ステアリング操作モデルの妥当性検証のため、シングルレーンチェンジおよびダブルレーンチェンジシミュレーションにおいて従来研究の結果 [9][30] とシミュレーション結果を比較する。

### 3.5.2 シミュレーション条件

シングルレーンチェンジおよびダブルレーンチェンジシミュレーションを用いて構築したスケジューリングステアリング操作モデルの性能を確認する。ここで、Fig. 2.2 に示した車両運動制御系にスケジューリングステアリング操作モデルを導入し、車両モデルとして車両運動シミュレーションソフト CarSim ver. 8. 2. 1 における C class, Hatchback 車を用いる。なお、速度制御器として PI コントローラを採用している。ステアリング操作モデルの妥当性を検証するため、シングルレーンチェンジシミュレーションでは従来研究の実車実験結果とシミュレーション結果を比較する。シングルレーンチェンジの概要を Fig. 3.6 の左に示す。なお、シングルレーンチェンジでは車両速度一定と設定する。

次に、車両速度変化に対する有効性を検証するため、速度変化を伴うダブルレーンチェンジシミュレーションを行う。ダブルレーンチェンジの概要は Fig. 3.6 の右に示す。ダブルレーンチェンジでは車両速度を 11.1(m/sec) および 16.1(m/sec) 間で加減速させている。

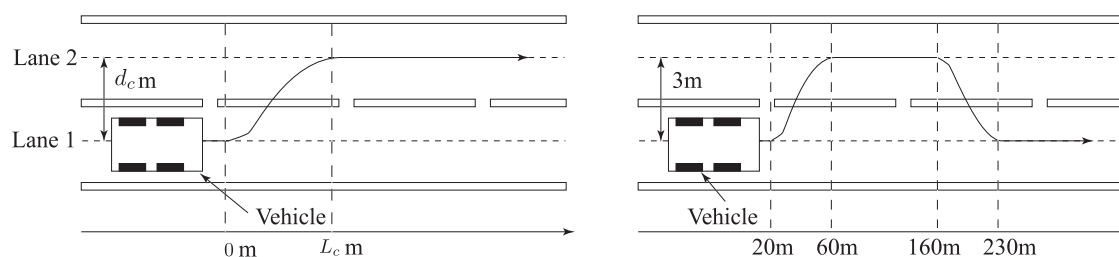


Fig. 3.6 Single-lane change and double lane change

### 3.5.3 シングルレーンチェンジシミュレーション

車両速度を  $22.2$  (m/sec),  $d_c = 3.5$  (m), および  $L_c = 30$  (m) と設定する. また, ドライバの個人差を表すパラメータを  $k \in [0.6, 1.2]$  と設定し, スケジューリングステアリング操作モデル  $kK(22.2)$  のシミュレーション結果および従来研究 [9] の実車実験結果を Fig. 3.7 に示す. Fig. 3.7 において, 上段がステアリングハンドル角, 中段がヨーレート, 下段が車両重心位置 ( $y$  軸方向) の時間応答を表す. また, 実線がスケジューリングステアリング操作モデル  $K(22.2)$  を用いたシミュレーション結果, 破線が  $1.2K(22.2)$  を用いたシミュレーション結果, 鎖線が  $0.6K(22.2)$  を用いたシミュレーション結果,  $\circ$ プロットが従来研究 [9] の実車実験データから得られる平均値を表す. Fig. 3.7 より, 構築したスケジューリングステアリング操作モデルと実車実験結果はよく一致していることが確認できる. 構築したステアリング操作モデルの実車実験に対する再現性を客観的に評価するために, 実験データとステアリング操作モデル  $K(22.2)$  を用いた際のシミュレーション

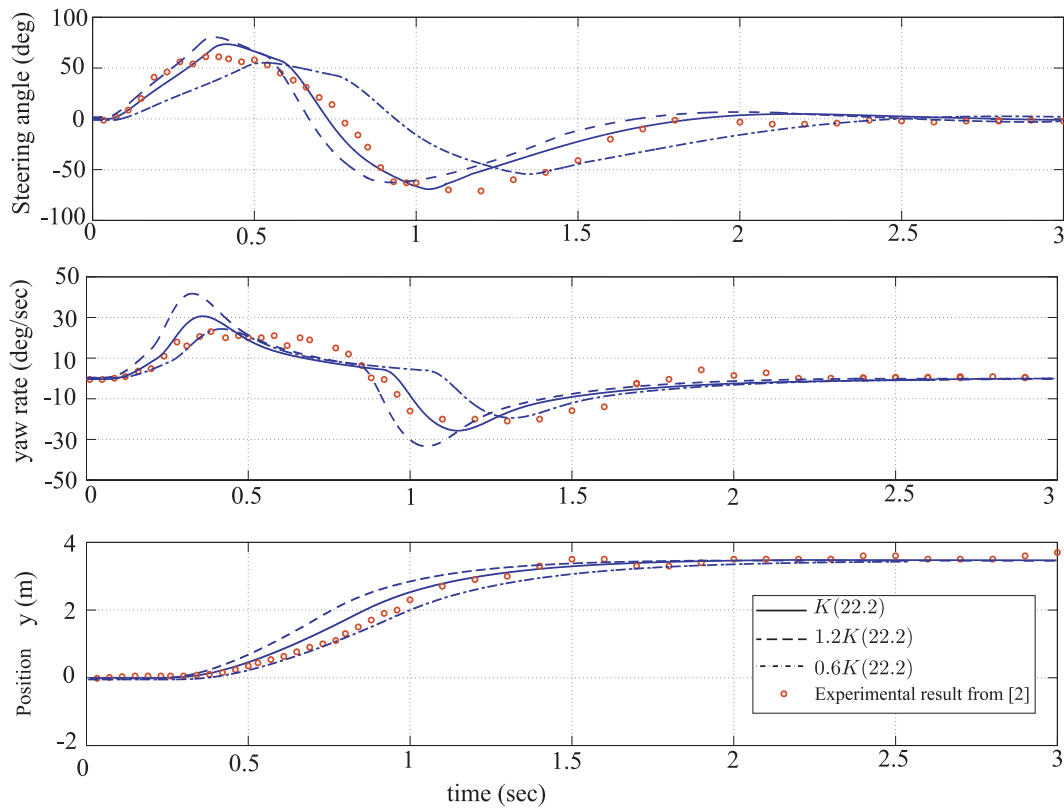


Fig. 3.7 Result of single-lane change:  $V = 22.2$  (m/sec)

データの適合度を算出する。ステアリング角  $\delta$  の適合度  $Fit_\delta$  (%) は次式で得られる。

$$Fit_\delta = \left( 1 - \frac{\sqrt{\sum_{k=1}^N (\hat{\delta}(k) - \delta(k))^2}}{\sqrt{\sum_{k=1}^N (\delta(k) - \bar{\delta})^2}} \right) \times 100 \quad (3.13)$$

$$\bar{\delta} = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \delta(k)$$

ここで、 $N$  はデータ数を表し、計算にはサンプリング時間を  $\Delta_t = 0.04$  と設定した離散データを用いている。同様にヨーレート  $\omega$  および車両横位置  $p_y$  についても同様に適合度  $Fit_\omega$  と  $Fit_y$  を算出する。数値計算の結果、 $Fit_\delta = 93.3, Fit_\omega = 84.0, Fit_y = 97.7$  となり、高い適合度であることが確認できる。シミュレーションデータは実験データに対して高い適合度を有していることから本章で構築したステアリング操作モデルは実車実験

データを再現するモデルとして有効であることが確認できる。

次に、車両速度  $16.7$  (m/sec),  $d_c = 3$  (m), および  $L_c = 22.5$  (m) と設定し、ステアリングハンドル角の時間応答を確認する。スケジューリングステアリング操作モデル  $K(16.7)$ ,  $K(11.1)$  のシミュレーション結果、および従来研究 [9] の実車実験結果を Fig. 3.8 に示す。Fig. 3.8 において、実線が  $K(16.7)$ 、破線が  $K(11.1)$  を用いたシミュレーション結果、○プロットが従来研究 [9] の実車実験データから得られる平均値を表す。Fig. 3.8 より、 $K(11.1)$  を用いたシミュレーション結果は実車実験結果と異なる挙動を示している。それに対して、スケジューリングステアリング操作モデル  $K(16.7)$  は実車実験結果と十分一致していることが確認できる。

以上より、スケジューリングステアリング操作モデルを車両速度に対応させることの必要性が確認できる。また、実際の運転において車両速度は走行中に変化する時変パラメータであるため、ゲインスケジューリング手法がドライバのステアリング操作を説明するモデルとして有効であると考えられる。構築したステアリング操作モデルは車両速度の増加と共にゲインが低下するという従来研究 [9][30] で得られた知見を再現している。また、シミュレーション結果は実車実験結果と十分一致しているため、車線変更において、構築したステアリング操作モデルはドライバ操作の説明モデルとして十分妥当であると考えられる。

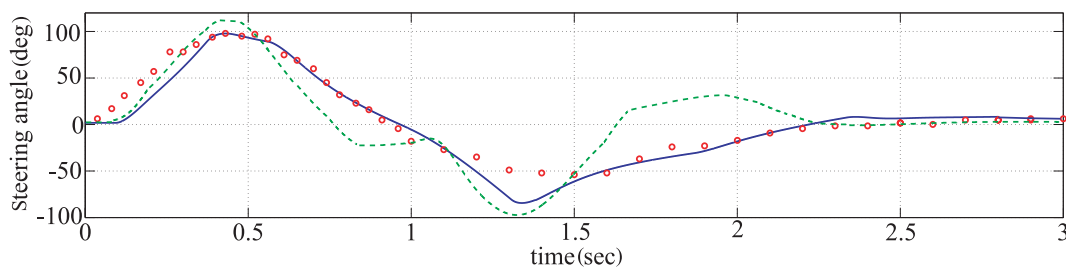


Fig. 3.8 Result of single-lane change:  $V = 16.7$  (m/sec)

### 3.5.4 ダブルレーンチェンジシミュレーション

構築したスケジューリングステアリング操作モデルの有効性を確認する。比較対象として、従来研究 [30] で提案されているスイッチング PID コントローラを基にしたステアリング操作モデル  $K_{PID}(V)$  を採用する。この  $K_{PID}$  は速度を固定した車両に対して、限界感度法に基づいて試行錯誤的に導出したモデルであり、速度変化を伴う実車実験データをよく再現できることが知られている。そこで、車両速度変化を伴うダブルレーンチェンジにおいてスケジューリングステアリング操作モデル  $K(V)$  および  $K_{PID}(V)$  の比較を行う。Fig. 3.9 にシミュレーション結果を示す。上段が車両速度  $V$ 、中段がタイヤ操舵角、下段が車両重心と目標コースの偏差の時間応答を示す。Fig. 3.9 において実線が  $K(V)$ 、破線が  $K_{PID}(V)$  を表す。Fig. 3.9 より、本論文で構築したスケジューリングステアリング操作モデル  $K(V)$  は従来研究で提案されているステアリング操作モデル  $K_{PID}(V)$  と同様のシミュレーション結果を示していることが確認できる。以上より、速度変化を伴うダブルレーンチェンジにおいて、ゲインスケジューリング手法が運転操作を再現するモデルとして有効であることが確認できる。また、提案手法はシステムティックにモデルを導出しているため、試行錯誤的に導出する従来手法に対して優れていると言える。

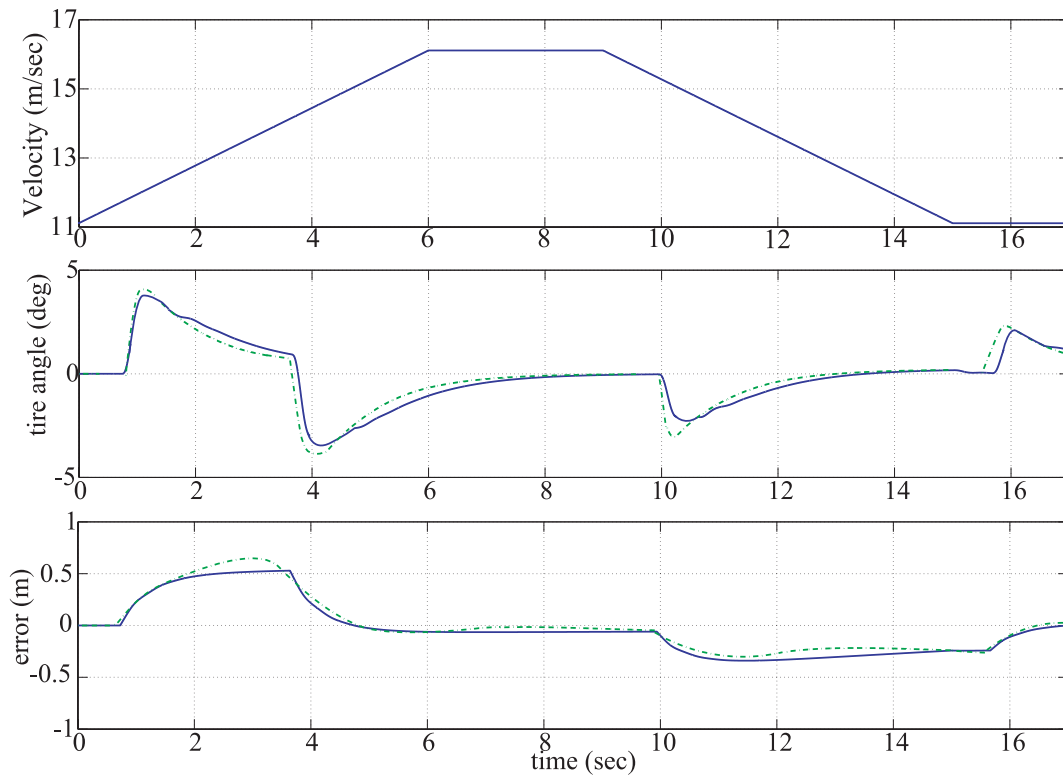


Fig. 3.9 Result of double-lane change

## 第4章

# 相互作用を考慮したステアリング操作モデルの構築とアシストシステムの設計

### 4.1 構築および設計方針

従来研究より，ドライバの運転操作はアシストシステムにより変化すること，および大きな横風外乱がない場合において，アシストシステムの有無に関わらず車両挙動の変化が少ないことが知られている [2][3]．これらの結果を鑑み，ドライバモデルはアシストシステムの導入による車両運動制御系全体の特性変化が小さくなるように適応すると仮定する．また，ドライバ運転操作は車両速度に依存する [10] が，これはゲインスケジューリング手法により表現できることが知られている [34]．そこで，アシストシステムもステアリング操作モデルと同様に，車両速度をスケジューリングパラメータとする制御器として設計する．ここで，アシストシステムはドライバの運転負荷を低減する設計が望ましいが，ステアリング操作モデルとアシスト制御器には相互作用があるため，ステアリング操作モ



デルの構築とアシスト制御器の設計を直接同時に行うことは困難である。そこで、反復法を用いて交互に構築および設計を試みる。なお、スケジューリング制御器設計においてパラメータ依存 LMI を用いた設計を行うことも可能であるが、反復法による計算時間を考慮し、実用上の観点から古典的ゲインスケジューリング制御器設計法を採用する。

## 4.2 一般化プラント

まず、車両速度  $V$  が一定値でアシスト制御器  $F(K, V)$  が与えられている場合においてステアリング操作モデル  $K(F, V)$  を構築する手順について述べる。ステアリング操作モデル  $K(F, V)$  を構築するにあたり Fig. 4.1 に示す一般化プラントを設定する。従来研究 [10][25]、および後述するレーンチェンジシミュレーションにおいて車両横位置の立ち上がり時間から算出すると、ゲイン交差周波数が  $2.0(\text{rad}/\text{sec})$  になる。そこで、ゲイン交差周波数が  $2.0(\text{rad}/\text{sec})$  になるように、重み関数  $W_S$  ,  $W_T$  , および  $W_u$  を次式で与える。

$$W_S = \frac{1}{0.58s+0.001},$$

$$W_T = \frac{s}{0.1s+5}, \quad (4.1)$$

$$W_u = 0.01$$

ここで  $W_u$  は制御入力のピークを抑える目的で  $G_{T_{hw}}$  に制限を加えている。また、Fig. 4.1 における  $D_t$  はドライバ操作の遅れ時間  $L = 0.02$  (sec)[10] であり、一次のパディ近似を用いて次式で与える。

$$D_t = e^{-Ls} \approx \frac{1 - 0.5Ls}{1 + 0.5Ls} \quad (4.2)$$

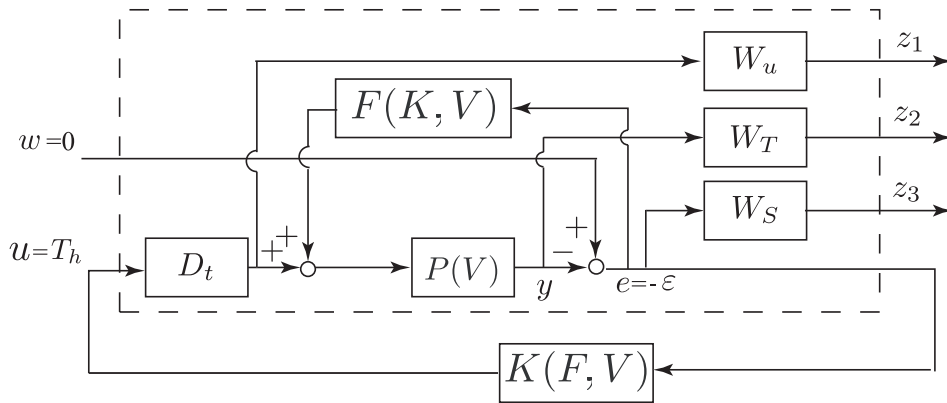


Fig. 4.1 Generalized plant for construction of  $K$

以下の不等式を満たすステアリング操作モデル  $K(F, V)$  を  $H_\infty$  制御理論により求める。

なお、数値計算には LMI[35] を用いる。

$$\left\| \begin{bmatrix} W_u G_{T_h w} \\ W_T G_{y w} \\ W_S G_{e w} \end{bmatrix} \right\|_\infty < 1 \quad (4.3)$$

$$G_{T_h w} = \frac{K(F, V) D_t}{1 + P(K(F, V) D_t + F(K, V))}$$

$$G_{y w} = \frac{P(K(F, V) D_t + F(K, V))}{1 + P(K(F, V) D_t + F(K, V))}$$

$$G_{e w} = \frac{1}{1 + P(K(F, V) D_t + F(K, V))}$$

次に、車両速度  $V$  が一定値でステアリング操作モデル  $K(F, V)$  が与えられている場合においてアシスト制御器  $F(K, V)$  を設計する手順について述べる。アシスト制御器  $F(K, V)$  の設計にあたり Fig. 4.2 に示す一般化プラントを設定する。アシスト制御器はドライバの運転負荷を低減させる目的で、ゲイン交差周波数付近である  $0.1 \sim 10$

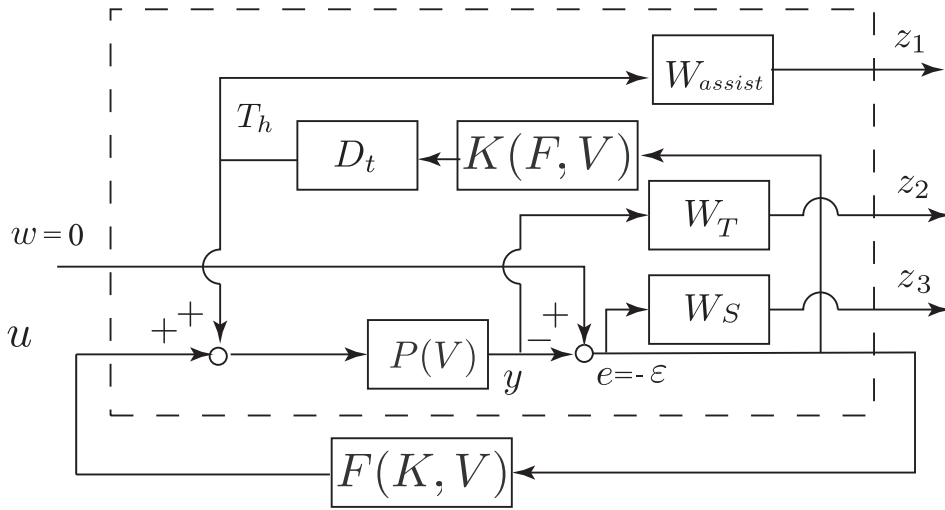


Fig. 4.2 Generalized plant for design of  $F$

(rad/sec) 領域における  $G_{T_h w}$  のゲインを小さくするように設計する。  $W_{assist}$  は伝達特性  $G_{T_h w}$  のゲインを小さくする重み関数であり、以下のように与える。

$$W_{assist} = \frac{0.01s^2 + 0.4s + 5}{s^2 + 0.2s + 0.01} \quad (4.4)$$

ここで、  $W_{assist}$  は後述する反復計算における反復回数および総計算時間を鑑み、計算結果が Fig. 4.1 における伝達関数  $G_{T_h w}$  から大きく外れないようにするため、伝達関数  $G_{T_h w}$  を覆う関数として設定した。また、後述する式 (4.5) における  $H_\infty$  ノルムを最小化するアシストシステムを設計することで  $G_{T_h w}$  の 0.1~10(rad/sec) 領域におけるゲインを小さくすることを試みる。 Fig. 4.2 において  $W_T$  および  $W_S$  はアシスト制御器導入による車両運動制御系の特性変化が小さくなるように式 (4.1) で与えた値を用いる。アシスト制御器  $F(K, V)$  を以下の不等式を満たすように  $H_\infty$  制御理論により求める。なお、数

値計算には LMI を用いる.

$$\left\| \begin{bmatrix} W_{assist} G_{T_h w} \\ W_T G_{y w} \\ W_S G_{e w} \end{bmatrix} \right\|_{\infty} < 1 \quad (4.5)$$

### 4.3 反復法による構築および設計

車両速度  $V$  を固定し, ステアリング操作モデルおよびアシスト制御器を以下に述べる反復法を用いて算出する.

ループ回数を  $n$  とおき,  $n$  ループ目で得られたステアリング操作モデルおよびアシスト制御器を  $K_n$ ,  $F_n$  とする.

1.  $F_1(K, V) = 0$  とし, 式 (4.3) をみたすステアリング操作モデル  $K_1(F, V)$  を構築する.
2.  $K_n(F, V)$  に対し, 式 (4.5) をみたすアシスト制御器  $F_{n+1}(K, V)$  を設計する.
3.  $F_{n+1}(K, V)$  に対し, 式 (4.3) をみたすステアリング操作モデル  $K_{n+1}(F, V)$  を構築する.
4.  $K_{n+1}(F, V) \approx K_n(F, V)$  となるまで, 2. に戻る.

提案する手法は収束するまで反復計算を行うため, ステアリング操作モデル  $K_n(F, V)$  はアシスト制御器  $F_n(K, V)$  に適応しており,  $F_n(K, V)$  は  $K_n(F, V)$  に対し, 設計方針を満たすアシスト制御器となる. なお, ステップ 4. において  $H_{\infty}$  ノルムに着目し, 次の不等式が満たされているとき, 収束したと判定する.

$$\left\| \frac{K_{n+1}(F, V) - K_n(F, V)}{K_{n+1}(F, V)} \right\|_{\infty} < 0.05 \quad (4.6)$$

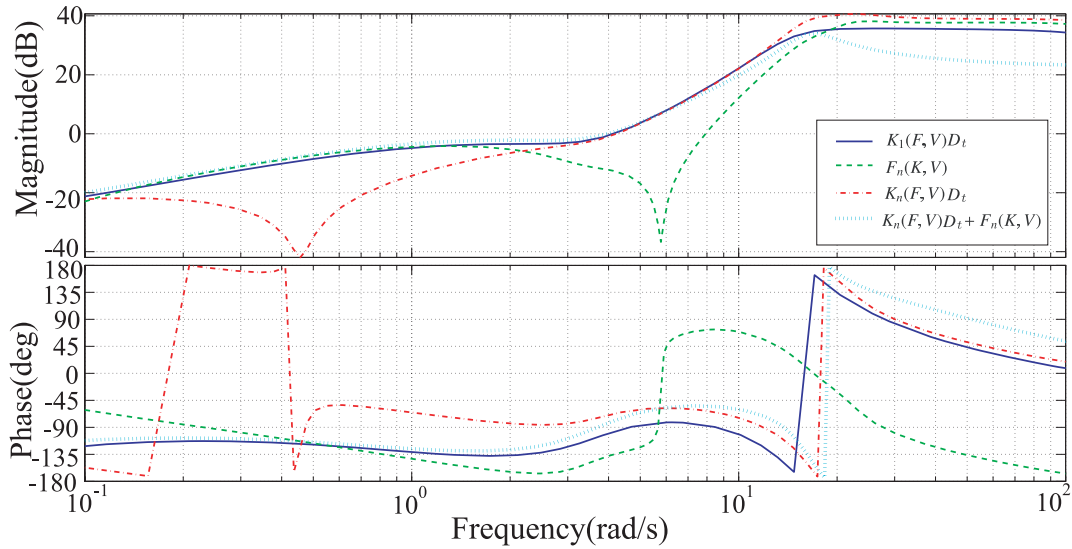


Fig. 4.3 Bode diagram:  $V = 13.9$

車両速度  $V = 13.9$  (m/sec) と設定し、反復法により得られたステアリング操作モデル  $K_n(F, V)D_t$  , アシスト制御器  $F_n(K, V)$  , アシスト導入前のステアリング操作モデル  $K_1(F, V)D_t$  , および  $K_n(F, V)D_t + F_n(K, V)$  のボード線図を Fig. 4.3 に示す. Fig. 4.3 より、アシスト導入前のステアリング操作モデル  $K_1(F, V)D_t$  と  $K_n(F, V)D_t + F_n(K, V)$  は同様のゲイン、位相特性を持つことから、アシスト制御器導入前後で車両運動制御系の特性変化が小さいと推測される. また、 $K_1(F, V)$  の低周波領域をアシスト制御器  $F_n(K, V)$  が担当し、高周波領域をステアリング操作モデル  $K_n(F, V)$  が担当しているという結果が新たに得られた. ここで、得られた結果は  $F_1(K, V) = 0$  を初期値としたものであることに留意されたい.

## 4.4 ゲインスケジューリングによる

### $K(F, V)$ と $F(K, V)$ の実現

車両速度  $D_V = \{13.9, 16.7, 19.4, 22.2, 25.0, 27.7\}$  の各車両速度に対し，4.3節で述べた反復法によりステアリング操作モデルの構築とアシスト制御器の設計を行う．混合感度問題の枠組みで構築，設計を行うと得られるモデルやアシスト制御器の次元が重み関数の次元分増加する．そのため，次に各車両速度  $D_V$  におけるモデル次数が一致するように平衡実現による低次元化を行う．最後に，各モデルを状態空間標準形で記述し，多項式近似を用いて，次式で示す状態方程式によりスケジューリングステアリング操作モデル  $K(F, V)$  およびスケジューリングアシスト制御器  $F(K, V)$  を表現する．

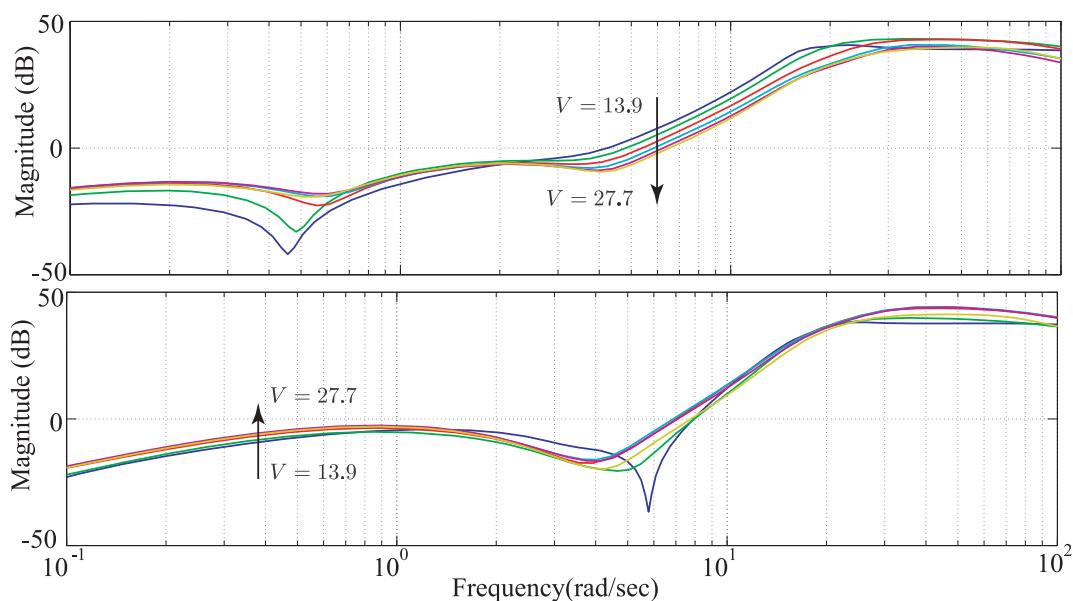
$$K(F, V) : \begin{cases} \dot{x}_k = A_k(V)x_k - B_k\epsilon \\ T_h = C_k(V)x_k \end{cases} \quad (4.7)$$

$$F(K, V) : \begin{cases} \dot{x}_a = A_a(V)x_a - B_a\epsilon \\ T_a = C_a(V)x_a \end{cases} \quad (4.8)$$

$$A_k(V) = \sum_{i=0}^3 A_{ki}V^i, \quad C_k(V) = \sum_{i=0}^3 C_{ki}V^i$$

$$A_a(V) = \sum_{i=0}^3 A_{ai}V^i, \quad C_a(V) = \sum_{i=0}^3 C_{ai}V^i$$

車両速度  $D_V$  の各車両速度に対するスケジューリングステアリング操作モデルおよびスケジューリングアシスト制御器のゲイン線図を Fig. 4.4 に示す．Fig. 4.4 において，上段がスケジューリングステアリング操作モデル，下段がスケジューリングアシスト制御器を

Fig. 4.4 Gain plot: Vehicle velocity  $V \in D_v$ 

表す. Fig. 4.4 より, 車両速度の増加に対してスケジューリングステアリング操作モデルの高周波領域のゲインが低下しており, 一方, スケジューリングアシスト制御器の低周波領域のゲインは上昇するという結果が得られ, 車両速度に依存するという従来研究の知見が再現できた.

## 4.5 シミュレーション

### 4.5.1 シミュレーション概要

車両モデル, ステアリング操作モデルおよびアシストシステムにより構成される車両運動制御系においてシングルレーンチェンジシミュレーションを行う. このシミュレーションにより, 構築したアシストシステムの有効性を検証する.

## 4.5.2 シミュレーション条件

Fig. 2.3 に示したシングルレーンチェンジを対象にスケジューリングステアリング操作モデル  $K(F, V)$  およびスケジューリングアシスト制御器  $F(K, V)$  の性能を確認する。Fig. 2.2 に示した制御系に  $K(F, V)$  および  $F(K, V)$  を導入し、車両モデルには CarSim ver. 8. 2. 1 における C class, Hatchback 車を用いる。速度制御器として PI コントローラを採用し、車両速度は 13.9 (m/sec) で一定速度としたシミュレーションと 16.7 (m/sec) から一定加速度  $0.83$  ( m/sec<sup>2</sup> ) で加速させるシミュレーションを行う。

速度変化に対するスケジューリングの必要性および有効性を検証するため、速度変化を伴うシミュレーションでは次の4つの制御系を用いる。

1. スケジューリングステアリング操作モデル  $K(F, V)$  およびスケジューリングアシスト制御器  $F(K, V)$  を導入した制御系
2. スケジューリングステアリング操作モデル  $K(F, V)$  およびアシスト制御器  $F(K, 16.7)$  を導入した制御系
3. ステアリング操作モデル  $K(F, 16.7)$  およびアシスト制御器  $F(K, 16.7)$  を導入した制御系
4. 従来研究 [30] により提案されているスイッチング PID 制御により構築されるステアリング操作モデル  $K_{PID}(V)$  を導入した制御系

ここで、制御系 1. および制御系 2. におけるスケジューリングステアリング操作モデルは同一のモデルを使用している。また、制御系 4. におけるステアリング操作モデル  $K_{PID}(V)$  は実機実験による結果を再現することが知られている。



### 4.5.3 一定速度におけるシングルレーンチェンジシミュレーション

車両重心軌跡およびステアリングトルクおよびアシストトルクの時間応答を Fig. 4.5 に示す。Fig. 4.5 において、上段が車両重心軌跡、下段がトルクの時間応答を表す。Fig. 4.5 上段より、アシストシステムの有無による車両挙動の変化は小さいことが確認できる。Fig. 4.5 下段より、アシストトルクはレーンチェンジにおけるステアリングの切り増し、および切り戻しにおいてアシストシステムを導入前のステアリングトルクと似た特性を示しており、アシスト導入後のドライバーのステアリングトルクは小さくなっていることが確認できる。また、アシストトルクと導入後のステアリングトルクの符号が異なっており、従来提案されているアシストシステム [36] と同様に、設計したアシストシステムはステアリングの切り増し、切り戻しにおいてドライバーとの協調性に問題があることがわかる。最後に、次式に示す評価値を用いてドライバーステアリング操作の肉体的負荷を表現する。

$$J = \int_{t_s}^{t_f} |T_h| dt \quad (4.9)$$

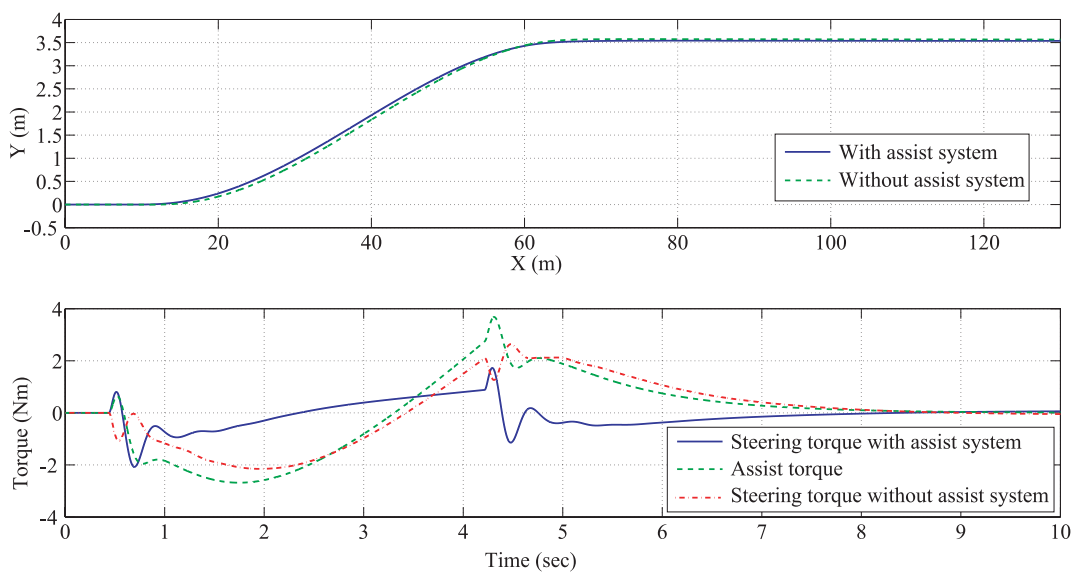


Fig. 4.5 Vehicle trajectory and torque

ここで,  $t_s = 0$ ,  $t_f = 10$  (sec) として数値計算を行った結果, アシスト導入前の評価値  $J$  は 10.14 になったのに対し, アシスト導入後は 3.43 となり, アシストシステムはドライバの肉体的負荷を低減していることが確認された.

#### 4.5.4 速度変化を伴うシングルレーンチェンジシミュレーション

車両重心軌跡および車両重心軌跡と目標コースの偏差を Fig. 4.6 に, ステアリングトルクおよびアシストトルクの時間応答を Fig. 4.7 に示す. Fig. 4.6 において, 上段が車両重心軌跡, 下段が偏差を表す. また, 実線が目標コース, 破線が 4.1 節における 1. の制御系, 鎖線が 2. の制御系, 二点鎖線が 3. の制御系, ○プロットが 4. の制御系を用いたシミュレーション結果である. Fig. 4.7 において上段から, 各々 4.1 節における 1. の制御系, 2. の制御系, 3. の制御系, 4. の制御系を用いたシミュレーション結果を表す. 各図における実線はステアリングトルク  $T_h$ , 破線はアシストトルク  $T_a$  を示す. Fig. 4.6 および Fig. 4.7 より, スケジューリングアシスト制御器  $F(K, V)$  を導入した制御系 1. を用いた場合は偏差が 0 に収束し, 目標コース追従が実現できていること, 制御系 4. と似た結果を示していること, および車両速度変化に対応できていることが確認できる. 次に制御系 1. および制御系 4. における車両横位置応答の近さを適合度を用いて評価する. 適合度  $Fit$  は次式で算出する.

$$Fit = \left( 1 - \frac{\sqrt{\sum_{k=1}^N (p_{y1}(k) - p_{y4}(k))^2}}{\sqrt{\sum_{k=1}^N (p_{y4}(k) - \bar{p}_{y4}(k))^2}} \right) \quad (4.10)$$

$$\bar{p}_{y4} = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N p_{y4}(k)$$

ここで、 $p_{y1}$  および  $p_{y4}$  は制御系 1. および制御系 4. を用いたときの車両横位置のデータ、 $N$  はデータ数であり、サンプリング時間は 0.04(sec) として算出した。計算の結果、適合度は  $Fit = 96.2$  となり、試行錯誤的に得られたモデル  $K_{PID}$  を用いた制御系 4. と同等のコース追従性能であることが確認できる。ここで、提案手法はシステムティックにモデルを導出しているため、試行錯誤的に導出する従来手法に比べて優れているといえる。

次に、スケジューリングを行わないアシスト制御器  $F(K, 16.7)$  を導入した制御系 2. を用いた場合は車両速度に対してアシストトルクが振動しており、ステアリングトルクおよび車両重心軌跡が大きく振動していることが分かる。最後に、スケジューリングを行わないステアリング操作モデル  $K(F, 16.7)$  およびアシスト制御器  $F(K, 16.7)$  を導入した制御系 3. を用いた場合は制御系 2. に比べて、より大きく車両重心軌跡およびステアリングトルクが振動していることが確かめられる。これらの結果から、アシスト制御器において速度変化に対するスケジューリングは不可欠であると言える。

#### 4.5.5 目標コースがドライバとアシストシステムで異なる場合のシングルレーンチェンジシミュレーション

本章で設計したアシストシステムはドライバの目標コースが既知であると仮定して設計している。しかし、推定した目標コースとドライバが実際に有している目標コースには差が存在すると考えられるため、アシストシステムとドライバモデルに入力する目標コースを別のデータとしてシングルレーンチェンジが実現できるかを確認する。与える目標コースは文献 [37] を参考に、シングルレーンチェンジ時間が最も短いコースと最も長いコース、二つを目標コースとして扱い、下記の二つのシミュレーションを行う。目標コースの算出については付録 D を参照のこと。

1. ドライバモデルにレーンチェンジ時間が最も短いコース，アシストシステムには最も長いコースを目標値として入力する
2. ドライバモデルおよびアシストシステムにレーンチェンジ時間が最も短いコースを目標値として入力する

このとき，車両速度は 13.9 (m/sec) で一定速速度と設定し，スケジューリングステアリング操作モデル  $K(F, 13.9)$  およびスケジューリングアシスト制御器  $F(K, 13.9)$  を導入した制御系を用いる．Fig. 4.8 に車両軌跡とステアリングトルクおよびアシストトルクの時間応答を示す．Fig. 4.8 上段において，実線がシミュレーション 1.，破線がシミュレーション 2. を表す．Fig. 4.8 中段がシミュレーション 1.，下段がシミュレーション 2. のトルクの時間応答を表し，実線がステアリングトルク，破線がアシストトルクを表す．Fig. 4.8 より，目標コースが違っても，シングルレーンチェンジを実現できていることが確認できる．また，目標コースが違うことにより，アシストトルクは大きく変わっていることが確認でき，それに伴いステアリングトルクも変化していることが分かる．式 (4.8) を用いて算出したステアリング操作の肉体的負荷はシミュレーション 1. では 6.92，シミュレーション 2. では 5.55 となり，目標コースが違うことによりアシストの効果が小さくなっていることが確認できる．以上より，ドライバモデルとアシストシステム間において目標コースに差が存在しても，レーンチェンジが実現できること，および差が存在することでアシストシステムの効果に変化が現れることが確認できる．

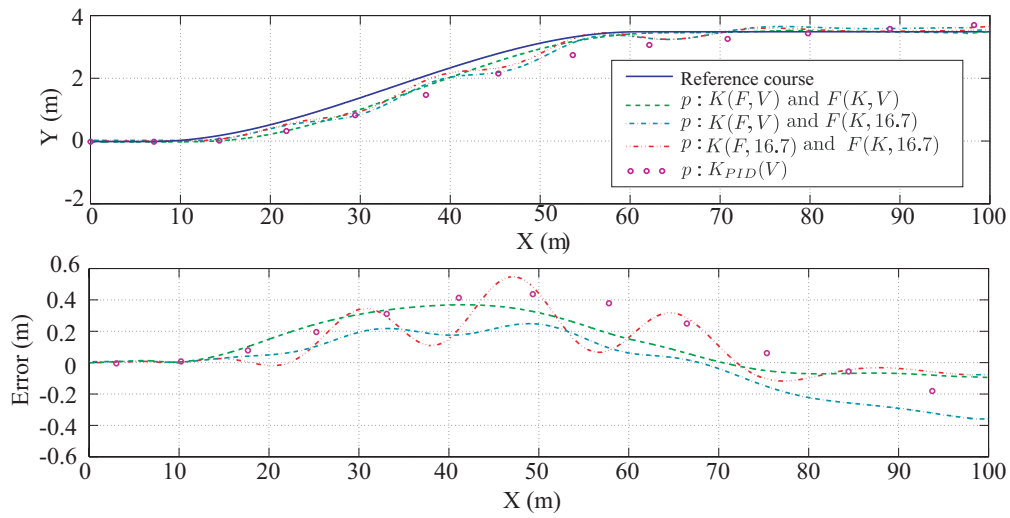


Fig. 4.6 Vehicle trajectory

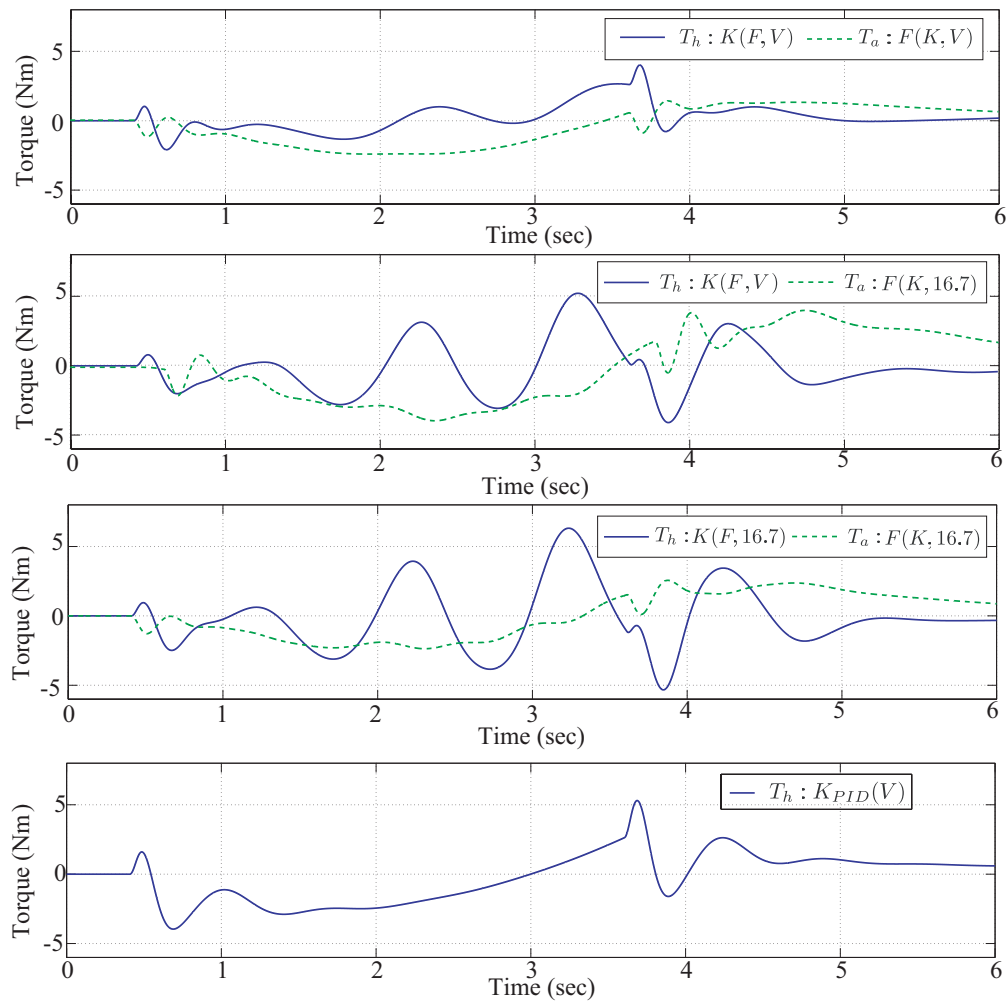


Fig. 4.7 Steering torque and assist torque

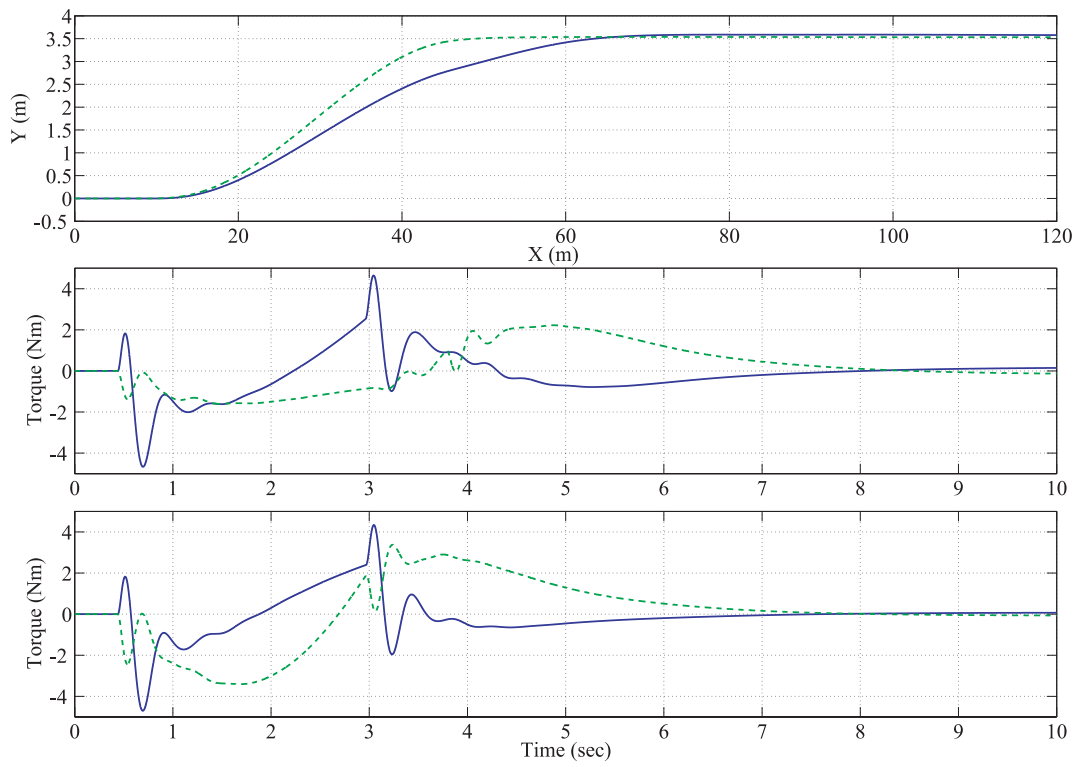


Fig. 4.8 Vehicle trajectory and steering torque

## 第 5 章

# 結論

本論文では、車線変更時におけるドライバーのステアリング操作に着目し、その支援を実現するアシストシステムの設計およびステアリング操作モデルの構築をモデルベースかつシステムティックに実現する新たな手法を提案した。

まず 2 章では、車両運動制御系について考察し、中でも車両運動特性が車両速度に依存することを鑑みて車両速度をスケジューリングパラメータとする車両運動特性のモデル化を行った。その際、一般的に非線形システムとして捉えられる制御対象を平衡状態近傍で線形化を施し LPV システムとして記述した。

次に 3 章では、マン・マシンシステムの関係性を考慮し、閉ループシステムを安定化させ、ゲイン交差周波数を一定に保つように、ドライバーのステアリング操作を再現するステアリング操作モデルを  $H_\infty$  ループ整形によるアプローチで構築した。その際、車両挙動およびドライバーのステアリング操作が速度変化に依存することを鑑み、ゲインスケジューリング手法を導入し、スケジューリングステアリング操作モデルとして表現した。その結果、構築したステアリング操作モデルは車両速度変化に対して、位相変化はほとんど行わず、ゲイン変化によって適応していることを確認した。また、数値シミュレーションによ

り、構築したスケジューリングステアリング操作モデルはドライバステアリング操作の説明モデルとして十分妥当であること、および車両速度変化に対応できることを確認した。

4章では、ステアリング操作モデルおよびアシストシステム間の相互作用を考慮し、ステアリング操作モデルの構築とアシストシステムの設計を  $H_\infty$  ループ整形によるアプローチで実現した。ここで、両者間の相互作用により直接同時構築/設計が困難であるため、車両速度を固定し、反復法を用いて速度ごとのステアリング操作モデルの構築およびアシストシステムの設計を実現した。次に、得られたステアリング操作モデルおよびアシストシステムを車両速度で補間することでスケジューリングステアリング操作モデルおよびスケジューリングアシストシステムとして表現した。構築/設計の結果、ステアリング操作モデルは導入前のステアリング操作モデルにおける高周波領域を担当し、アシスト制御器は低周波領域を担当することが新たに判明した。最後に、数値シミュレーション結果よりステアリング操作モデルおよびアシスト制御器を速度変化に対応させる必要があること、および構築/設計したステアリング操作モデルとアシスト制御器は速度変化にも対応できることも確認した。以上により、ステアリング操作とアシストシステム間の相互作用を考慮したステアリング操作モデルおよびアシストシステムのシステムティックな構築/設計がシステムティックに実現できることを確認した。

本研究の今後の課題として、測定可能なデータからドライバの目標コース推定方法の検証とアシスト制御器への導入、実データとの定量的な比較検証、およびドライバの操作感を表現する評価関数を導入することによる新たなアシストシステムの設計が挙げられる。



## 付録 A

# 車両モデルの物理パラメータ

2章で用いる車両モデルの物理パラメータを TableA.1 に示す.

TableA.1 Parameters of vehicle model

parameter	value
mass $m$	1500(kg)
moment of inertia about yaw $I$	2500 (kgm <sup>2</sup> )
front cornering stiffness $K_f$	55000 (N/rad)
rear cornering stiffness $K_r$	60000 (N/rad)
moment of inertia of handle $I_h$	20 (kgm <sup>2</sup> )
moment of inertia of king pin $I_s$	0.1 (kgm <sup>2</sup> )
Viscous friction coefficient of handle $C_h$	60
Viscous friction coefficient of steering $C_s$	10
Modulus of elasticity of king pin $K_s$	10
trail length $\xi$	0.01(m)
distance from center of gravity to front tire $l_f$	1.1(m)
distance from center of gravity to rear tire $l_r$	1.6(m)

## 付録 B

# 位置予測モデル

### B.1 位置予測モデル

Fig. B.1 にワールド座標系における車体位置  $p = [p_x, p_y]^T$ , 車体の予測位置  $p^* = [p_x^*, p_y^*]^T$ , および目標コース  $p_r = [p_{rx}, p_{ry}]^T$  の関係を示す. Fig. B.1 において  $\omega$  はヨーレート  $\omega = \dot{\phi}$  を表す. また, 速度  $V$  は速度ベクトル  $[V_x, V_y]^T$  のノルムで, 次式で

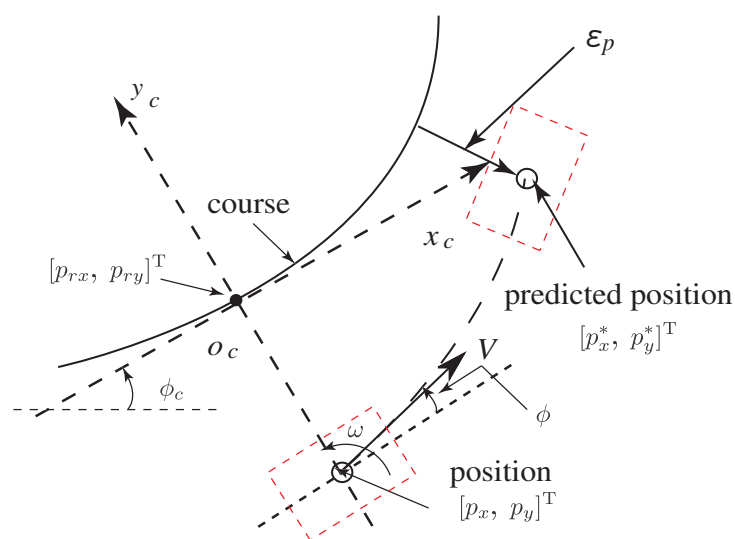


Fig. B.1 Predicted position

与えられる.

$$V = \begin{bmatrix} V_x & V_y \end{bmatrix}^T \quad (\text{B.1})$$

ワールド座標系における時刻  $t_0$  での車両位置を  $[p_x(t_0), p_y(t_0)]^T$ , 進路角を  $\phi(t_0)$  として,  $t = t_0 + \tau$  における車両の予測位置  $[p_x^*(t_0 + \tau), p_y^*(t_0 + \tau)]^T$  を次式で与える.

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} p_x^*(t_0 + \tau) \\ p_y^*(t_0 + \tau) \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} p_x(t_0) \\ p_y(t_0) \end{bmatrix} + \int_0^\tau V(t) \begin{bmatrix} \cos(\phi(t_0) + t\omega(t_0)) \\ \sin(\phi(t_0) + t\omega(t_0)) \end{bmatrix} dt \end{aligned} \quad (\text{B.2})$$

ここで, 式 (B.2) の予測では  $V(t)$  および  $\omega(t)$  は  $t \in [t_0, t_0 + \tau]$  で一定値  $V(t_0)$ ,  $\omega(t_0)$  であると仮定している. 一方, ワールド座標系における速度ベクトル  $[V_x, V_y]^T$  は次式で与えられる.

$$\begin{bmatrix} V_x(t_0) \\ V_y(t_0) \end{bmatrix} = V \begin{bmatrix} \cos \phi(t_0) \\ \sin \phi(t_0) \end{bmatrix} \quad (\text{B.3})$$

以上より, 予測位置  $[p_x^*(t_0 + \tau), p_y^*(t_0 + \tau)]^T$  は, 以下で与えられる.

$$\begin{bmatrix} p_x^*(t_0 + \tau) \\ p_y^*(t_0 + \tau) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \frac{1}{\omega(t_0)} \sin \omega(t_0)\tau & \frac{1}{\omega(t_0)} (\cos \omega(t_0)\tau - 1) \\ 0 & 1 & -\frac{1}{\omega(t_0)} (\cos \omega(t_0)\tau - 1) & \frac{1}{\omega(t_0)} \sin \omega(t_0)\tau \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_x(t_0) \\ p_y(t_0) \\ V_x(t_0) \\ V_y(t_0) \end{bmatrix} \quad (\text{B.4})$$

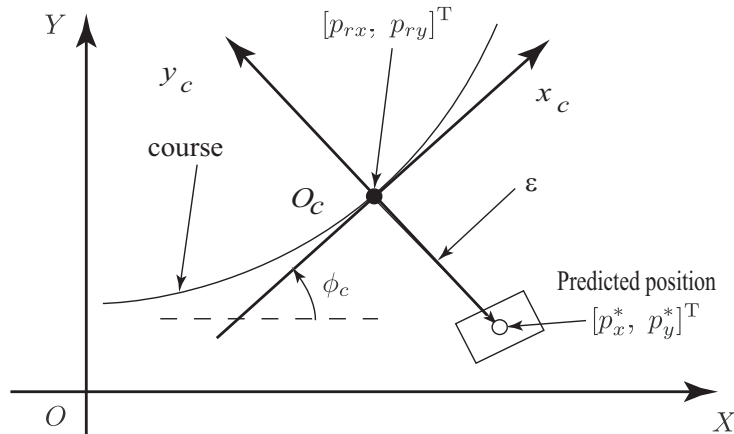


Fig. B.2 Course

## B.2 予測位置とコースの偏差

### B.2.1 コース

一般的に道路は直線, 円弧, クロソイド曲線で構築されている. ここでクロソイド曲線とは直線と円の曲率変化を補完する曲線である [38]. しかし, 実際には例外的に上記の 3 つに相当しない道路もある. 本節では, 一般的な場合の予測偏差の導出および特殊な場合として, コースが直線と円弧の場合における予測偏差の導出を行う. なお, 本稿ではクロソイド曲線はコースが一般的な場合に含まれているものとする.

### B.2.2 一般的な場合

Fig. B.2 にワールド座標系における目標コース  $p_r$ , 予測位置  $p^*$ , および予測偏差  $\epsilon$  の関係を示す.

ここで, コースがスカラパラメータ  $\alpha \in \mathbb{R}$  の関数であると仮定する. このとき予測位

置  $p^*$  に一番近いコース上の点  $p_r$  が次で与えられるものとする.

$$\begin{bmatrix} p_{rx} \\ p_{ry} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_c(\alpha^*) \\ y_c(\alpha^*) \end{bmatrix} \quad (\text{B.5})$$

$\alpha^*$  は, 車両の予測位置  $p^*$  に対して次の評価関数  $J$  を最小にする  $\alpha$  として与えられる.

$$J = (x_c(\alpha) - p_x^*)^2 + (y_c(\alpha) - p_y^*)^2 \quad (\text{B.6})$$

これより,  $\alpha^*$  は次式の解として与えられる.

$$\begin{aligned} \frac{dJ}{d\alpha} &= 2(x_c(\alpha) - p_x^*) \frac{dx_c}{d\alpha}(\alpha) + 2(y_c(\alpha) - p_y^*) \frac{dy_c}{d\alpha}(\alpha) \\ &= 0 \end{aligned} \quad (\text{B.7})$$

このとき, 予測偏差  $\epsilon$  は次で与えられる.

$$\epsilon = \left\| \begin{bmatrix} p_x^* \\ p_y^* \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} x_c^* \\ y_c^* \end{bmatrix} \right\| \quad (\text{B.8})$$

### B.2.3 コースが直線の場合

コースが直線で与えられる場合を考える. Fig.B.3 にワールド座標系における目標コース, 車両位置, 予測位置, および偏差ベクトル  $\epsilon$  の関係を示す. 目標コースは次で与えられる.

$$\begin{bmatrix} x_c(\alpha) \\ y_c(\alpha) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ k \end{bmatrix} \alpha \quad (\text{B.9})$$

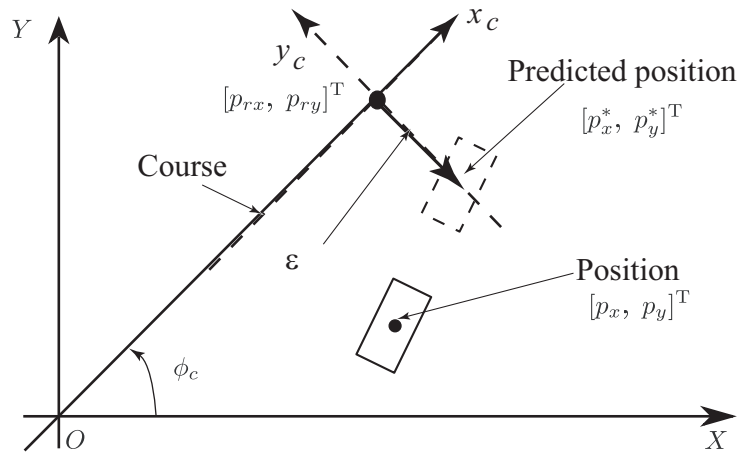


Fig. B.3 Course: Straight

このとき、ワールド座標系における予測位置に対する評価関数  $J$  は、式 (B.6) より次式で与えられる。

$$J = (\alpha - p_x^*)^2 + (k\alpha - p_y^*)^2 \quad (\text{B.10})$$

式 (B.10) より、 $\alpha^*$  は次式

$$\frac{dJ}{d\alpha} = 2(\alpha - p_x^*) + 2(k\alpha - p_y^*)k = 0$$

の解として次で与えられる。

$$\alpha^* = \frac{1}{1 + k^2} \begin{bmatrix} 1 & k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_x^* \\ p_y^* \end{bmatrix} \quad (\text{B.11})$$

よって、ワールド座標系における予測位置に一番近い目標コース上の点  $p_r$  は次で与えられる。

$$\begin{bmatrix} p_{rx} \\ p_{ry} \end{bmatrix} = \frac{1}{1 + k^2} \begin{bmatrix} 1 & k \\ k & k^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_x^* \\ p_y^* \end{bmatrix} \quad (\text{B.12})$$

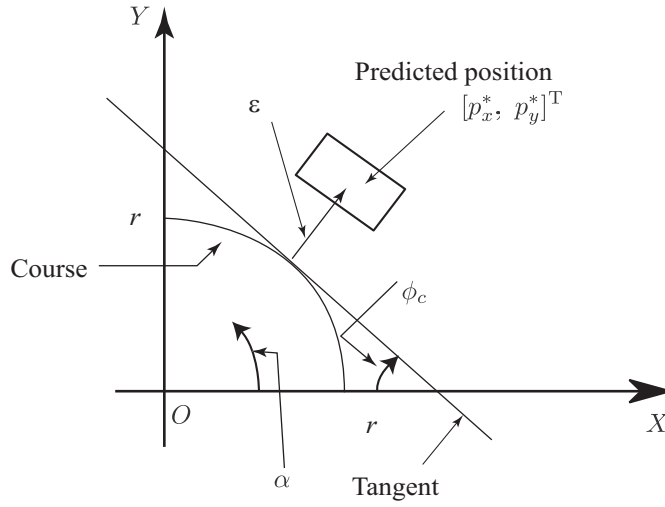


Fig. B.4 Course:Circle

また, ワールド座標系における予測偏差  $\epsilon$  は次式で与えられる.

$$\begin{aligned} \epsilon &= \left\| \begin{bmatrix} p_x^* \\ p_y^* \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} x_c^* \\ y_c^* \end{bmatrix} \right\| \\ &= \left\| \frac{1}{1+k^2} \begin{bmatrix} k^2 & -k \\ -k & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_x^* \\ p_y^* \end{bmatrix} \right\| \end{aligned} \tag{B.13}$$

### B.2.4 コースが円弧の場合

コースが円弧の場合を考える. Fig. B.4 にワールド座標系における目標コース, 車体位置, 予測位置および予測偏差の関係を示す. ワールド座標系における目標コースを極座標により, 次式で表現する.

$$\begin{bmatrix} x_c \\ y_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r \cos \alpha \\ r \sin \alpha \end{bmatrix} \tag{B.14}$$

ここで  $r$  はコース円の半径,  $\alpha$  はコース円の角度を表わす. このとき, ワールド座標系

における予測位置に対する評価関数  $J$  は式 (B.6) より以下で与えられる.

$$\begin{aligned} J &= (x_c - p_x^*)^2 + (y_c - p_y^*)^2 \\ &= (r \cos \alpha - p_x^*)^2 + (r \sin \alpha - p_y^*)^2 \end{aligned} \quad (\text{B.15})$$

式 (B.15) より,  $\alpha^*$  は次式

$$\begin{aligned} \frac{dJ}{d\alpha} &= -2(r \cos \alpha - p_x^*)r \sin \alpha + 2(r \sin \alpha - p_y^*)r \cos \alpha \\ &= 2r(p_x^* \sin \alpha - p_y^* \cos \alpha) \\ &= 0 \end{aligned} \quad (\text{B.16})$$

の解として次で与えられる.

$$\cos \alpha^* = \frac{p_x^*}{p_y^*} \sin \alpha^*$$

ここで  $\sin^2 \alpha^* + \cos^2 \alpha^* = 1$  より,

$$\begin{aligned} \sin \alpha^* &= \frac{p_y^*}{\beta} \\ \cos \alpha^* &= \frac{p_x^*}{\beta} \\ \beta &= \left( (x^*)^2 + (y^*)^2 \right)^{1/2} \end{aligned} \quad (\text{B.17})$$

従って, ワールド座標系における予測位置に一番近いコース上の点は次で与えられる.

$$\begin{bmatrix} p_{rx}^* \\ p_{ry}^* \end{bmatrix} = \frac{r}{\beta} \begin{bmatrix} p_x^* \\ p_y^* \end{bmatrix} \quad (\text{B.18})$$



また, ワールド座標系における予測偏差  $\epsilon$  は次式で与えられる.

$$\begin{aligned}\epsilon &= \left\| \begin{bmatrix} p_x^* \\ p_y^* \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} p_{rx}^* \\ p_{ry}^* \end{bmatrix} \right\| \\ &= \left\| \left(1 - \frac{r}{\beta}\right) \begin{bmatrix} p_x^* \\ p_y^* \end{bmatrix} \right\| \end{aligned} \tag{B.19}$$

## 付録 C

# 制御器設計に用いる基礎事項

### C.1 $L_2$ ノルムおよび $H_\infty$ ノルム

ある時間関数ベクトル  $x(t) \in \mathbb{R}^n$  に対して、時間領域における  $L_2$  ノルムは以下で定義される。

$$\|x\|_2 \equiv \left( \int_{-\infty}^{\infty} x^T(t)x(t)dt \right)^{1/2} < \infty \quad (\text{C.1})$$

$L_2$  空間は上式の関数が定義される関数空間である。対して  $H_\infty$  ノルムは安定な伝達関数  $G(s)$  に対して定義され、最大特異値  $\bar{\sigma}(G(j\omega))$  より次式で定義される。

$$\|G\|_\infty \equiv \sup_{\omega} \bar{\sigma}(j\omega) \quad (\text{C.2})$$

このとき、最大特異値は以下で与えられる。

$$\sup_{\omega} \bar{\sigma}(j\omega) = \sqrt{\bar{\lambda}(G^*(j\omega)G(j\omega))} \quad (\text{C.3})$$

ここで、 $\bar{\lambda}(\cdot)$  は最大固有値を求める関数であり、 $G^*(j\omega)$  は  $G(j\omega)$  の共役複素関数である。

次に、 $L_2$  ノルムと  $H_\infty$  ノルムの関係について考察する。あるシステム  $y(s) = G(s)u(s)$

としたとき、パーセバルの等式を用いて次式が得られる.

$$\begin{aligned}
\|y\|_2^2 &= \int_{-\infty}^{\infty} y^T(t)y(t)dt \\
&= \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} u^*(j\omega)G^*(j\omega)G(j\omega)u(j\omega)d\omega \\
&\leq \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} u^*(j\omega)\bar{\sigma}(G(j\omega))^2 u(j\omega)d\omega \\
&\leq \|G\|_{\infty}^2 \int_{-\infty}^{\infty} u^T(t)u(t)dt \\
&= \|G\|_{\infty}^2 \|u\|_2^2
\end{aligned} \tag{C.4}$$

上式を変形し,

$$\|G\|_{\infty} = \sup_{\|u\|_2 \neq 0} \frac{\|y\|_2}{\|u\|_2} \tag{C.5}$$

を得る. ここで  $\sup_{\|u\|_2 \neq 0} \|y\|_2/\|u\|_2$  は  $L_2$  ゲインと呼ばれ,  $H_{\infty}$  ノルムと等価である.

## C.2 合同変換

対象行列  $P$  と正則行列  $W$  に対して以下の条件は等価である.

1.  $P > 0$
2.  $W^T X W > 0$

条件 1. が成立するとき, 正定行列  $P$  の定義から任意の行列  $x \neq 0$  に対して,  $x^T P x > 0$  が成立する. ここで,  $x = Wz$  のとき, 任意のベクトル  $z \neq 0$  に対して  $x^T P x = z^T W^T P W z > 0$  となるため,  $W^T P W > 0$  となる.

条件 2. が成立するとき, 任意のベクトル  $z \neq 0$  に対して,  $z^T W^T P W z > 0$  が成り立つ. ここで,  $x = W^{-1}z \neq 0$  とすると,  $z^T W^T P W z = x^T P x > 0$  であり,  $P > 0$  と

なる。

### C.3 Schur complement

ある対称行列  $P$  が次式で与えられるものとする。

$$P = \begin{bmatrix} P_{11} & P_{12} \\ P_{12}^T & P_{22} \end{bmatrix} \quad (\text{C.6})$$

このとき、以下の条件は等価である。

1.  $P > 0$
2.  $P_{11} > 0$  かつ  $P_{22} - P_{12}^T P_{11}^{-1} P_{12} > 0$
3.  $P_{22} > 0$  かつ  $P_{11} - P_{12} P_{22}^{-1} P_{12}^T > 0$

条件 1. が成立するとき、正則行列  $W$  で合同変換すると、

$$W = \begin{bmatrix} I & -P_{11}^{-1} P_{12} \\ 0 & I \end{bmatrix} \quad (\text{C.7})$$

$$W^T P W = \begin{bmatrix} P_{11} & 0 \\ 0 & P_{22} - P_{12}^T P_{11}^{-1} P_{12} \end{bmatrix} > 0 \quad (\text{C.8})$$

が得られる。上式より条件 1. および条件 2. は等価である。同様に条件 1. および条件 3.

は等価である。

## C.4 有界実補題

### C.4.1 線形行列不等式 (LMI) の導出

次の状態方程式で記述される安定な伝達関数  $G(s)$  ,

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu \\ y = Cx + Du \end{cases} \quad (\text{C.9})$$

に対し, 次式のように  $G$  の  $H_\infty$  ノルムが  $\gamma$  以下であることを評価する.

$$\|G(s)\|_\infty < \gamma \quad (\text{C.10})$$

このとき,  $L_2$  ゲインの上限が  $H_\infty$  ノルムと等価であるため,

$$\|G(s)\|_\infty = \sup_{\|u\| \neq 0} \frac{\|y\|_2}{\|u\|_2} < \gamma \quad (\text{C.11})$$

が成り立つ. 上式より,

$$\int_0^t y^T(\tau)y(\tau)d\tau < \gamma^2 \int_0^t u^T(\tau)u(\tau)d\tau \quad (\text{C.12})$$

となる. ここで, 安定なシステムであると仮定し, リアプノフ関数を用いると以下の十分条件が得られる.

$$\int_0^t \left\{ y^T(\tau)y(\tau) - \gamma^2 u^T(\tau)u(\tau) + \frac{d}{dt} x^T(\tau)Px(\tau) \right\} d\tau < 0 \quad (\text{C.13})$$

これより, 次式を得る.

$$y^T y - \gamma^2 u^T u + \frac{d}{dt} x^T P x < 0 \quad (\text{C.14})$$

次に式 (C.9) を代入し、次式を得る.

$$\begin{bmatrix} x \\ u \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} PA + A^T P + C^T C & PB + C^T D \\ B^T P + D^T C & -\gamma^2 I + D^T D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ u \end{bmatrix} < 0 \quad (\text{C.15})$$

よって、次の線形行列不等式 (LMI) が得られる.

$$\begin{bmatrix} PA + A^T + C^T C & PB + C^T D \\ B^T P + D^T C & -\gamma^2 I + D^T D \end{bmatrix} < 0 \quad (\text{C.16})$$

式 (C.16) を満たす  $P > 0$  が存在するとき、式 (C.10) を満たす. 式 (C.16) は有界実補題と呼ばれる. しかし、 $\gamma^2$  の存在により、 $H_\infty$  ノルムを最小化する  $\gamma$  最小化問題を直接解く事が出来ない. そこで、下記の変形を施す.

まず、式 (C.16) の両辺を  $\gamma \neq 0$  で割り、新たに  $Q = P/\gamma > 0$  を置く. 次に Schur complement を用いて、新たに次の LMI が得られる.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} QA + A^T Q + \frac{1}{\gamma} C^T C & QB + \frac{1}{\gamma} C^T D \\ B^T Q + \frac{1}{\gamma} D^T C & -\gamma I + \frac{1}{\gamma} D^T D \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} QA + A^T Q & QB \\ B^T Q & -\gamma I \end{bmatrix} + \frac{1}{\gamma} \begin{bmatrix} C^T C & C^T D \\ D^T C & D^T D \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} QA + A^T Q & QB \\ B^T Q & -\gamma I \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C^T \\ D^T \end{bmatrix}^T \frac{1}{\gamma} I \begin{bmatrix} C^T \\ D^T \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} QA + A^T Q & QB & C^T \\ B^T Q & -\gamma I & D^T \\ C & D & -\gamma I \end{bmatrix} < 0 \quad (\text{C.17}) \end{aligned}$$

#### C.4.2 パラメータ依存 LMI の導出

新たに次の状態方程式を考える.

$$\begin{cases} \dot{x} = A(\theta)x + Bu \\ y = C(\theta)x + Du \end{cases} \quad (\text{C.18})$$

ここで  $\theta$  はスケジューリングパラメータを表す。同様に対称行列  $P(\theta)$  を置き, 式 (C.13) に代入する。

$$\int_0^t \left\{ y^T(\tau)y(\tau) - \gamma^2 u^T(\tau)u(\tau) + \frac{d}{dt} x^T(\tau)P(\theta)x(\tau) \right\} d\tau < 0 \quad (\text{C.19})$$

これより, 次式を得る。

$$y^T y - \gamma^2 u^T u + \frac{d}{dt} x^T P x < 0 \quad (\text{C.20})$$

ここで  $\theta$  が時変パラメータであるとき, 次式に変換される。

$$y^T y - \gamma^2 u^T u + \dot{x}^T P(\theta)x + x^T \dot{\theta} \frac{\partial}{\partial \theta} P(\theta)x < 0 \quad (\text{C.21})$$

以下, 前節と同様に計算すると次のパラメータ依存 LMI を導くことが出来る。

$$\begin{bmatrix} Q(\theta)A(\theta) + A(\theta)^T Q(\theta) + \dot{\theta} \frac{\partial}{\partial \theta} Q(\theta) & Q(\theta)B & C(\theta)^T \\ B^T Q(\theta) & -\gamma I & D^T \\ C(\theta) & D & -\gamma I \end{bmatrix} < 0 \quad (\text{C.22})$$

## 付録 D

### 目標コースの算出

ドライバは周囲の状況を加味しながら、自身で目標コースを有しており、この目標コースに追従するように運転していると考えられる。従来研究では、隠れマルコフモデルを用いて車線変更における車両軌跡を初期状態から推定するアプローチ [24] や、車両軌跡を車線変更にかける時間の関数として表現するアプローチ [37] が提案されている。本稿では後者の車線変更時間を用いたアプローチ [37] を採用する。車線変更の様子を Fig. D.1 に示す。Fig. D.1 において  $D$  (m) は車線変更区間、 $W$  (m) は車線幅、および  $t_{lc}$  は車線変更時間を示す。

車線変更時の車両軌跡を下記の 3 次式を用いて表現する。

$$\begin{aligned} x(t) &= A_3 t^3 + A_2 t^2 + A_1 t + A_0 \\ y(t) &= B_3 t^3 + B_2 t^2 + B_1 t + B_0 \end{aligned} \tag{D.1}$$

車線変更時の車両速度を一定と仮定し、次式のようにパラメータを定める。

$$\begin{aligned} x(0) &= 0, & x(t_{lc}) &= D, & \dot{x}(0) &= V, & \dot{x}(t_{lc}) &= V \\ y(0) &= 0, & y(t_{lc}) &= W, & \dot{y}(0) &= 0, & \dot{y}(t_{lc}) &= 0 \end{aligned}$$



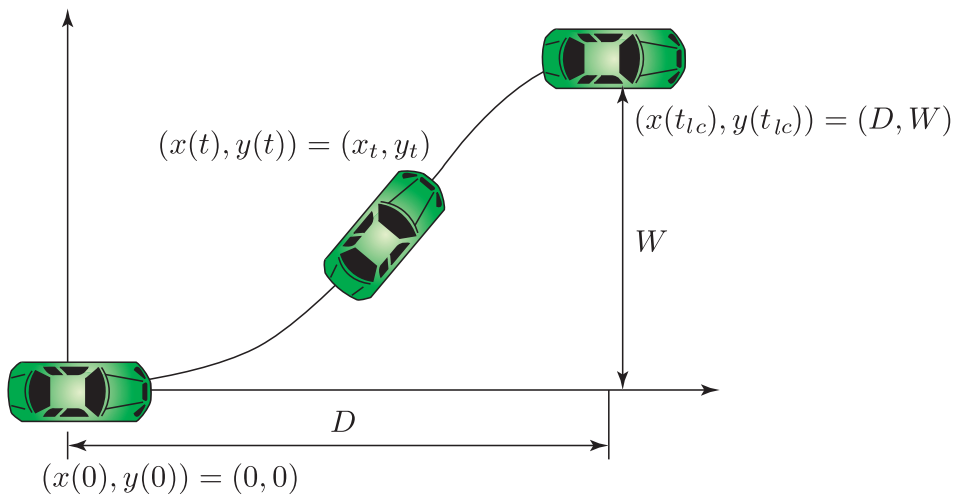


Fig. D.1 Single lane change: position

このとき、式 (D.1) は次式で書き換えられる。

$$\begin{aligned}
 x(t) &= 2\eta \left(\frac{t}{t_{lc}}\right)^3 - 3\eta \left(\frac{t}{t_{lc}}\right)^2 + Vt \\
 y(t) &= -2W \left(\frac{t}{t_{lc}}\right)^3 + 3W \left(\frac{t}{t_{lc}}\right)^2 \\
 \eta &= Vt_{lc} - D
 \end{aligned} \tag{D.2}$$

車線変更時間  $t_{lc}$  はステアリングの切り方により変化する。以下の車両速度ベクトル変化の最大値を表すパラメータ  $a$  はステアリングのきり方に依存する。

$$a = \max \left( \sqrt{\ddot{x}^2 + \ddot{y}^2} \right) \Big|_{t=0 \sim t_{lc}} \tag{D.3}$$

ここで、次の評価関数を定める。

$$\begin{aligned}
 J(a, t_{lc}) &= w_1 a^2 + w_2 t_{lc}^2 \\
 w_1 + w_2 &= 1
 \end{aligned} \tag{D.4}$$

式 (D.4) における  $w_1$  および  $w_2$  はステアリングのきり方と車線変更時間にかかる重みである。  $w_1 \in (0, 1)$  および  $w_2 \in (0, 1)$  が与えられたとき、評価関数  $J$  を最小にするパラ

メータにより車両軌跡を決定することが出来る。  $\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} = V$  および式 (D.2)~(D.4)

より、下記の評価関数を最小にすればよい。

$$\min J(a) = \min \left[ w_1 a^2 + w_2 \left( \frac{3W^3 a}{V^4} + \frac{3\sqrt{2}W^2}{V^2} + 6\frac{W}{a} \right) \right] \quad (\text{D.5})$$

なお  $w_1 \rightarrow 1$  のとき、ステアリングはあまり切らずに車線変更を行う。式 (D.4) より、最適値  $a^*$ 、および  $t_{lc}^*$  は次式で得られる。

$$\begin{aligned} a^* &= \left( \frac{6w_2 W}{2w_1} \right)^{1/3} \\ t_{lc}^* &= \sqrt{3} \frac{W^{3/2}}{V^2} a^{*1/2} + \sqrt{6W} a^{*-1/2} \end{aligned} \quad (\text{D.6})$$

また、車線変更区間  $D^*$  は次式で近似できる。

$$D^* = V \sqrt{\frac{6W}{a^*}} \quad (\text{D.7})$$

ここで、車線幅  $W$  は一般的に既知であり、車両速度  $V$  は測定可能であるため、車両軌跡は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} x(t) &= 2\sqrt{3}A^* \left( \frac{t}{t_{lc}^*} \right)^3 - 3\sqrt{3}A^* \left( \frac{t}{t_{lc}^*} \right)^2 + Vt \\ y(t) &= -2W \left( \frac{t}{t_{lc}^*} \right)^3 + 3W \left( \frac{t}{t_{lc}^*} \right)^2 \\ A^* &= \frac{W^{3/2} \sqrt{a^*}}{V^2} \end{aligned} \quad (\text{D.8})$$

## 参考文献

- [1] Diomidis I. Katzourakis, Efstathios Veleins, Edward Holweg, Riender Happee :  
Haptic Steering Support for Driving Near the Vehicle's Handling Limits : Test-  
Track Case, IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, Issue 99,  
p. 1/9 (2014)
- [2] 石田真之助, 田中潤, 近藤聡, 川越浩行 : ドライバアシストシステムがドライバに与  
える影響と効果の測定, 自動車技術, Vol. 56-No. 3, p.58/63 (2002)
- [3] 堀内伸一郎, 砂田圭 : 車線追従のための操舵支援システムと多入力ドライバモデル  
を用いた評価, 国際交通安全学会誌, Vol. 26-No. 2, p. 88/95 (2001)
- [4] ポンサトーン ラクシンチャラーンサク : リスクポテンシャル予測による自動車の  
障害物回避運動制御, 計測と制御, 54 巻 11 号, p. 820/823 (2015)
- [5] 堤坂康博 : 安全運転支援システムと ITS 通信の役割, 計測と制御, 54 巻 11 号,  
p. 845/848 (2015)
- [6] 安藤敏之 : 日産の自動運転実現に向けた取り組みと展望, 計測と制御, 54 巻 11 号,  
p. 832/840 (2015)
- [7] Frank Ole Flemisch, Klaus Bengler, Heiner Bubb, Hermann Winner, Ralph  
Bruder : Towards cooperative guidance and control of highly automated vehicles  
: H-Mode and Conduct-by-Wire, Ergonomics, Vol. 57-No. 3, 343/360 (2014)

- [8] 我妻広明：人工知能による運転支援・自動運転技術の現状と課題，計測と制御，54巻11号，p. 808/815 (2015)
- [9] 安部正人：自動車の運動と制御，山海堂，p. 247 (2003)
- [10] 堀内伸一郎：ドライバモデルの使い方，自動車技術会シンポジウム ドライバ評価手法の基礎と実践—ドライバ特性をふまえた車・システムづくりをめざして—，p. 71/78 (2005)
- [11] 安部正人，大沢洋：自動車の運動性能向上技術，朝倉書店，p. 171 (2007)
- [12] 井口雅一，藤井澄二，久田丈夫：模擬自動車による運転者の制御動作の基礎的研究，自動車技術会論文集，No. 7，p. 1/7 (1960)
- [13] Jun Ishio, Hiroki Ichikawa, Yoshio Kano, Masato Abe : Vehicle-handling Quality Evaluation Through Model-based Driver Steering Behavior, Vol. 46, p. 549-560 (2008)
- [14] Taeyoung Lee, Beomjun Kim, Kyongsu Yi, Changhyun Jeong : Development of Lane Change Driver Model for Closed-loop simulation of the Active Safety System, 14th International IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems, p. 56/61 (2011)
- [15] Yukihiro Fujiwara, Tadahiro Fujihira, Shinichi Ishiwa, Shuichi Adachi : Control Design of Driver Support System using Multiple Driver Models, SICE Annual Conference, p. 2443/2448 (2004)
- [16] Michael Flad, Clemens Trautmann, Gunter Diehm, Soren Hohmann : Experimental Validation of a Driver Steering Model based on Switching of Driver Specific Primitives, IEEE International Conference on Systems, p. 214/220 (2014)
- [17] Peter Hermannstadter, Bin Yang : Driver Distraction Assessment Using Driver

- Modeling, IEEE International Conference on Systems, p. 3693/3698 (2013)
- [18] 近藤政市：自動車の操舵と運動間に存在する基礎的關係について，自動車技術会論文  
文集，No. 5, p. 40/43 (1958)
- [19] 阿部将太，水貝智洋，平田淳一，狩野芳郎，山門誠，安部正人：ロールの大きさが  
ドライバの操舵特性評価に及ぼす影響，自動車技術会春季大会前刷集，p. 764/768  
(2015)
- [20] 岩野孝，ポンサトーン ラクシンチャラーンサク，永井正夫：障害物回避時における  
アクティブ操舵制御とドライバの操舵協調性の検討，自動車技術会春季大会前刷集，  
No. 5-14, p. 13/16 (2014)
- [21] 毛利宏，永井正夫：操舵トルクを制御入力とする車線追従制御の検討（第1報，操舵  
角制御と操舵トルク制御の比較），日本機械学会論文集，67巻664号，No. 1-0023，  
p. 160/167 (2001)
- [22] 毛利宏，佐藤茂樹，永井正夫：操舵トルクを制御入力とする車線追従制御の検討（第  
2報，操舵トルク制御系の設計とロバスト性の検討），日本機械学会論文集，69巻  
681号，No. 2-0949, p. 93/100 (2003)
- [23] 渡辺亮，内田健康：実用化が見えてきたゲインスケジューリング，計測と制御，  
Vol. 38-No. 1, p. 31/36 (1999)
- [24] 西脇由博，宮島千代美，北岡教英，武田一哉：確率的手法を用いた車線変更軌跡のモ  
デル化，情報処理学会論文誌，Vol. 51-No. 1, p. 131/140 (2010)
- [25] Shun Shimizu, Ryo Watanabe : Design of Steering Operation Model Scheduled by  
Vehicle Velocity for Lane Change -Approach via  $H_\infty$  Loop Shaping-, IEEE/SICE  
International Symposium on System Integration, p. 471/474 (2014)
- [26] D. H. Weir, D. T. Mcruer : Dynamics of Driver Vehicle Steering Control, Atom-

- atica, Vol. 6-Issue 1, p. 87/98 (1970)
- [27] SAE J3016 : Taxonomy and Definitions for Terms Related to On-Road Motor Vehicle Automated Driving Systems
- [28] 向江秀之, 村岸裕治, 小野英一, 沼崎一志, 葉山良平 : 高度運転支援システムの HMI 原則, 計測と制御, 54 巻 11 号, p. 841/844 (2015)
- [29] 辻敏夫, 加藤壮志, 金子真 : 人間 - ロボット系の追従制御特性, 日本ロボット学会誌, Vol. 18-No. 2, p.285/291 (2009)
- [30] L. Menhour, D. Lechner, A. Charara : Steering control based on a two-level driver model : experimental validation and robustness tests, IEEE Multi-conference on Systems and Control, p. 125/130 (2009)
- [31] 杉山高洋, 内田健康 : 超磁歪材アクチュエータを有する直動型サーボ弁のモデリングとゲインスケジューリングによるスプール位置制御, システム制御情報学会論文誌, Vol. 14-No. 3, p. 110/116 (2001)
- [32] Pascal Gahinet, Pierre Apkarian, Mahmoud Chilali : Affine Parameter-Dependent Lyapunov Functions for Real Parametric Uncertainty, Automatic Control, IEEE Transaction on, Vol. 41-Issue 3, p. 436/442 (1996)
- [33] Takehito Azuma, Ryo Watanabe, Kenko Uchida, Masayuki Fujita : A New LMI Approach to Analysis of Linear Systems Depending on Scheduling Parameter in Polynomial Forms, Automatisierungstechnik, Vol. 41-Issue 4, p. 199/204 (2000)
- [34] 清水駿, 渡辺亮 : 車両速度変化に対応するステアリング操作モデルの構築-スケジューリング  $H_\infty$  ループ整形によるアプローチ-, 計測自動制御学会論文集, Vol. 51-No. 11, p. 763/768 (2015)
- [35] 蛭原義雄 : LMI によるシステム制御, p. 236, 森北出版 (2012)

- 
- [36] 寺澤武, 狩谷悠史, 工藤新也, 小山哉, 藤岡健彦: ドライバ特性を考慮した車線維持支援システムの開発と評価, 自動車技術会前刷集, No. 4-07, p. 9-12 (2012)
- [37] Sumin Zhang, Weiwen Deng, Qigrong Zhao, Hao Sun, Bakhtiar Litkouhi: Dynamic Trajectory Planning for Vehicle Autonomous Driveing, IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics, p. 4161/4166 (2013)
- [38] 中村英樹, 効果的な交通安全対策立案のための信号交差点安全性定量評価シミュレーション手法の開発, タカタ財団助成研究論文集 ISSN 2185-8950, p. 1/90 (2009)

# 謝辞

本研究を進めるにあたり、渡邊亮先生に多数のご助言、ご指導を賜ったことに深謝の意を表します。私は取り立てて優秀な学生ではなかったと自覚しておりますが、およそ6年半という長い期間、研究に打ち込むことが出来、論文としてまとめられる成果を得られたのは、先生がお忙しい中、時間を割いていただき丁寧にご指導して下さったためだと実感しております。また、学会発表および論文執筆の経験を数多くつませていただいたことに感謝しております。先生には幾度も添削をしていただき、時には叱咤激励を賜ることで、いかに内容を伝えるのかというスキルを高めることが出来たと実感しております。

お忙しい中、時間を割いていただき、副査を担当して下さった内田健康先生、村田昇先生、および井上真郷先生には、予備審査および公聴会にて深く踏み込んだ議論をして下さったことをありがたく思っております。

また、同じ研究班として大いに議論した同輩、後輩達、並びに楽しい雰囲気を作り上げた渡邊研究室の諸先輩、同輩、後輩達に感謝致します。

最後に、研究を進めるにあたり、参考にさせていただいた全ての研究論文の著者、関係者の皆様に感謝致します。

平成 28 年 2 月

清水 駿



# 業績一覧

## 論文

- (1) 清水駿, 渡辺亮, 車両速度変化に対応するステアリング操作モデルの構築 -スケジューリング  $H_\infty$  ループ整形によるアプローチ-, 計測自動制御学会論文集, 第 51 巻第 11 号, p. 763/768 (2015)

## 講演 (国際学会 査読有り)

- (1) Shun SHIMIZU, Ryo WATANABE, Design of Steering Operation Model Scheduled by Vehicle Velocity for Lane Change -Approach via  $H_\infty$  Loop Shaping-, IEEE/SICE International Symposium on System Integration, Tokyo, Japan, p. 471/474, (2014)
- (2) Shun SHIMIZU, Ryo WATANABE, Design of Assist System which Considers Interaction with Steering Operation, IEEE/SICE International Symposium on System Integration, Aichi, Japan, p. 995/999, (2015)

## 講演 (国内学会 査読無し)

- (1) 清水駿, 渡辺亮, コース追従を実現するドライバーモデルの作成 -ゲインスケジューリングとスイッチング PID コントローラによるアプローチ-, 第 12 回計測自動制御学会制御部門大会, p0083, (2012), 奈良県
- (2) 清水駿, 渡辺亮, コース追従を実現するドライバーモデル -スケジューリングドライバーモデルとスイッチングドライバーモデルの比較-, 第 41 回制御理論シンポジウム, p. 271/276, (2012), 神奈川県
- (3) 清水駿, 渡辺亮, ドライバーモデルのシステムティックな構築 -ゲインスケジューリング手法に基づくアプローチ-, 自動車技術会 2013 年秋季大会, No. 146-13, p. 1/6, (2013), 愛知県
- (4) 清水駿, 渡辺亮, スケジューリング PID ステアリング操作モデルの安定性解析, 第 14 回計測自動制御学会 システムインテグレーション部門講演会, p. 0928/0931, (2013), 兵庫県
- (5) 清水駿, 渡辺亮, スケジューリング  $H_\infty$  制御理論に基づくステアリング操作モデルの設計, 自動車技術会 2014 年春季大会, No. 12-14, p. 1/4, (2014), 神奈川県
- (6) 清水駿, 渡辺亮, ステアリング操作特性の変動を考慮したアシストシステムの設計, 自動車技術会 2015 年春季大会, No. 45-15, p. 1107/1110, (2015), 神奈川県