



# 環境変動や乗り心地を考慮した車両の自動運転に関する研究

吉本, 達也

---

(Degree)

博士 (工学)

(Date of Degree)

2016-09-25

(Date of Publication)

2018-09-25

(Resource Type)

doctoral thesis

(Report Number)

甲第6740号

(URL)

<https://hdl.handle.net/20.500.14094/D1006740>

※ 当コンテンツは神戸大学の学術成果です。無断複製・不正使用等を禁じます。著作権法で認められている範囲内で、適切にご利用ください。



# 博 士 論 文

(論文題目)

環境変動や乗り心地を考慮した  
車両の自動運転に関する研究

平成28年7月

神戸大学大学院工学研究科

(氏名) 吉 本 達 也



# 摘要

現在、日本をはじめとして農業労働力の減少や高齢化が社会問題となっている。また、自動車の交通事故も世界的規模で増加しており、大きな社会問題となっている。これらを解決する手段として、農業用車両や乗用車の自動運転が注目されている。すでに多くの民間企業や研究機関が盛んに研究を行っているが、実用化に向けての課題が残っており、未だに普及はしていない。

実用化に向けての課題の一つとして、環境に存在する外乱に対してロバストな車両制御手法が確立されていないことが挙げられる。農作業を行う圃場は不整地であるため路面の凹凸が多く存在する。また、乗用車が走行する環境にも橋の継ぎ目や轍、風など、車両の制御に対して悪影響を与える外乱が多く存在する。これらの外乱は最悪の場合、車両を不安定な状態に陥れてしまい、重大な事故を招く可能性がある。したがって、走行環境に存在する外乱に対して、ロバストな車両制御を行うことが必要である。また、乗用車の自動運転に関しては追従性のみならず乗り心地が重要なファクターであり、追従性と乗員の乗り心地の両立が必要である。さらに、乗用車の自動運転の場合は、周辺に走行している車両が存在する状況が頻繁に生じるため、自車両の安定性だけでなく、周辺車両との衝突を防ぐという意味での安全性を担保しなければならない。このように、自動運転においては車両の運動制御のみならず、周辺環境の変動を考慮した上での走行経路生成が重要な課題である。

そこで本研究では、車両の自動運転に関して、環境変動や乗り心地を考慮したロバストな車両制御手法、経路生成法を提案する。また、シミュレーションや実車実験により、提案手法の有効性を検証した。その結果、提案手法が実用的な自動走行車の実現に関して、有用であることが確認された。



Doctoral Thesis

Studies on Autonomous Driving of Vehicle  
Considering Environmental Variations  
and Ride Comfort

Tatsuya Yoshimoto

July 2016

Graduate School of Engineering  
Kobe University



# Abstract

Currently, a social problem is the decrease and the aging of the agricultural labor in some countries including Japan. In addition, the traffic accident which has been increasing all over the world is also a big social problem. Autonomous driving of the agricultural vehicle and the passenger vehicle to solve such social problems is attracting attention. Many private companies and research institutes have been researching on autonomous driving. However, it has not been made practicable because there remains problems for practical use.

One of the unresolved problems is that a robust control method against disturbances in the environment has not been established yet. On agricultural fields, the roughness exists because roads are uneven terrain. Roads for passenger vehicles also have the roughness such as the seam of the bridge, the rut, and the wind. These disturbances are harmful for vehicle control. At the worst case, there is a possibility they make a vehicle unstable and cause a serious accident. Accordingly, robust vehicle control against disturbances is required. Regarding autonomous driving of the passenger vehicle, ride comfort is also important, and it is necessary to achieve following performance and ride comfort. Moreover, in the case of the autonomous passenger vehicle, the autonomous driving system ensures not only its own stability but also safety as collision avoidance because many other vehicles often exist around the ego-vehicle. For this reason, it is important task to generate a path considering variations of surrounding environment in addition to motion control of an ego-vehicle.

Therefore, in this study, it is aimed to establish the robust control method and the path generation method considering ride comfort and the environmental variation. The effectiveness of the proposed methods was verified with some simulations and experiments using actual vehicles. Consequently, it was confirmed that the proposed methods are useful for the realization of practicable autonomous vehicles.

# 目次

<b>第1章</b>	<b>序論</b>	<b>1</b>
1.1	研究背景	1
1.1.1	農業用自動走行車両の研究背景	1
1.1.2	乗用自動走行車の研究背景	3
1.2	研究目的	6
1.3	本論文の構成	6
<b>第2章</b>	<b>農業用無人走行車の速度制御系設計法</b>	<b>9</b>
2.1	はじめに	9
2.2	UGVのモデル	10
2.2.1	UGV	10
2.2.2	UGVのモデル化	12
2.2.3	パラメータの同定方法	13
2.3	UGVの速度制御	14
2.3.1	スロットルバルブの制御	14
2.3.2	フィードフォワード制御	15
2.3.3	$H_\infty$ 制御	16
2.3.4	ゲインスケジュールド $H_\infty$ 制御	19
2.3.5	積分補正・重力補正	21
2.4	実車実験	23
2.4.1	実験環境	23
2.4.2	積分補正・重力補正の効果検証	26
2.4.3	ゲインスケジュールド $H_\infty$ 制御と $H_\infty$ 制御の比較	28
2.4.4	牧草地における性能評価	32
2.5	おわりに	33
<b>第3章</b>	<b>ドライバ特性を考慮した自動車のアダプティブクルーズコントロール</b>	<b>35</b>
3.1	はじめに	35
3.2	減速追い付き制御手法	36
3.2.1	ドライバ特性に基づく目標値の生成	36
3.2.2	目標値の再生成	39
3.2.3	前後方向の車両運動モデル	41
3.2.4	速度・車間距離制御の制御則	42
3.3	シミュレーション	42

3.3.1	シナリオ	42
3.3.2	シミュレーション結果・考察	43
3.4	実車実験	45
3.4.1	実験車両・シナリオ	45
3.4.2	実験結果・考察	45
3.5	おわりに	47
<b>第4章</b>	<b>乗り心地と追従性を両立する自動車の操舵制御系設計法</b>	<b>49</b>
4.1	はじめに	49
4.2	非線形重み付き Path Following 制御による操舵制御手法	50
4.2.1	等価二輪モデル	51
4.2.2	従来の Path Following 制御	51
4.2.3	非線形重み付き Path Following 制御	53
4.3	シミュレーション	55
4.3.1	想定ケース	55
4.3.2	シミュレーション結果・考察	57
4.4	実車実験	61
4.4.1	実験車両	61
4.4.2	実験内容	61
4.4.3	実験結果・考察	61
4.5	おわりに	65
<b>第5章</b>	<b>動的環境下における乗り心地を考慮した自動車のレーンチェンジ経路生成法</b>	<b>67</b>
5.1	はじめに	67
5.2	三次元空間表現によるレーンチェンジ経路生成法	68
5.2.1	車両変位の三次元空間表現法	68
5.2.2	目標横変位の生成	69
5.2.3	目標縦変位の生成	73
5.2.4	目標経路の最適化	73
5.3	シミュレーション	74
5.3.1	シナリオ	74
5.3.2	シミュレーション結果・考察	76
5.4	おわりに	81
<b>第6章</b>	<b>結論</b>	<b>83</b>
	謝辞	85
	参考文献	87
	研究成果	93

# 目次

1.1	Transition of the number of farm workers . . . . .	2
1.2	Area transition of abandoned farmlands . . . . .	2
1.3	Transition of the number of retained vehicles . . . . .	3
1.4	Transition of the number of car accidents . . . . .	4
2.1	UGV . . . . .	11
2.2	Duty ratio . . . . .	11
2.3	UGV with trailer . . . . .	11
2.4	Model of vehicle control system . . . . .	12
2.5	Throttle valve control system . . . . .	15
2.6	Feed-forward control system . . . . .	15
2.7	Generalized plant . . . . .	16
2.8	Generalized plant . . . . .	17
2.9	$H_\infty$ control problem . . . . .	17
2.10	Generalized plant and control system . . . . .	19
2.11	Schematic drawing of weighting functions . . . . .	20
2.12	Generalized plant and control system . . . . .	22
2.13	Block diagram of control system . . . . .	23
2.14	Rotation direction of pitch motion . . . . .	23
2.15	Experimental field (orchard) . . . . .	24
2.16	Experimental field (pasture) . . . . .	24
2.17	Experimental course (orchard) . . . . .	25
2.18	Experimental course (pasture) . . . . .	25
2.19	Pitch angle (course 1) . . . . .	26
2.20	Pitch angle (course 2) . . . . .	26
2.21	Velocity response (without integral and gravity correction) . . . . .	27
2.22	Velocity response (with integral correction) . . . . .	27
2.23	Velocity response (with gravity correct) . . . . .	28

2.24	Velocity response (with integral and gravity correction) . . . . .	28
2.25	Bode diagram of each controller . . . . .	30
2.26	Velocity response (without trailer, 600[kg]) . . . . .	31
2.27	Control input (without trailer, 600[kg]) . . . . .	31
2.28	Velocity response (with trailer, 950[kg]) . . . . .	31
2.29	Control input (with trailer, 950[kg]) . . . . .	32
2.30	Velocity response (without trailer) . . . . .	32
2.31	Velocity response (with trailer) . . . . .	33
3.1	Driving data (60 → 40[km/h]) . . . . .	36
3.2	Driving data (80 → 40[km/h]) . . . . .	37
3.3	Driving data (100 → 40[km/h]) . . . . .	37
3.4	Reference acceleration . . . . .	38
3.5	Reference velocity . . . . .	38
3.6	Reference relative distance . . . . .	38
3.7	Driving data (in accelerating of preceding vehicle) . . . . .	40
3.8	Driving data (in braking of preceding vehicle) . . . . .	40
3.9	Scenario . . . . .	43
3.10	Relative distance . . . . .	43
3.11	Velocity . . . . .	44
3.12	Acceleration . . . . .	44
3.13	Control input . . . . .	44
3.14	Relative distance . . . . .	46
3.15	Velocity . . . . .	46
3.16	Acceleration . . . . .	46
3.17	Control input . . . . .	47
4.1	Experimental data 1 with the conventional method . . . . .	50
4.2	Experimental data 2 with the conventional method . . . . .	50
4.3	Single track model . . . . .	51
4.4	Path following control . . . . .	52
4.5	Nonlinear weighting function $w_2(e_2)$ . . . . .	53
4.6	Nonlinear weighting function $w_3(e_3)$ . . . . .	54
4.7	Disturbance (case 1) . . . . .	56

4.8	Simulation by using equivalent steering angle disturbance (case 1 & 2) . . .	56
4.9	Disturbance (case 1) . . . . .	57
4.10	Results of simulation (case 1) . . . . .	59
4.11	Results of simulation (case 2) . . . . .	60
4.12	Results of experiment (case 1) . . . . .	63
4.13	Results of experiment (case 2) . . . . .	64
4.14	Frequency analysis of lateral acceleration using FFT (case 2) . . . . .	65
4.15	Frequency analysis of lateral jerk using FFT (case 2) . . . . .	66
5.1	Relative coordinate on road surface . . . . .	68
5.2	Movement of each vehicles on three-dimensional coordinates relative co- ordinate on road surface . . . . .	69
5.3	Expert driver's data . . . . .	70
5.4	Reference lateral acceleration . . . . .	70
5.5	Reference lateral jerk, velocity and displacement . . . . .	72
5.6	Lane change maneuver . . . . .	75
5.7	Longitudinal velocity of Car2 . . . . .	76
5.8	Acceleration and jerk . . . . .	77
5.9	Comparison of vehicle behavior between the proposed method and se- quential updating method . . . . .	80



# 表 目 次

1.1	Definition of autonomous driving level in Japan . . . . .	4
2.1	Definition of notations . . . . .	13
2.2	Parameter values of UGV . . . . .	14
2.3	Design weight corresponding to each method . . . . .	29
3.1	Vehicle parameters . . . . .	42
4.1	Vehicle and control parameters . . . . .	56
4.2	Lateral acceleration (case 2) . . . . .	58
4.3	Lateral jerk (case 2) . . . . .	58
4.4	Lateral acceleration (case 2) . . . . .	65
4.5	Lateral jerk (case 2) . . . . .	65
5.1	Weight values . . . . .	76
5.2	Average absolute values of acceleration [m/s <sup>2</sup> ] and jerk [m/s <sup>3</sup> ] . . . . .	78
5.3	Maximum absolute values of acceleration [m/s <sup>2</sup> ] and jerk [m/s <sup>3</sup> ] . . . . .	78
5.4	Average absolute values of acceleration [m/s <sup>2</sup> ] and jerk [m/s <sup>3</sup> ] . . . . .	79
5.5	Maximum absolute values of acceleration [m/s <sup>2</sup> ] and jerk [m/s <sup>3</sup> ] . . . . .	79



# 第1章 序論

## 1.1 研究背景

社会的諸問題を解決するために、自動走行車に関する研究が盛んに行われている。本研究では農業分野での生産効率向上を目的とした自動走行車、交通事故の低減や利便性の向上を目的とした乗用自動走行車を対象とし、以下ではこれらに関する研究の背景を述べる。

### 1.1.1 農業用自動走行車両の研究背景

近年、日本では農業従事者の減少と高齢化が進行しており、これらに起因する労働力不足が深刻な社会問題となっている。農林水産省が発表した農林水産統計データによると、農業就業人口は2005年から2015年の10年間で125万6千人(37.5%)も減少しており、就業者の平均年齢は3.2歳上昇している [1] (Fig. 1.1)。また、農業就業人口の減少に伴い、耕作放棄地面積も年々増加しており、2015年時点で42.3万haの耕作地が放棄されている (Fig. 1.2)。このように、国土としては農業を行うことができるポテンシャルがあるにも関わらず、それを生かすことができないというのが現状である。

このような理由から、日本の食料自給率はカロリーベースで39%と低い水準にあるが、日本の環太平洋連携協定 (TPP : Trans-Pacific Partnership) 参加により、食料自給率のさらなる低下が懸念されている。しかし、前述したように労働力不足が進む中で、食料自給率の改善を達成することは困難である。そこで、現状より高効率な農業生産システムが必要とされており、農業の高効率化を目的とした農業用自動走行車が注目されている [2]。農業用の自動走行車は農薬の散布や土壌の耕起、作物の成熟度などの情報収集を自動で行うことで、農作物を収穫するまでの労力を大幅に削減することが可能である。例えば、野口は航法センサとしてRTK-GPS (Real Time Kinematic Global Positioning System) とIMU (Inertial Measurement Unit) を用いたロボットトラクタを開発し、実際の圃場で自動走行に成功している [3]。ただし、農地という環境は土壌の凹凸や作物形状の個体差など、多くの環境的要素が変動す

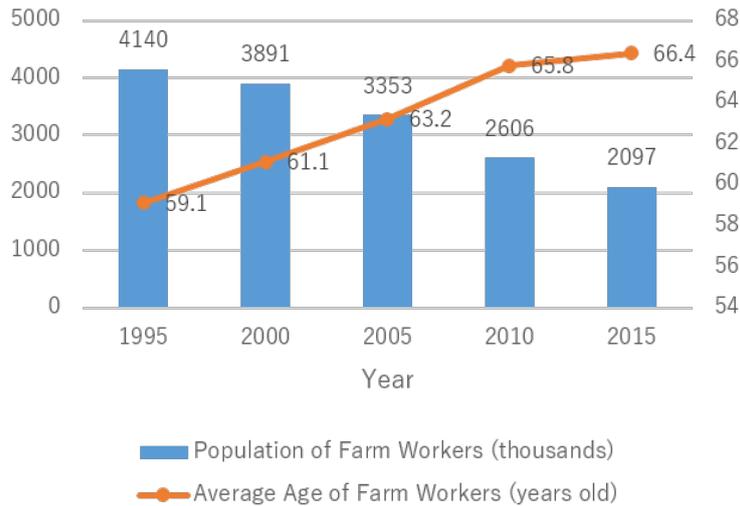


Fig. 1.1: Transition of the number of farm workers

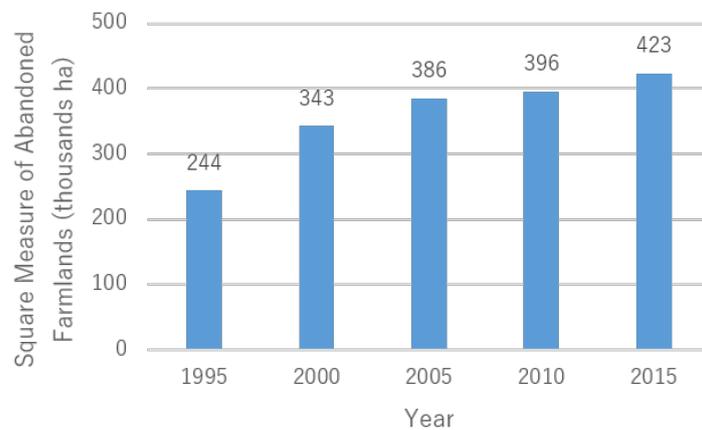


Fig. 1.2: Area transition of abandoned farmlands

るため、整地での利用を想定した移動ロボットなどに比べて解決すべき課題が依然として多い。そこで倉舗らはレーザレンジファインダを用いることでGPSでの測位が困難な果樹園において、高精度な自己位置推定法を提案している [4]。また、開田らは外乱に対してロバストなスライディングモードを操舵制御に適用する手法を提案している [5]。しかし、農業用自動走行車の速度制御に関しては関連研究が少ない。農業用自動走行車は農薬の散布など、車両重量が大きく変動する条件下での運用が考えられるが、このようなタスクにおいて圃場に存在する外乱や重量変動に対してロバストな速度制御が求められている。

## 1.1.2 乗用自動走行車の研究背景

自動車は我々がある地点からある地点に移動する手段として、また物流の手段として、非常に重要な役割を担っている。自動車保有台数は景気の影響などにより減少する年もあるが、依然として増加傾向にある (Fig. 1.3)。一方で、事故発生件数は、1980年頃まではインフラの整備などにより減少しているが、その後は保有台数とともに増加している。1990年を過ぎた頃から、エアバッグなど、事故を起こした際の被害を軽減するパッシブセーフティ技術が普及し、交通事故の増加に反して死者数は減少している。

交通事故の発生原因の9割以上は発見の遅れ、判断の誤り、操作の誤りといった運転者のヒューマンエラーが原因である [6]。また、人間の運転行動は認知・判断・操作に分けられるが、ヒューマンエラー中でも認知・判断に関する原因が9割以上を占める [7]。そこで、近年はヒューマンエラーによる交通事故そのものを未然に防ぐ運転支援システム、すなわちアクティブセーフティ技術が普及しつつあり、交通事故件数が減少している (Fig. 1.4)。このような運転支援システムには、縦方向の制御（制駆動制御）を行うアダプティブクルーズコントロールや横方向の制御（操舵制御）を行うレーンキーピングシステム、前方の車両や突然飛び出してきた障害物に反応してブレーキ操作を行う衝突被害軽減ブレーキなどがあり、これらが自動運転システムを構成する部分的なシステムとなっている。

自動運転は Table 1.1 に示すように、レベル1からレベル4まで定義されている [8]。前述の運転支援システムはレベル1、レベル2に含まれており、すでに市販車に搭載されている。近年はレベル3やレベル4などの自動運転に関する研究も盛んに行われており、例えば米国の Google はレベル4の完全自動運転を目指して、市販車を改

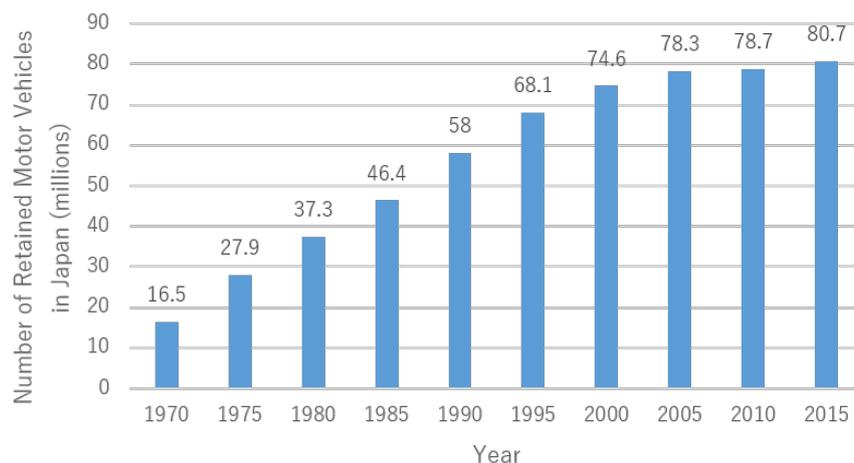


Fig. 1.3: Transition of the number of retained vehicles

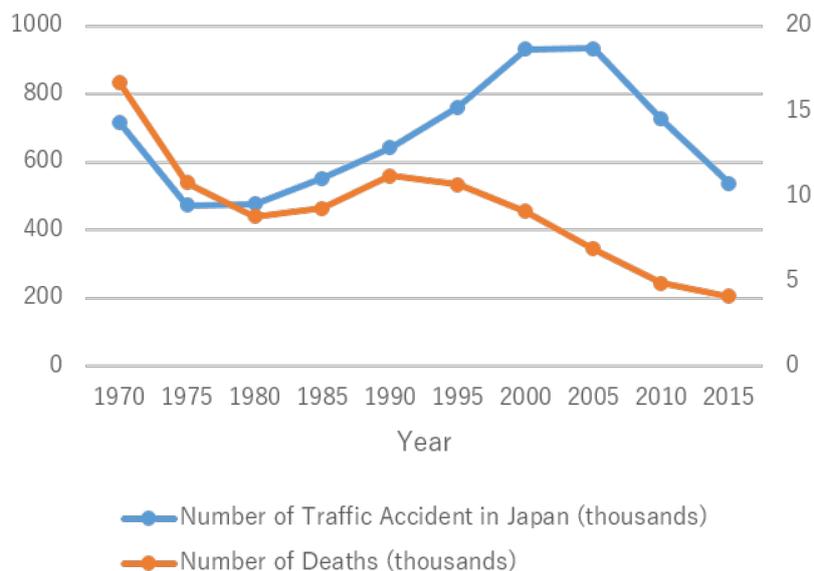


Fig. 1.4: Transition of the number of car accidents

Table 1.1: Definition of autonomous driving level in Japan

Autonomous driving level	Overview	System realizing functions shown on left	
Level 1	System conducts one among accelerating, steering, and braking.	Driving support system for safety	
Level 2	System conducts two among accelerating, steering, and braking.	Semi-autonomous cruising system	Autonomous cruising system
Level 3	System conducts all of accelerating, steering, and braking. However, a driver handles when system request changes.		
Level 4	System conducts all of accelerating, steering, and braking. Driver is not involved at all.		

造したロボットカーを用いて公道における走行実験を行っている [9]. Google のロボットカーは累計で 220 万キロ以上の距離を自動運転により走行した実績があるが, 2016 年 2 月にはロボットカーに過失がある事故も発生しており, まだ実用化には至っていない. 他にも, 日本国内では新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO) のエネルギー ITS 推進事業による研究がある. エネルギー ITS 推進事業では, トラックの隊列走行を自動運転により行うシステムが開発された [10]. この事業におけるトラックの隊列走行では, 車間距離を 4[m] に保って隊列走行を行うことで, 1 隊列 3 台として, 1 隊列あたり約 15% の省燃費効果が得られると推定されている [11]. また, 車間距離を小さくすることにより交通容量を増大させ, 渋滞の緩和にも効果が

あると考えられている [12]. その他には, 株式会社 ZMP が乗用車をベースに改造した自動走行車を用いて, ロボットタクシー株式会社が公道実証試験を行った [13]. このように自動運転システムには交通事故の発生を抑止するだけではなく, 渋滞の緩和や燃費の改善, 山間部など交通インフラが整っていない地域に住む高齢者のための利便性向上など, 多くのメリットが挙げられ [14], 多くの民間企業や研究機関が実用化へ向けて研究開発を進めている. しかし, 実用化に向けてはまだ多くの問題が残っている. 例えば以下のような問題である.

1. アダプティブクルーズコントロールにおいて, 先行車に追いつき, 減速をする際に, 人間の運転方法と違うために乗員が違和感を覚える.

アダプティブクルーズコントロールに関しては, 以前より多くの先行研究が行われており [15–17], 視覚情報から得られる衝突余裕時間 (TTC : Time To Collision) に基づく手法 [18] やドライバの減速行動を衝突リスク認知指標に基づいてモデリングした手法 [19] なども提案されている. しかし, 実際にドライバが行うような違和感のない減速追い付き制御を実現する手法は未だに確立されていない.

2. 道路の凹凸や横風など, 予測が難しい不確定な外乱に対してロバスト, かつ乗り心地を考慮した制御手法が確立されていない.

NEDO のエネルギー ITS 推進事業では, 車線維持制御が可能なトラックの操舵制御手法が提案された [20]. しかし, この手法では目標経路への追従性を向上するために制御ゲインを大きくすると, 小さな外乱に対しても過敏に反応してしまい, 乗り心地が悪化する. つまり, 追従性と乗り心地のトレードオフが生じている.

3. 周辺車両などの動的で不確定な物体が存在する環境下で, 安全性だけでなく, 乗り心地を考慮した経路生成方法が確立されていない.

先行研究として静的環境下でのレーンチェンジ経路生成に関する研究は多く存在する [21–23] が, 周辺車両の変動を考慮した手法は少ない. 環境変動を考慮した手法としては, ポテンシャル法やモデル予測制御などを用いた手法が提案されている [24–26]. しかし, これらの手法では人間の運転特性は考慮されおらず, 乗員に違和感を与える可能性がある.

ここで重要視しているのは, 「乗り心地や違和感」, 「環境変動」というキーワードである. 乗り心地や違和感はある地点からある地点まで到達するという使用目的に対し

て、必ずしも必須ではない。しかし、これらの要素は自動運転の利用に大きく関わると考えられ、利用されなければ当然のことながら自動運転の社会的役割は達成されない。また、環境変動に関しては、自動走行車両のみが走行可能なインフラが整備される場合やすべての自動車が自動運転になる場合は周辺車両の不確定性を排除できるが、徐々に普及していく段階では自動走行車両とドライバ操作による車両が混在する状況が生じるため、周辺車両の不確定性が存在する環境を前提に自動運転を行う必要がある。さらに、路面の凹凸や風など変動的な外乱も存在するため、環境変動の考慮は重要である。

## 1.2 研究目的

1.1節で述べた通り、農業用車両に関して、不整地には路面の凹凸や傾斜などの外乱が存在し、また、農薬散布の際には大きな重量変動が生じる。これらは速度制御の制御性能を低下させ、それに伴い安全性の低下、農作業効率の低下を引き起こす。そこで、本研究では農業用自動走行車に対して、外乱と重量変動に対してロバストな速度制御系の設計を目的とする。

また、乗用自動走行車両は人間が車両に乗ることを前提としたシステムのため、目標値への追従性だけでなく、乗り心地の考慮が必要である。そこで、追従性と乗り心地が両立可能な各方向の制御手法（制駆動制御、操舵制御の手法）の確立を目的とする。さらに、乗用車の自動運転では車両運動制御のみならず、目標となる走行経路が乗り心地や安全性に与える影響が大きい。そこで、周辺車両の不確定な変動を考慮した上で安全性と乗り心地を考慮した経路設計法、特に追い越しや合流などの場面で必要になるレーンチェンジ経路設計法の確立を目指す。自動運転は基本的には同一車線内を走行するレーンキーピング制御が基本となるが、それにレーンチェンジ動作を組み合わせることで、様々なタスクを行うことが可能になる。

## 1.3 本論文の構成

本論文では本章に続き、以下のように構成する。

2章では、農薬散布や作物の情報収集、作物の収穫を目的とした自動走行車の速度制御設計法を提案する。農地には路面の凹凸や傾斜などの外乱が存在するだけでなく、農薬散布や作物の積載による重量変動が生じる。そこで、外乱に対してロバストな  $H_{\infty}$  制御を基にし、重量変動に応じて制御ゲインを可変にしたゲインスケジュー

ルド  $H_{\infty}$  制御を速度制御に適用する。また、バギー型自動走行車に提案手法のアルゴリズムを実装し、実車実験により有効性を検証する。

3章では、乗用自動走行車に関する乗り心地を考慮したアダプティブクルーズコントロールシステムの構築について述べる。従来のシステムは先行車に減速しながら追いつく際に、人間の操作とは異なる挙動を生じさせ、乗員に違和感を与えていた。そこで、まず熟練ドライバーによる減速行動のデータを取得し、熟練ドライバーの減速行動を再現可能な手法を提案する。さらに、提案した手法によりドライバーの減速行動が再現されることを、シミュレーションと実車実験により確認する。

4章では、乗用自動走行車に関する乗り心地と追従性を考慮した操舵制御系の設計法を提案する。エネルギー ITS 推進事業による成果であるトラックの操舵制御 [27] を乗用車に応用し、さらに制御誤差に対して非線形重みを導入することで乗り心地と追従性の両立を図る。提案した手法はシミュレーションと実車実験により有効性を確認する。

5章では、乗用自動走行車のレーンチェンジ経路生成法について述べる。本研究では単独でのレーンチェンジではなく、平面運動に時間軸を考慮した三次元空間上で経路を生成することにより、周辺車両の不確定な変動を考慮可能なレーンチェンジ手法を提案する。また、周辺車両との安全余裕だけでなく、最適化計算により乗員の乗り心地を同時に考慮することが可能である。周辺車両が存在する環境を再現可能なシミュレーションソフトを用いて、提案手法の有効性を確認する。

最後に6章では、本論文のまとめおよび今後の展望について述べる。



# 第2章 農業用無人走行車の速度制御系設計法

## 2.1 はじめに

代表的な農業機械にはトラクタ，コンバイン，田植え機，スピードスプレーヤなどが挙げられるが，これらの機械はどれも車輪やクローラによって移動をしながら農作業を行う機械である．これらの移動型農業機械を自動化する際には速度制御が必要であり，作業の精度，能率は速度制御の精度に依存する [28]．例えば，時間あたりの散布量が一定のスプレーヤを牽引する場合，速度の変動に伴い距離あたりの散布量が変化してしまい，望んだ量の農薬散布が行うことができない．また，速度が目標速度より低い場合は効率が悪化し，農作業の効率化が十分に達成されない．

以上のように，速度制御は農業機械を自動制御する上で重要な要素である．しかし，移動型農業機械が走行する路面は一般的に不整地であり，路面には凹凸や傾斜などの外乱があるために，走行速度が変動しやすい環境である [29]．また，制御対象を正確にモデル化することは困難であり，少なからずモデル化誤差が存在する [30]．これらに対して，外乱抑制やモデル化誤差に対するロバスト性を保証する  $H_\infty$  制御があり， $H_\infty$  制御を用いた自動制御に関する研究が進められている [31–33]．

$H_\infty$  制御問題に対する解法は主に2種類ある．一方は Riccati 方程式に基づくもので，もう一方は LMI (Linear Matrix Inequality, 線形行列不等式) に基づくものである．本研究で扱う  $H_\infty$  制御理論は LMI に基づく制御理論である．LMI に基づく方法の最大の特徴は解が得やすい，つまり安定なコントローラが得やすいことであり，LMI を満たす変数を凸計画法などに基づく数値計算により効率よく求めることができる．しかし，LMI に基づく方法でコントローラを導出するとコントローラが保守的になる傾向がある．また，牽引などにより，車両に大きな重量変動がある場合を考慮して  $H_\infty$  制御系を設計する手法もある [34] が，さらに保守的な結果となり，制御性能が劣化するという問題がある．

本章では凹凸の多い果樹園の走行を想定した UGV (Unmanned Ground Vehicle) に対して， $H_\infty$  制御による速度制御系の設計を行う．なお，要求精度は目標速度が 2.0[m/s]

の場合、 $\pm 0.33[\text{m/s}]$  以内とする。なぜなら農薬の単位面積当たりの適正散布量を保つためには、散布量のばらつきを約  $\pm 17[\%]$  以内にする必要があるためである [35]。UGV が実際に農作業を行う際には、様々な作業機やトレーを牽引することが想定され、 $H_\infty$  制御では牽引による重量変動時の精度が低下してしまう。そこで、 $H_\infty$  制御を発展させたゲインスケジュールド  $H_\infty$  制御による速度制御系の設計方法を提案する。ゲインスケジュールド  $H_\infty$  制御では車両重量の最小値と最大値を設定し、それぞれのパラメータを用いて2つのコントローラを導出する。このとき、導出したコントローラは補間を前提として安定性を保証しているため、2つのコントローラを補間することで、その時々車両重量に対応した安定なコントローラが得られ、重量変動時の追従精度向上が期待できる。また、閾値によりコントローラを切り替える方法のように、切り替えの際に制御入力不連続になる心配がない。以上で述べた手法を用いて導出した制御則を UGV に実装し、果樹園において実機実験を行う。実機実験では  $H_\infty$  制御を用いた場合とゲインスケジュールド  $H_\infty$  制御を用いた場合の結果を比較し、提案手法の有効性を検証する。さらに、より条件の厳しい果樹園を想定して、牧草地においても実験を行う。

## 2.2 UGV のモデル

本節では実車実験で用いる UGV について説明し、速度制御系設計のためのモデル化を行う。まず 2.2.1 節で UGV の概要について、2.2.2 節で UGV モデル化について述べ、2.2.3 節でパラメータの同定方法と同定結果について述べる。

### 2.2.1 UGV

本研究で使用する UGV を Fig. 2.1 に示す。UGV は後輪駆動の 1 人乗り 4 輪バギーを改造したもので、スロットル、ブレーキ、操舵などがワイヤ化されており、物理的な接続ではなく、電気信号による操作が可能になっている。速度制御の場合、制御指令としてスロットルモータの duty 比を与えることにより、スロットルバルブを操作することができる。なお、duty 比とはパルス幅をパルス周期で割ったものであり [36]、duty 比によって実質的な電圧を決める (Fig. 2.2 参照)。また、車両には慣性計測装置 (IMU) が搭載されており、車両のロール・ピッチ・ヨー角などを計測することができる。



Fig. 2.1: UGV

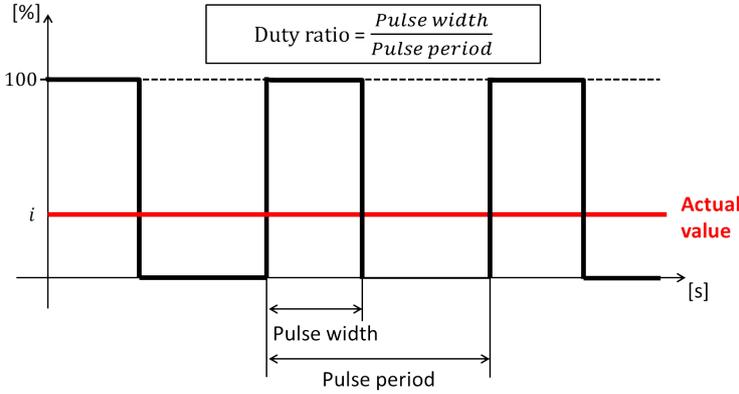


Fig. 2.2: Duty ratio



Fig. 2.3: UGV with trailer

さらに、Fig. 2.3 に示すように UGV の後部にトレーラを牽引することが可能であり、その結果、重量が変化する。なお、本研究では砂を積載することで重量変動を再現する。トレーラはボールジョイントを介して接続され、牽引重量は計測可能であると仮定する。

## 2.2.2 UGV のモデル化

本研究では Fig. 2.4 に示すように、スロットルモータの duty 比を制御入力、スロットル開度を制御量としたスロットルバルブ系の制御 (PI 制御)、スロットルバルブ開度を制御入力、車両の速度を制御量とした車両・エンジン系の制御 (ゲインスケジュールド  $H_\infty$  制御) の 2 段階に分けて速度制御を行う。

制御系設計に際して、まずスロットルバルブ系と車両・エンジン系のモデル化を行う必要がある。以下では制御対象のモデル化について述べる。ただし、ここではワイヤ・プーリ・スロットルバルブ部分の不感帯、変速機の非線形要素、車両の空気抵抗は考慮していない。本章で用いる記号の意味を Table 2.1 に、制御対象である UGV のスロットルバルブモデル、車両モデル、エンジンモデルを式 (2.1), (2.2), (2.3) に示す [37].

- ・スロットルバルブのモデル

$$u = \int K_{th} i dt \quad (2.1)$$

- ・車両のモデル

$$m\dot{v} = f - cv \Leftrightarrow v = \frac{1}{ms + c} f \quad (2.2)$$

- ・エンジンのモデル (1 次遅れ系)

$$\dot{f} = \frac{1}{T}(-f + K_d u) \Leftrightarrow f = \frac{K_d}{Ts + 1} u \quad (2.3)$$

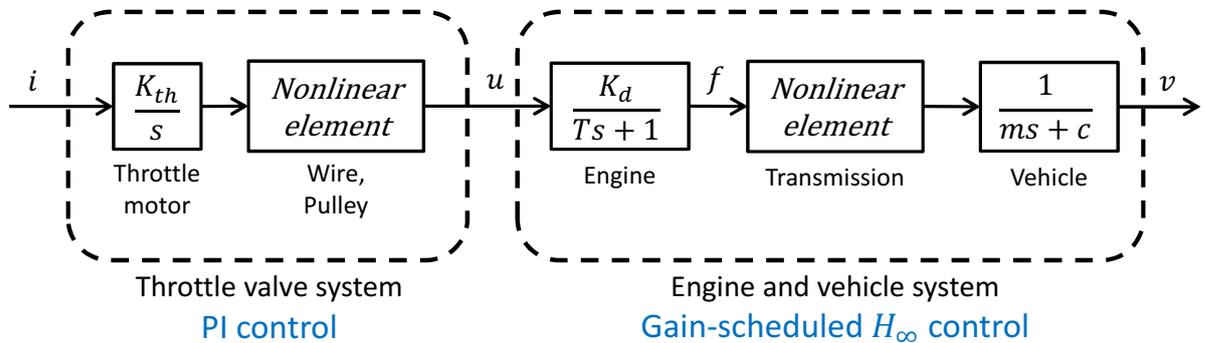


Fig. 2.4: Model of vehicle control system

Table 2.1: Definition of notations

$u$	Throttle valve angle[deg]
$K_{th}$	Gain of throttle motor
$i$	Duty ratio
$e_{th}$	Error of throttle valve angle[deg]
$m$	Vehicle weight[kg]
$v$	Vehicle velocity[m/s]
$f$	Driving power[N]
$c$	Coefficient of viscous resistance[N·s/m]
$T$	Time constant of engine[s]
$K_d$	Gain of driving power
$g$	Gravitational acceleration[m/s <sup>2</sup> ]
$\theta$	Inclination angle of road[rad]

また、式(2.2), (2.3)より、スロットル開度  $u$  を入力、速度  $v$  を制御量とした車両の速度制御系のモデル(2.4)が導かれる。

・車両の速度制御系のモデル

$$m\dot{v} + (c + \frac{m}{T})v + \frac{c}{T}v = \frac{K_d}{T}u \quad (2.4)$$

### 2.2.3 パラメータの同定方法

スロットルバルブ角を制御入力、速度を出力とした際のステップ応答とランプ応答からパラメータの同定を行う。ステップ入力としてスロットルバルブ角を  $u_{step}$  とした際に最終的に落ち着く速度を  $v_{step}$  とする。  $v_{step}$  は一定値であるため  $\ddot{v}_{step} = 0$ ,  $\dot{v}_{step} = 0$  となり、式(2.4)より以下の関係が成り立つ。

$$\frac{c}{T}v_{step} = \frac{K_d}{T}u_{step} \quad (2.5)$$

これを整理すると、次式が得られる。

$$v_{step} = \frac{K_d}{c}u_{step} \quad (2.6)$$

また、ステップ入力を入力した際の過渡応答より、時定数  $T$  が求まる。

次にランプ入力を与える場合を考える。入力するスロットルバルブ角を  $u_{ramp}$  , 速度を  $v_{ramp}$  , 加速度を  $a_{ramp}$  とすると、加速度は一定となるため  $\ddot{v}_{ramp} = 0, \dot{v}_{ramp} = const$  となり、式(2.4)より以下の関係が成り立つ。

$$(c + \frac{m}{T})a_{ramp} + \frac{c}{T}v_{ramp} = \frac{K_d}{T}u_{ramp} \quad (2.7)$$

Table 2.2: Parameter values of UGV

$m[\text{kg}]$	600
$c[\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}]$	1500
$K_{th}[-]$	1.3
$T[\text{s}]$	2.1
$K_d[-]$	1000

これを整理すると、次式が得られる。

$$v_{ramp} = \frac{K_d}{c} u_{ramp} - (T + \frac{m}{c}) a_{ramp} \quad (2.8)$$

式(2.6), (2.8)より、未知数である  $K_d$ ,  $c$  が求まる。さらに、duty比を入力、スロットルバルブ角を出力とした際にステップ入力を与える場合を考える。ステップ入力を  $t_0$  から  $t_f$  までの時間与えたとし、入力する duty 比を  $i_{step2}$ , 時刻  $t_f$  におけるスロットルバルブ角を  $u_{step2}$  とすると、式(2.1)は以下のようになり、唯一の未知数である  $K_{th}$  が求まる。

$$u_{step2} = \int_{t_0}^{t_f} K_{th} i_{step2} dt \quad (2.9)$$

既知のパラメータと同定実験により得られたパラメータを Table 2.2 に示す。

## 2.3 UGV の速度制御

本節では UGV の速度制御系設計方法について述べる。まず、2.3.1 節ではスロットルバルブ角を目標値に追従させるためのスロットルバルブの制御について述べる。2.3.2 節では目標速度によって入力が決まるフィードフォワード制御について、2.3.3 節では  $H_\infty$  制御の説明と適用方法について述べ、2.3.4 節では  $H_\infty$  制御を発展させたゲインスケジュールド  $H_\infty$  制御について述べる。最後に、2.3.5 節では定常偏差解消と傾斜走行時の追従精度向上を目的とした積分補正と重力補正について述べる。

### 2.3.1 スロットルバルブの制御

ゲインスケジュールド  $H_\infty$  制御により求まるスロットルバルブの目標開度を達成するために、PI 制御を適用する。Fig. 2.5 に示すように PI 制御では、誤差の比例だけでなく誤差の積分を用いることによって、定常応答の改善が期待できる。

PI コントローラにより求まる制御入力  $i$  を式(2.10)に示す。

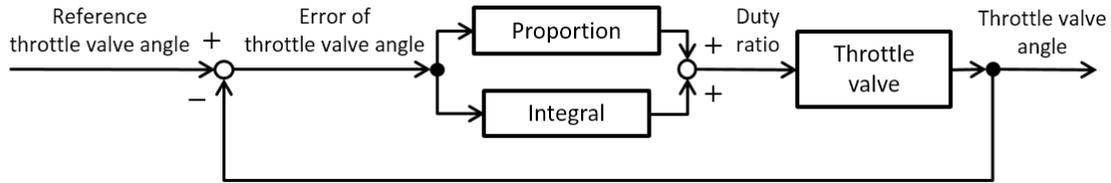


Fig. 2.5: Throttle valve control system

$$i = K_p e_{th} + K_i \int e_{th} dt \quad (2.10)$$

ここで、 $e_{th}$  は目標スロットルバルブと実際のスロットルバルブ角の誤差、 $K_p$ 、 $K_i$  はそれぞれスロットルバルブの PI 制御の比例ゲイン、積分ゲインである。

### 2.3.2 フィードフォワード制御

フィードフォワード制御では式 (2.4) に示した速度制御系のモデルを用いることによって、目標値から制御入力を逆算する。これにより、目標値に対する大まかな応答を整形することができる。また、目標値から制御入力決定されるため、誤差が大きくなる前に速度を目標値に追従させることができる [38]。式 (2.4) に示した運動方程式において、定常走行 ( $\ddot{v} = 0, \dot{v} = 0$ ) の場合、次式が得られる。

$$\frac{c}{T}v = \frac{K_d}{T}u \quad (2.11)$$

したがって、目標速度  $v$  が与えられたときのフィードフォワード入力は次式で表され、フィードフォワード制御系は Fig. 2.6 のようになる。

$$u = \frac{c}{K_d}v \quad (2.12)$$

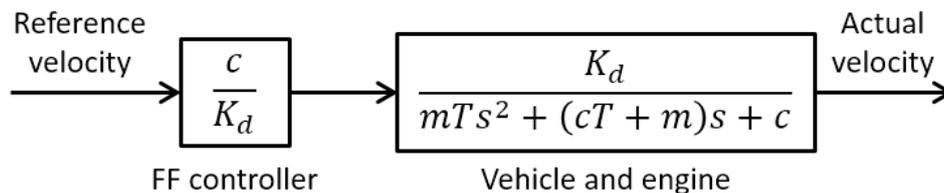


Fig. 2.6: Feed-forward control system

### 2.3.3 $H_\infty$ 制御

2.3.2 節で述べたフィードフォワード制御のみでは外乱や制御対象のモデル化誤差に対応できないため、フィードバック制御を導入する。そこで、ロバスト制御である  $H_\infty$  制御の導入を考える。  $H_\infty$  制御の利点はロバスト性により、モデル化誤差がある場合でも安定性が保証され、また周波数領域での設計が可能である [39–42].

#### LMI に基づく $H_\infty$ 制御

Fig. 2.7 のような一般化プラントと呼ばれる入力を  $(w \ u)^T$ ，出力を  $(z \ y)^T$  とする系  $G(s)$  を考える。

ここで、  $w$  は外乱、  $u$  は制御入力、  $z$  は制御量、  $y$  は観測量である。状態空間表現は

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + B_1w + B_2u \\ z &= C_1x + D_{11}w + D_{12}u \\ y &= C_2x + D_{21}w + D_{22}u \end{aligned} \quad (2.13)$$

で表され、一般化プラントの入力から出力への伝達関数は以下のように示される。

$$G(s) = \begin{pmatrix} D_{11} & D_{12} \\ D_{21} & D_{22} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} C_1 \\ C_2 \end{pmatrix} (sI - A)^{-1} (B_1, B_2) \quad (2.14)$$

$H_\infty$  制御とは、一般化プラント  $G(s)$  に対して、Fig. 2.8 のような閉ループ系が内部安定かつ、外乱  $w$  から制御量  $z$  への閉ループ伝達関数の  $H_\infty$  ノルムをある値以下にする制御手法である。また、Fig. 2.9 に示すように出力端に  $W(s)$  のような周波数依存の重みをかけることで周波数成形が可能である。

一般化プラントに対して以下のような仮定をする。

- $(A, B_2, C_2)$  は可安定かつ可検出
- $D_{22} = 0$

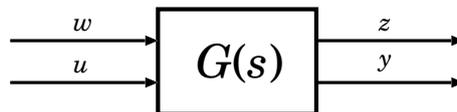


Fig. 2.7: Generalized plant

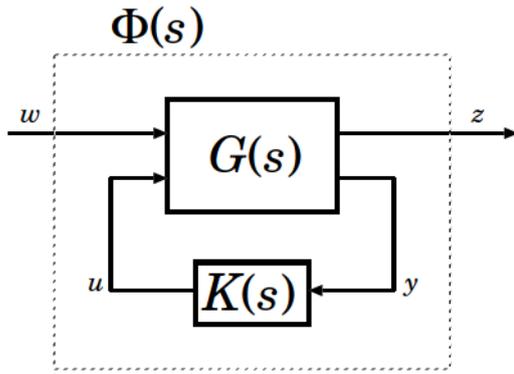


Fig. 2.8: Generalized plant

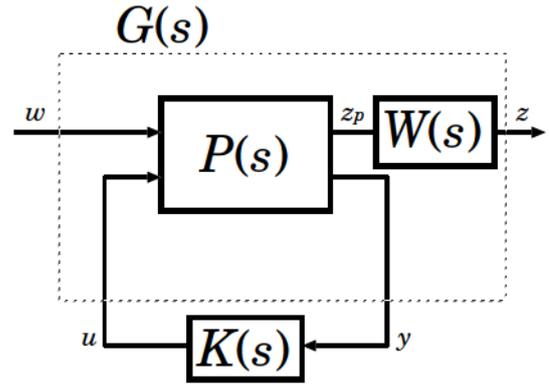


Fig. 2.9:  $H_\infty$  control problem

いま，一般化プラントに対して

$$K(s) = D_k + C_k(sI - A_k)^{-1}B_k \quad (2.15)$$

のようなコントローラが与えられたとき，閉ループ系の伝達関数は

$$\Phi(s) = D_{cl} + C_{cl}(sI - A_{cl})^{-1}B_{cl} \quad (2.16)$$

となる．ここで，

$$A_{cl} = \begin{pmatrix} A + B_2 D_k C_2 & B_2 C_k \\ B_k C_2 & A_k \end{pmatrix}, \quad B_{cl} = \begin{pmatrix} B_1 + B_2 D_k D_{21} \\ B_k D_{21} \end{pmatrix} \\ C_{cl} = \begin{pmatrix} C_1 + D_{12} D_k C_2 & D_{12} C_k \end{pmatrix}, \quad D_{cl} = D_{11} + D_{12} D_k D_{21}$$

である．このとき，有界実補題より次の条件は等価である．

1.  $A$  は安定で  $\|\Phi(s)\|_\infty < \gamma$  が成り立つ．
2. 次の条件を満たす正定対象な行列  $X_{cl}$  が存在する．

$$\begin{pmatrix} A_{cl}^T X_{cl} + X_{cl} A_{cl} & X_{cl} B_{cl} & C_{cl}^T \\ X_{cl}^T B_{cl} & -\gamma I & D_{cl}^T \\ C_{cl} & D_{cl} & -\gamma I \end{pmatrix} < 0 \quad (2.17)$$

式(2.17)のように変数行列  $X_{cl}$  に関して線形な行列不等式は LMI と呼ばれる．設計仕様を満たすコントローラを求めるとき，Ricatti 方程式のような等式で表される複数の拘束条件を満たすコントローラを求めることは一般に難しいが，拘束条件を式(2.17)のような不等式で表すことによって可解性が飛躍的に向上する [43,44]．こ

のとき、式(2.17)において変数変換を行うことにより [45]、コントローラの要素を消去することで以下の LMI が得られる。

$$\left( \begin{array}{c|c} N_X & 0 \\ \hline 0 & I \end{array} \right)^T \left( \begin{array}{cc|c} AX + XA^T & XC_1^T & B_1 \\ \hline C_1 X & -\gamma I & D_{11} \\ \hline B_1^T & D_{11}^T & -\gamma I \end{array} \right) \left( \begin{array}{c|c} N_X & 0 \\ \hline 0 & I \end{array} \right) < 0 \quad (2.18)$$

$$\left( \begin{array}{c|c} N_Y & 0 \\ \hline 0 & I \end{array} \right)^T \left( \begin{array}{cc|c} A^T Y + YA & YB_1 & C_1^T \\ \hline B_1^T Y & -\gamma I & D_{11}^T \\ \hline C_1 & D_{11} & -\gamma I \end{array} \right) \left( \begin{array}{c|c} N_Y & 0 \\ \hline 0 & I \end{array} \right) < 0 \quad (2.19)$$

$$\begin{pmatrix} X & I \\ I & Y \end{pmatrix} \geq 0 \quad (2.20)$$

ここで、 $N_X$ ,  $N_Y$  はそれぞれ  $(B_2^T, D_{12}^T)$ ,  $(C_2, D_{21})$  の零空間の基底である。また、 $X_{cl}$  は

$$MN^T = I - XY \quad (2.21)$$

を満たす列フルランク行列  $M$ ,  $N$  を用いて以下のような関係式で表される。

$$\begin{pmatrix} Y & I \\ N^T & 0 \end{pmatrix} = X_{cl} \begin{pmatrix} I & X \\ 0 & M^T \end{pmatrix} \quad (2.22)$$

上式から得られた  $X_{cl}$  を用いて、コントローラのパラメータについて式(2.17)を解くことでコントローラ  $K(s)$  が得られる。

## UGV モデルへの適用

$H_\infty$  制御を導入するにあたって、まず一般化プラントを求めておかなければならない。本研究では、一般化プラント  $G(s)$  を Fig. 2.10 のように選ぶ。ただし、 $w$  は外乱、 $u$  は制御入力、 $z_i (i = 1 \sim 3)$  は評価出力、 $y$  は観測量、 $r$  は参照入力、 $P(s)$  はノミナルプラント、 $K(s)$  はコントローラである。なお、本手法は目標値追従を目的とした出力フィードバックであるので、参照入力  $r$  は Fig. 2.7 における外乱  $w$  に含まれる。また、Fig. 2.10 において  $W_1$  は速度誤差についての重み関数、 $W_2$  は制御入力についての重み関数、 $W_3$  はモデル化誤差についての重み関数である。 $H_\infty$  制御はこれらの重み関数を調整することにより、コントローラのゲイン調整を行う。それぞれの重み関数は以下のような方針に基づいて決定した。

- $W_1$  については、速度誤差に関する重み関数のゲインは低周波帯域において大きくあるべきなので、低域通過伝達関数を用いることで、外乱の抑制や制御性能の向上が期待できる。

- $W_2$  については，制御入力の高周波成分を除去するために，制御帯域より高い周波数帯域のゲイン大きくした高域通過伝達関数を用いる．
- $W_3$  については，モデル化誤差の影響は高周波帯域で大きくなるため，高域通過伝達関数を用いる．

以上の方針でシミュレーションおよび同定を行い，決定した重み関数のボード線図の概略図を Fig. 2.11 に示す．なお，コントローラ導出の際には MATLAB の Robust Control Toolbox を利用する．

### 2.3.4 ゲインスケジュールド $H_\infty$ 制御

重量変動を考慮した場合，2.3.3 節の  $H_\infty$  制御により制御系を設計すると，一般的に保守的な結果となり，パラメータの変動が大きい場合には制御性能が劣化する．そこで，パラメータ変動を陽に扱うゲインスケジュールド  $H_\infty$  制御を適用する．本論文においてはスケジューリングパラメータに車両重量  $m$  を用いることで，車両重量が変動する際の制御性能向上を図る．まず，速度制御系の運動方程式は式 (2.4) より式 (2.23) のような状態空間表現で表される．

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{v} \\ \ddot{v} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ A_{21}(m) & A_{22}(m) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v \\ \dot{v} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ B_2(m) \end{bmatrix} u \\ y &= \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v \\ \dot{v} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2.23)$$

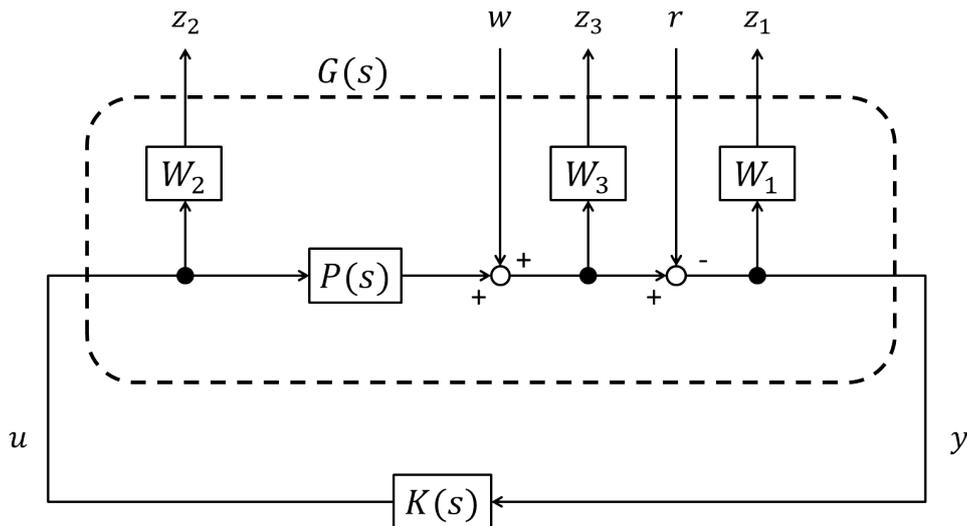


Fig. 2.10: Generalized plant and control system

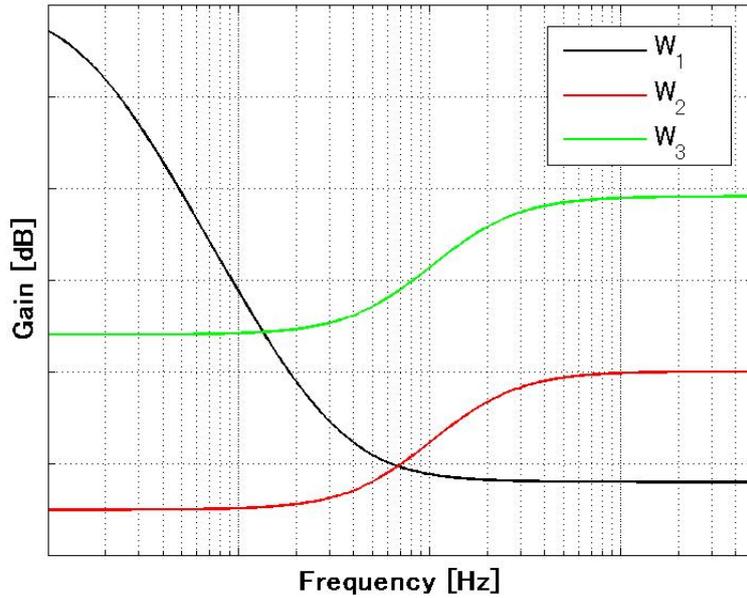


Fig. 2.11: Schematic drawing of weighting functions

ただし,

$$A_{21}(m) = -\frac{c}{mT}, \quad A_{22}(m) = -\left(\frac{1}{T} + \frac{c}{m}\right), \quad B_2(m) = \frac{K_d}{mT}$$

とした.

式(2.23)を基にゲインスケジュールド  $H_\infty$  制御系を設計する. しかし, LMIに基づくゲインスケジュールド  $H_\infty$  制御系の設計を行う際, 入力行列 ( $B$  行列) がスケジューリングパラメータ  $m$  に依存しないことが条件として与えられている [46,47]. したがって, 式(2.23)をそのままプラントとすると, コントローラが求まらない. そこで, プラントの入力側にローパスフィルタ (プリフィルタ)  $F(s)$  を付加させた拡大プラント  $Q(s, m)$  を作成することで, 拡大プラントのシステム行列 ( $A$  行列) の中に  $B$  行列のパラメータを押し込むことができる [48]. ローパスフィルタの状態方程式を

$$\begin{aligned} \dot{x}_l &= A_l x_l + B_l u_e \\ u &= C_l x_l \end{aligned} \tag{2.24}$$

とし, 新たに状態変数を  $[v \ \dot{x}_l]^T$  とすると, 拡大プラントの状態方程式は式(2.25)

のようになる。

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{v} \\ \ddot{v} \\ \dot{x}_l \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ A_{21}(m) & A_{22}(m) & 0 \\ 0 & 0 & A_l \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v \\ \dot{v} \\ x_l \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ B_2(m) \\ 0 \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ B_l \end{bmatrix} u_e \\ y &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v \\ \dot{v} \\ x_l \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2.25)$$

ここで、式 (2.24) より  $u = C_l x_l$  を式 (2.25) に代入すると、

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{v} \\ \ddot{v} \\ \dot{x}_l \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ A_{21}(m) & A_{22}(m) & 0 \\ 0 & 0 & A_l \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v \\ \dot{v} \\ x_l \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ B_2(m)C_l \\ 0 \end{bmatrix} x_l + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ B_l \end{bmatrix} u_e \\ y &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v \\ \dot{v} \\ x_l \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2.26)$$

となり、これを整理すると、最終的な拡大プラント  $Q(s, m)$  の状態方程式は

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{v} \\ \ddot{v} \\ \dot{x}_l \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ A_{21}(m) & A_{22}(m) & B_2(m)C_l \\ 0 & 0 & A_l \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v \\ \dot{v} \\ x_l \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ B_l \end{bmatrix} u_e \\ y &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v \\ \dot{v} \\ x_l \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2.27)$$

となる。このとき、スケジューリングパラメータ  $m$  はすべて A 行列に含まれ、B 行列は不変となり条件を満たす。

導出した拡大プラント  $Q(s, m)$  を用いて一般化プラント  $G(s, m)$  を Fig. 2.12 のように決定する。重み関数は 2.3.3 節と同様に  $W_1$  が速度誤差についての重み関数、 $W_2$  が制御入力についての重み関数、 $W_3$  がモデル化誤差についての重み関数である。この一般化プラントを用いてゲインスケジュールド  $H_\infty$  コントローラを導出する。導出の際には MATLAB の Robust Control Toolbox を使用する。

### 2.3.5 積分補正・重力補正

ゲインスケジュールド  $H_\infty$  制御のみでは定常偏差が生じるといった問題がある。そこで定常偏差を解消するために積分補正を行う。ここで、積分補正とは速度誤差の積分値に定数ゲインを乗じた値を制御入力に加えることである。また、旋回時には

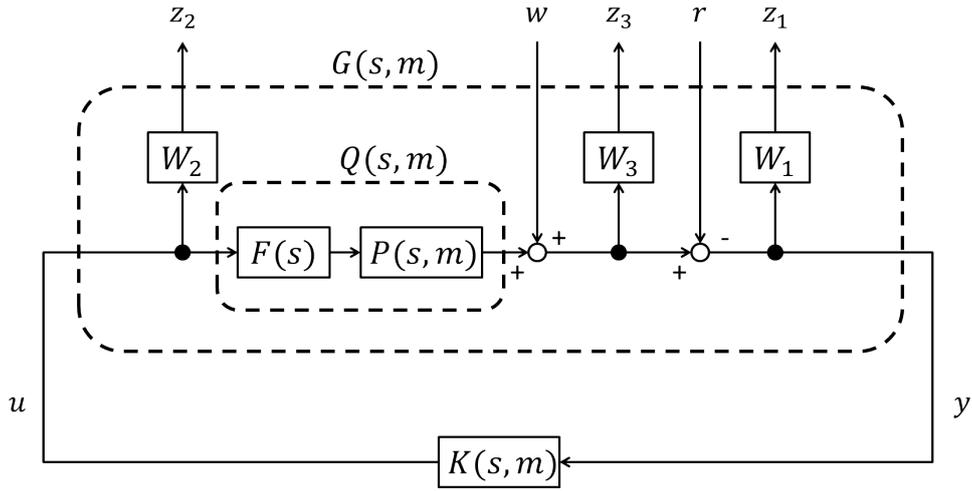


Fig. 2.12: Generalized plant and control system

速度が低下しやすく誤差の積分値が大きくなるため、旋回終了時に旋回直前の積分値にリセットする処理を行う。

また、果樹園などの農地には傾斜が存在し、重力の影響で精度が悪化するという問題がある。そこで、重力を打ち消すような制御入力を与えること(重力補正)により追従精度の向上を図る。その方法としては、IMUで計測した車両ピッチ角を利用して路面の傾斜角を推測し、傾斜角を利用して求めた入力を制御入力に付加することによって重力補正を行う。なお、路面の傾斜角を推定する際は、測定ピッチ角のノイズをローパスフィルタで取り除き、移動平均により平滑化したものを路面の傾斜角として扱う。以下では重力補正に用いるフィードフォワード項の導出過程を示す。

まず、重力を考慮した際の車両の運動方程式を以下に示す [49, 50].

$$m\ddot{v} + (c + \frac{m}{T})\dot{v} + \frac{c}{T}v = \frac{K_d}{T}u - mg \sin \theta \quad (2.28)$$

よって、定常状態 ( $\ddot{v} = 0, \dot{v} = 0$ ) の場合は次式 (2.29) が得られる。

$$\frac{c}{T}v = \frac{K_d}{T}u - mg \sin \theta \quad (2.29)$$

これを整理すると、

$$u = \frac{c}{K_d}v + \frac{mgT}{K_d} \sin \theta \quad (2.30)$$

となり、重力を打ち消す制御入力は、式 (2.30) 右辺の第二項

$$\frac{mgT}{K_d} \sin \theta$$

である。フィードフォワード制御とゲインスケジュールド  $H_\infty$  制御で求めた制御入力に加えることにより、重力補正を行う。また、以上で提案した手法を取り入れた、最終的な制御系のブロック線図を Fig. 2.13 に示す。

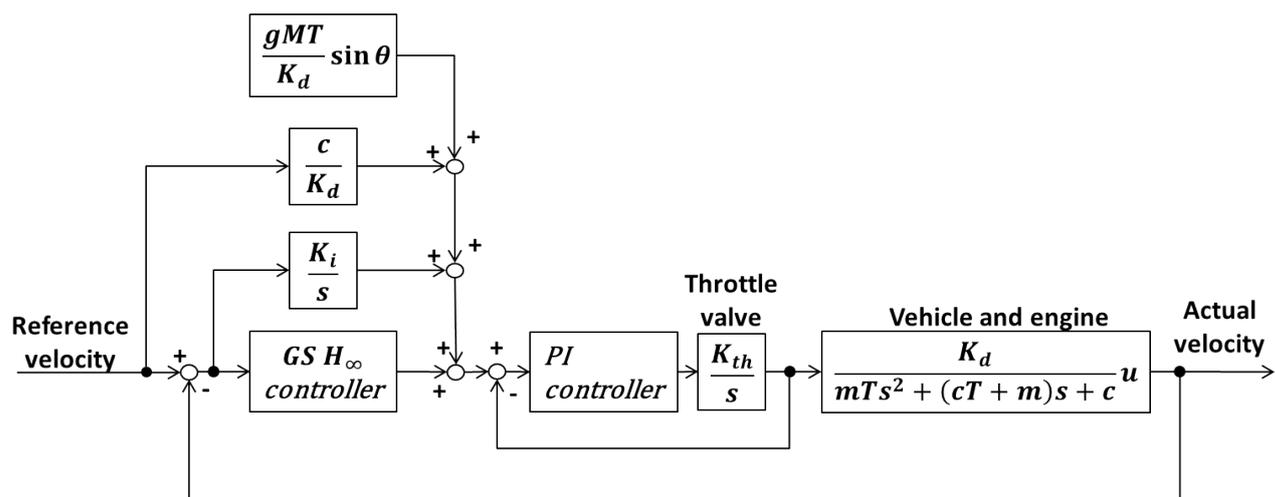


Fig. 2.13: Block diagram of control system

## 2.4 実車実験

本節では目標速度に対する追従精度を検証するための実機実験について述べる。まず 2.4.1 節で実験環境について説明し、2.4.2 節で積分補正と重力補正の有効性を評価する。次に、2.4.3 節でゲインスケジュールド  $H_\infty$  制御を用いた手法の有効性を示し、2.4.4 節で牧草地における実験結果を示す。なお、本節で示すピッチ角のデータは s Fig. 2.14 に示す回転方向を正とする。

### 2.4.1 実験環境

実験は Fig. 2.15 に示す果樹園や、Fig. 2.16 に示す牧草地において行った。実験の経路は Fig. 2.17, 2.18 に示す決められた経路で行った。実験を行った果樹園や牧草地

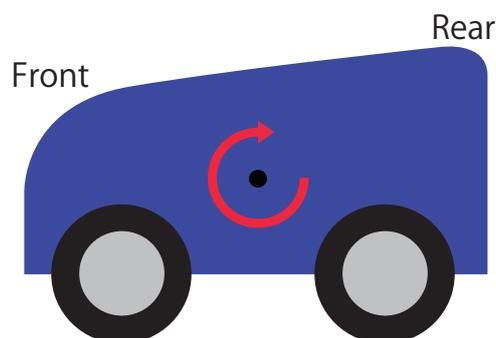


Fig. 2.14: Rotation direction of pitch motion

には傾斜や凹凸などの外乱が混在しており，外乱に対するロバスト性を検証することができる．実際の利用は果樹園を想定しているが，牧草地は傾斜や凹凸が果樹園より大きいので，条件の厳しい果樹園での走行を想定した実験として，牧草地を選んだ．また，経路1 走行時に推定した傾斜角を Fig. 2.19 に，経路2 走行時に推定した傾斜角を Fig. 2.20 に示す．



Fig. 2.15: Experimental field (orchard)



Fig. 2.16: Experimental field (pasture)

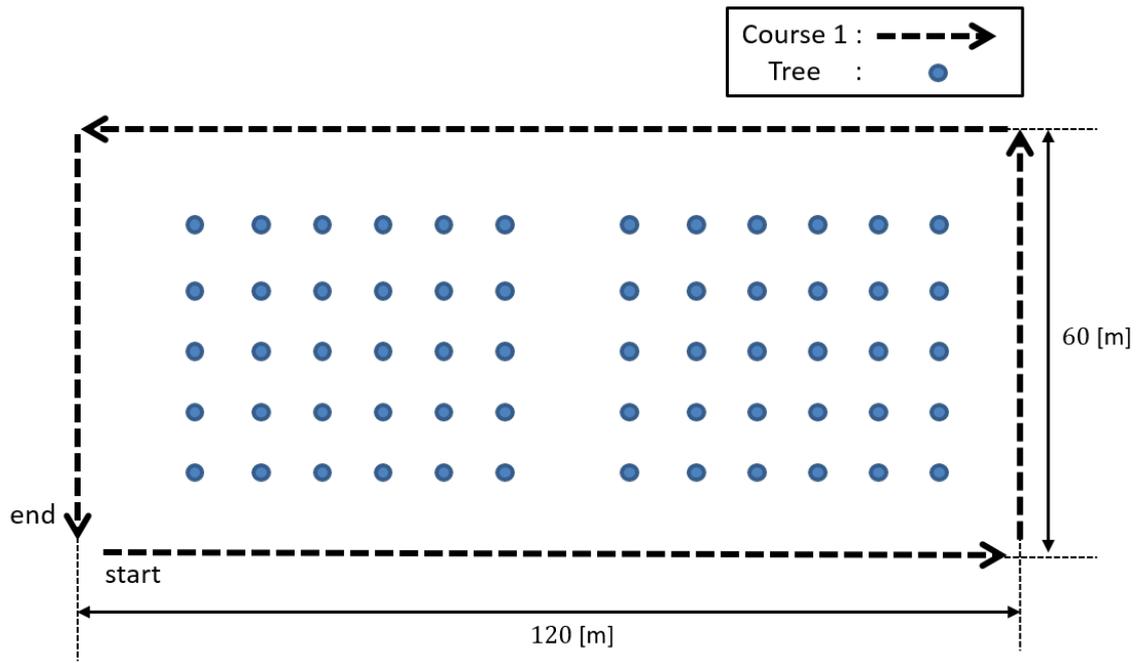


Fig. 2.17: Experimental course (orchard)

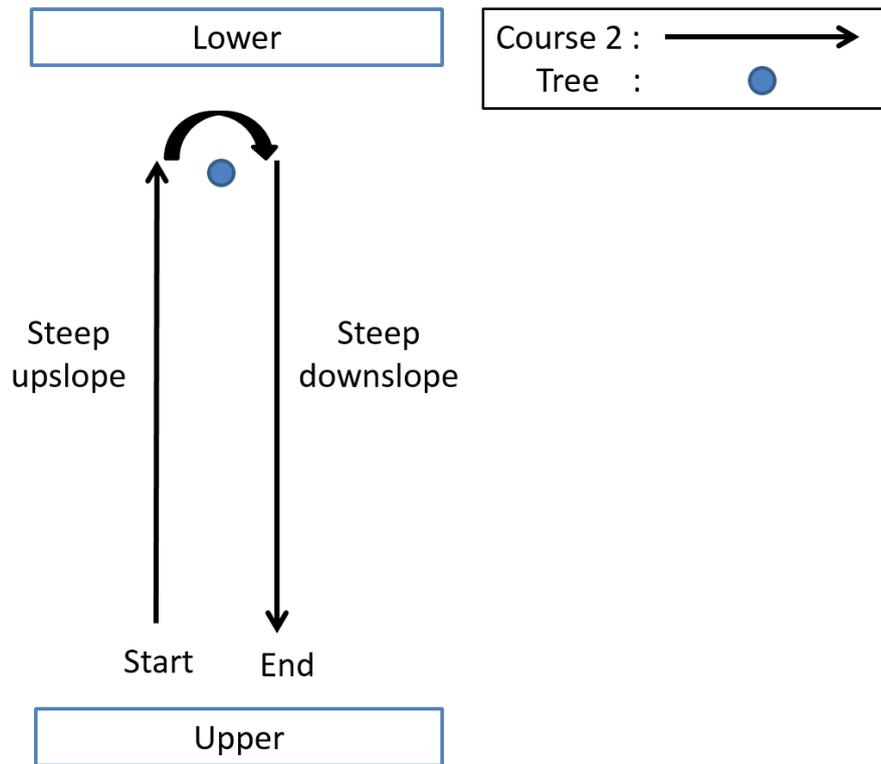


Fig. 2.18: Experimental course (pasture)

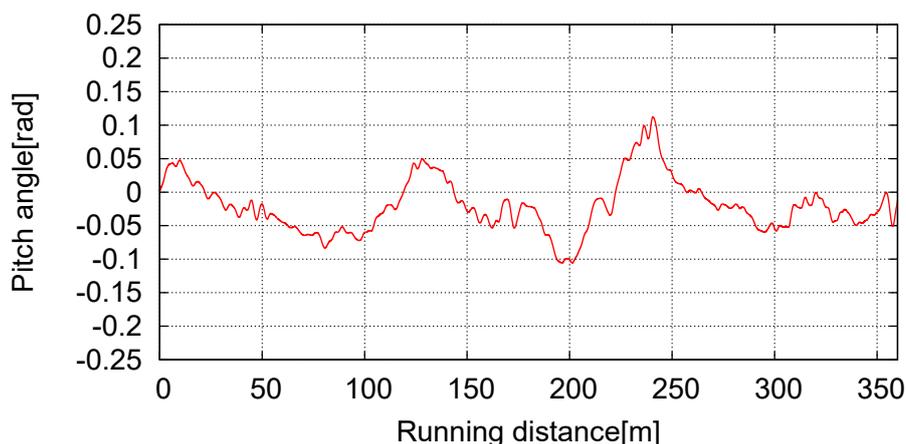


Fig. 2.19: Pitch angle (course 1)

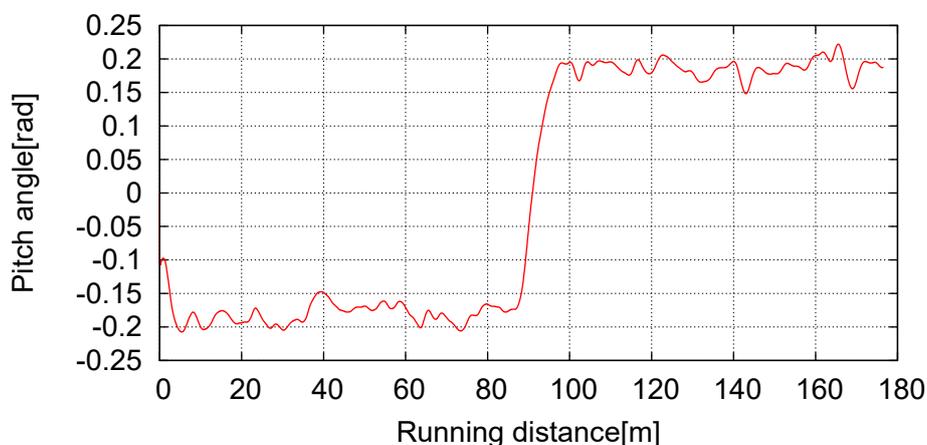


Fig. 2.20: Pitch angle (course 2)

## 2.4.2 積分補正・重力補正の効果検証

本節では2.3.5節で述べた積分補正・重力補正の有効性を検証する。積分補正・重力補正を行わない場合の結果を Fig. 2.21, 積分補正のみを行う場合の結果を Fig. 2.22, 重力補正のみを行う場合の結果を Fig. 2.23, 積分補正・重力補正の両方を行う場合の結果を Fig. 2.24 に示す。実験経路は Fig. 2.17 の経路 1 を用いた。どちらの補正も用いない場合の誤差は  $-0.3 \sim 0.6$ [m/s] 程度となっており、全体的に偏差が大きい。また、約  $0.2$ [m/s] の定常偏差も生じている。積分補正のみを用いた場合は定常偏差がなくなり、誤差は  $-0.4 \sim 0.4$ [m/s] にまで抑えられている。しかし、傾斜の変化が大きい区間では誤差が大きく、目標値への追従性は良くない。重力補正のみを用いた場合は全体的に速度の変動が小さくなり、誤差は  $-0.4 \sim 0.2$ [m/s] 程度になっている。積分補正のみを用いた場合よりも良い追従性が得られており、特に傾斜の変化

が大きい区間での精度が良くなっているが、 $-0.2[\text{m/s}]$  程度の定常偏差が生じている。積分補正と重力補正の両方を用いた場合は、誤差は $-0.3 \sim 0.3[\text{m/s}]$ に収まっている。積分補正と重力補正のそれぞれの特徴を合わせたような応答で、傾斜の変化に対する即応性があり、定常偏差もほぼ解消されている。以上より、積分補正と重力補正の有効性が確認できた。

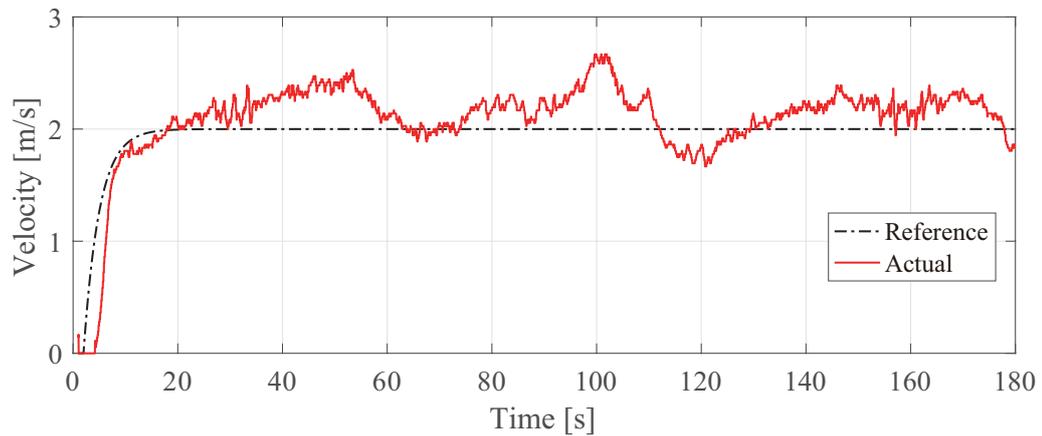


Fig. 2.21: Velocity response (without integral and gravity correction)

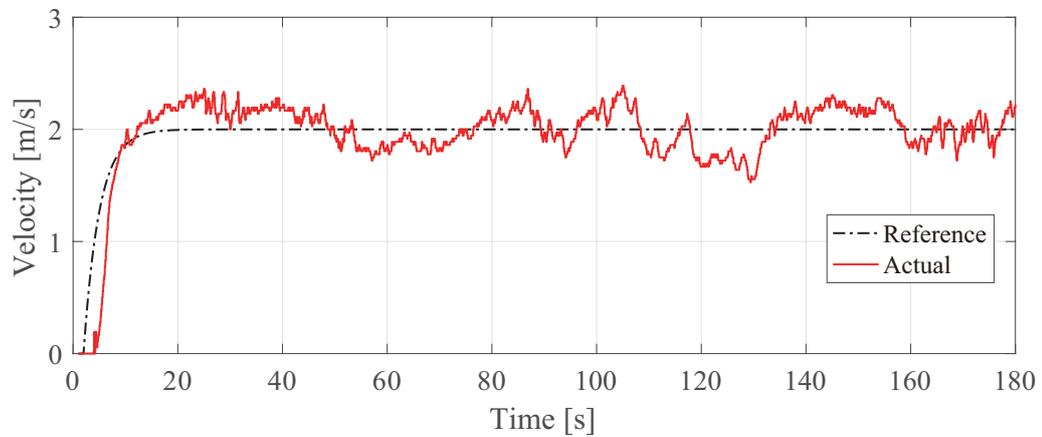


Fig. 2.22: Velocity response (with integral correction)

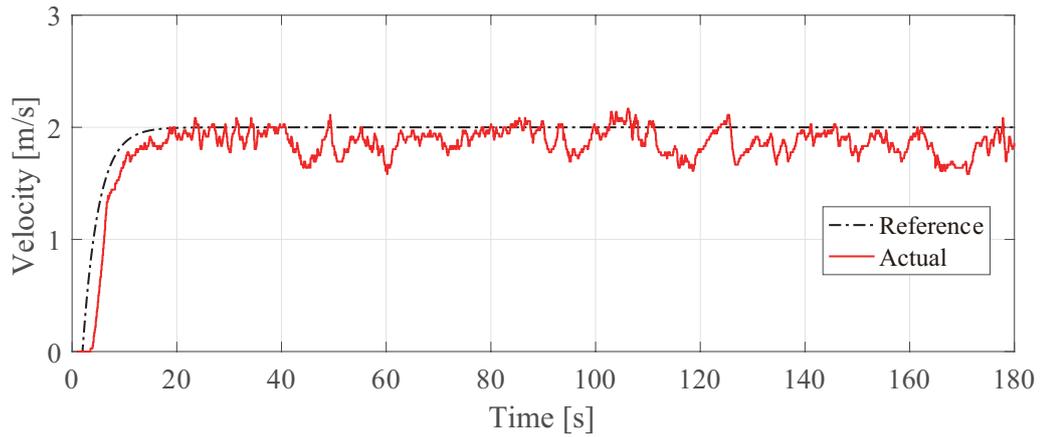


Fig. 2.23: Velocity response (with gravity correct)

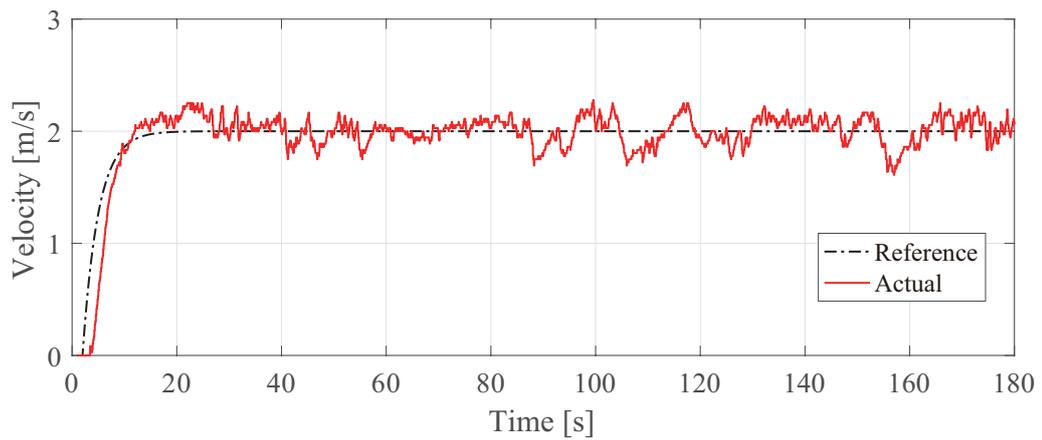


Fig. 2.24: Velocity response (with integral and gravity correction)

### 2.4.3 ゲインスケジュールド $H_\infty$ 制御と $H_\infty$ 制御の比較

本節では実車実験により提案手法であるゲインスケジュールド  $H_\infty$  制御と従来手法である  $H_\infty$  制御の比較を行う。なお、実験は車両単独の場合（車両重量 600[kg]）と牽引を行う場合（車両重量 950[kg]）の場合のそれぞれで行う。 $H_\infty$  制御ではコントローラのゲインが可変でないため、走行中に車両の重量変動がある場合に設計時の重量と実重量が異なる、という状況が生じ得る。一方、ゲインスケジュールド  $H_\infty$

制御では、車両重量の変動に合わせてスケジューリングパラメータの値を変化させコントローラのゲインを変更することが可能であり、設計範囲内であれば常に設計重量と実重量が一致する。各手法における以上の性質を踏まえて、Table 2.3 に示すような重量で設計したコントローラを用いて実験を行い比較する。それぞれのコントローラはすべて、最悪外乱に対処するために Fig. 2.9 に示す  $w$  から  $z$  の閉ループ伝達関数が 1 未満になるように調整した。ただし、 $w$  から  $z$  の閉ループ伝達関数が小さいほど保守的になるため、1 未満でできるだけ大きな値になるように調整した。以上のようにして設計したコントローラの概略図を Fig. 2.25 に示す。Fig. 2.25 を見ると、重量が大きくなるほどゲインが大きくなり、各重量で比較するとゲインスケジュールド  $H_\infty$  コントローラに比べて  $H_\infty$  コントローラの方がゲインが大きくなっていることが分かる。ゲインスケジュールド  $H_\infty$  コントローラの方がゲインが小さくなっているのは、最小重量と最大重量で設計したコントローラを補間する場合の安定性も保証するために  $H_\infty$  制御よりも条件が厳しくなっているためである。なお、牽引を行う場合は UGV の後部に接続した台車 (50[kg]) にウェイト (300[kg]) を積載し、牽引時の車両総重量を 950[kg] としている。実験経路は Fig. 2.17 の経路 1 を用いた。

Table 2.3: Design weight corresponding to each method

Experimental condition	H-infinity (correct)	H-infinity (wrong)	GS H-infinity
Without trailer (600[kg])	600[kg]	950[kg]	600[kg]
With trailer (950[kg])	950[kg]	600[kg]	950[kg]

牽引を行わない場合の各手法の結果を Fig. 2.26, 2.27, 牽引を行う場合の各手法の結果を Fig. 2.28, 2.29 に示す。

Fig. 2.26 を見ると、正しい重量で設計した  $H_\infty$  制御とゲインスケジュールド  $H_\infty$  制御では最大誤差は約 0.3[m/s] で追従性は良好である。しかし、重量を 950[kg] として設計した  $H_\infty$  制御では最大誤差が約 0.6[m/s] となっており、要求精度である  $\pm 0.33$ [m/s] 以内を満たしていない。この原因は大きな重量で設計したコントローラのゲインが大きいため、Fig. 2.27 に示すように制御入力が高周波外乱に過剰に反応してしまったためである。また、Fig. 2.28 を見ると、牽引を行わない場合と同様に正しい重量で設計した  $H_\infty$  制御とゲインスケジュールド  $H_\infty$  制御では、最大誤差が約 0.3[m/s] に抑えられており追従性は良好である。一方、重量を 600[kg] として設計した  $H_\infty$  制御では傾斜のある区間 (120 ~ 160[s] の区間) で最大約 0.4[m/s] の誤差が生じている。これは重量を小さく設計したためにコントローラのゲインが小さくなってしまい、Fig. 2.29 から分かるように誤差が生じた場合で

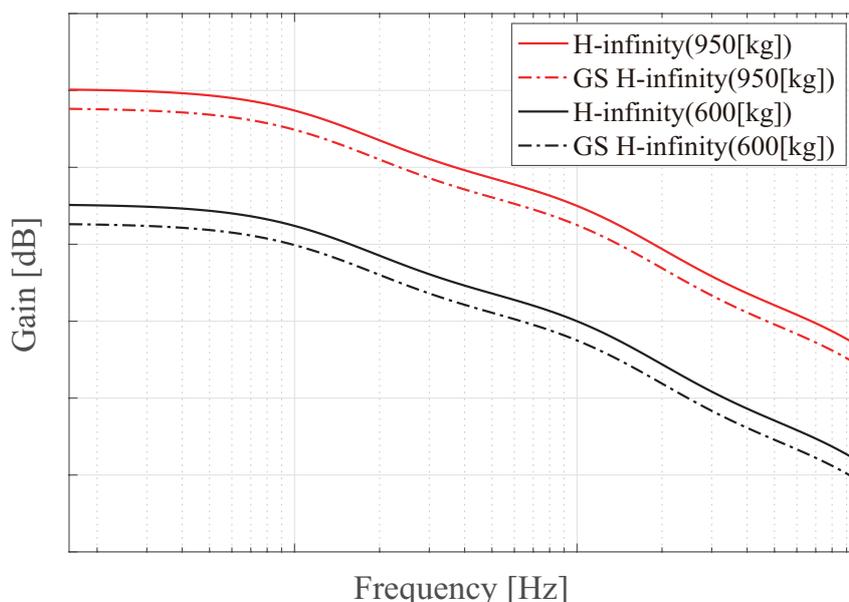


Fig. 2.25: Bode diagram of each controller

も入力十分に得られなかったためである。

一般的に追従性を上げるためには制御ゲインを大きくする必要がある。本節における制御対象に関しては車両重量を大きくして設計した方が制御ゲインの大きなコントローラが求まるため、想定し得る最大の重量で設計したコントローラを用いることで重量が小さい場合でも精度良く制御を行うことができる可能性がある。しかし、制御ゲインを大きくすることは外乱へのロバスト性を低下させる原因にもなり、実際に牽引を行わない場合の実験 (Fig. 2.26, 2.27) では実重量よりも大きな重量で設計したコントローラでは要求精度が達成されなかった。反対に、小さな重量で設計したコントローラを用いる場合は高周波外乱に対してはロバストであるが、低周波外乱により精度が悪化することが牽引を行う場合の実験 (Fig. 2.28, 2.29) により示された。以上より、 $H_\infty$  コントローラのような可変ではないコントローラを用いる場合、パラメータの変動が大きい場合に精度を保つことは困難であると言える。一方、ゲインスケジュールド  $H_\infty$  制御を用いた提案手法では制御ゲインを可変とすることで、重量変動がある場合でも精度良く追従が可能であることが本節の実験結果により示された。

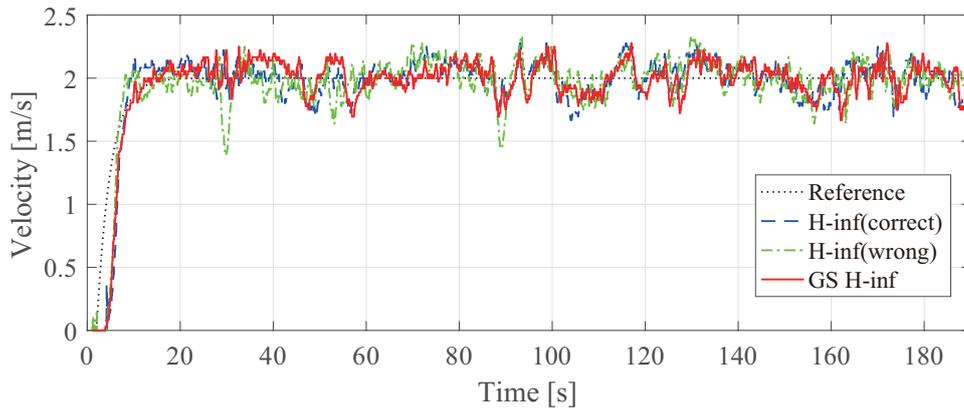


Fig. 2.26: Velocity response (without trailer, 600[kg])

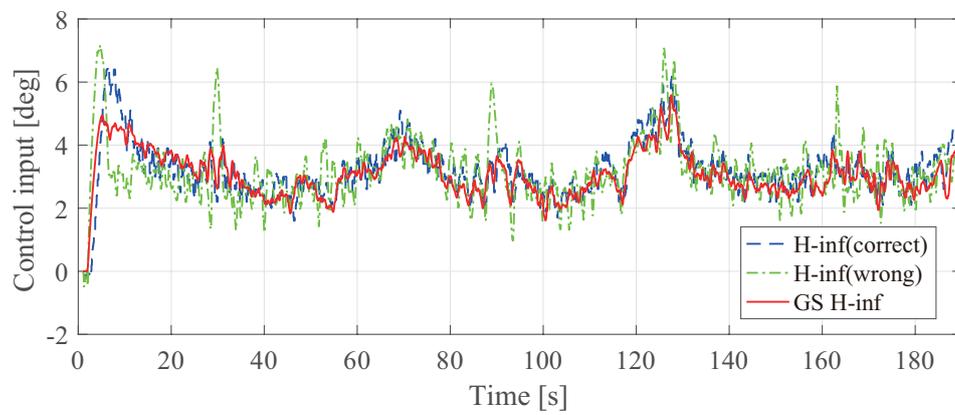


Fig. 2.27: Control input (without trailer, 600[kg])

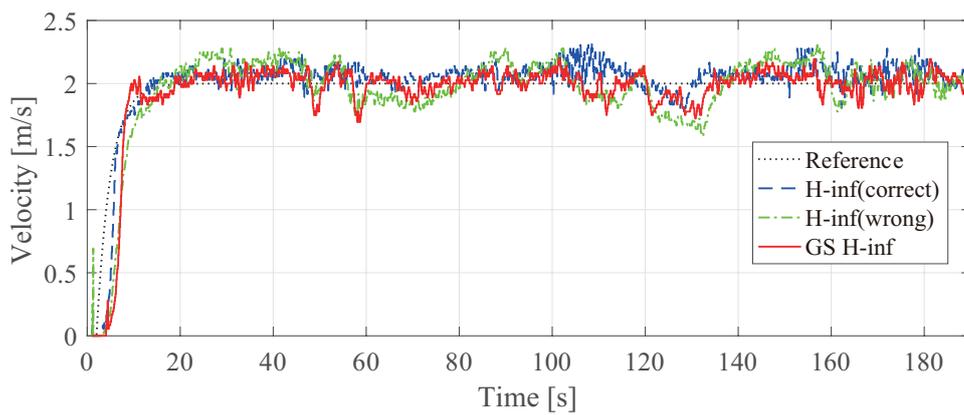


Fig. 2.28: Velocity response (with trailer, 950[kg])

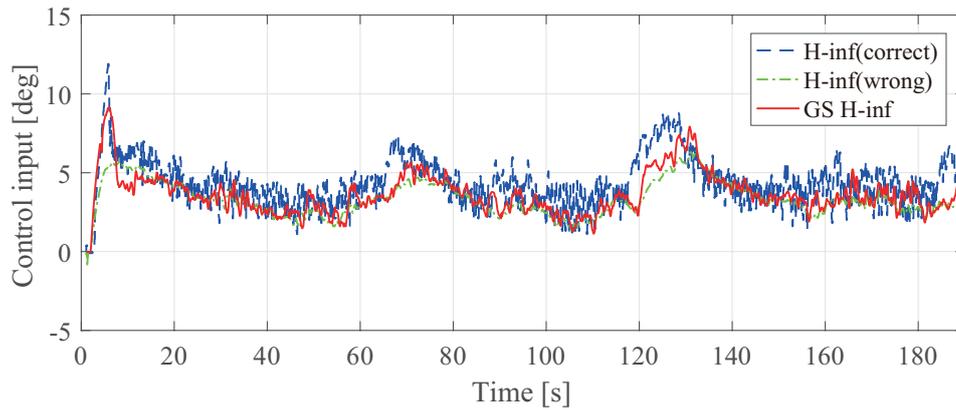


Fig. 2.29: Control input (with trailer, 950[kg])

#### 2.4.4 牧草地における性能評価

2.4.2節では積分補正と重力補正，2.4.3節ではゲインスケジュールド  $H_\infty$  制御を用いた手法の有効性を示し，果樹園において良好な結果を得ることが確認された．本節では積分補正，重力補正，ゲインスケジュールド  $H_\infty$  制御を併用した手法を用いて，より条件の厳しい果樹園を想定した牧草地における実験結果を示し，実用的な追従精度が得られるかどうかを検証する．操舵は手動で行い，経路は Fig. 2.18 に示す経路2のような上り勾配と下り勾配の混合した経路を選択した．牽引を行わない場合の実験結果を Fig. 2.30 に，牽引を行う場合の実験結果を Fig. 2.31 に示す．目標速度は 2.0[m/s] に設定した．

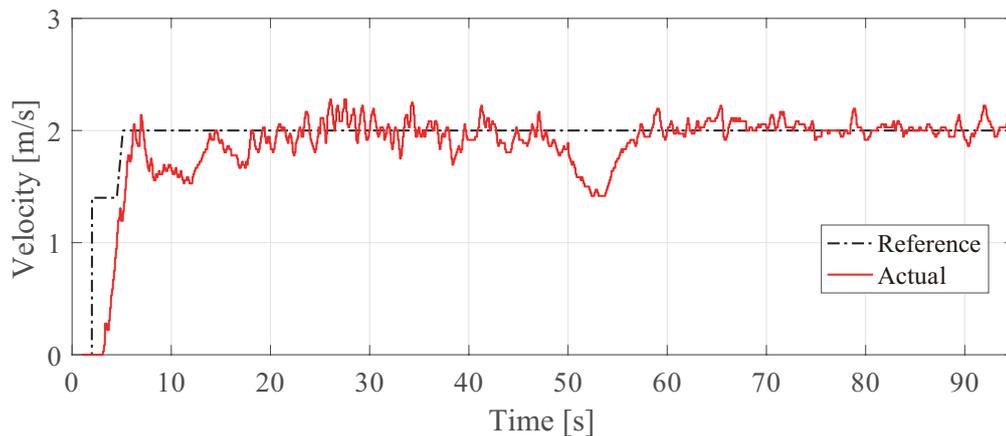


Fig. 2.30: Velocity response (without trailer)

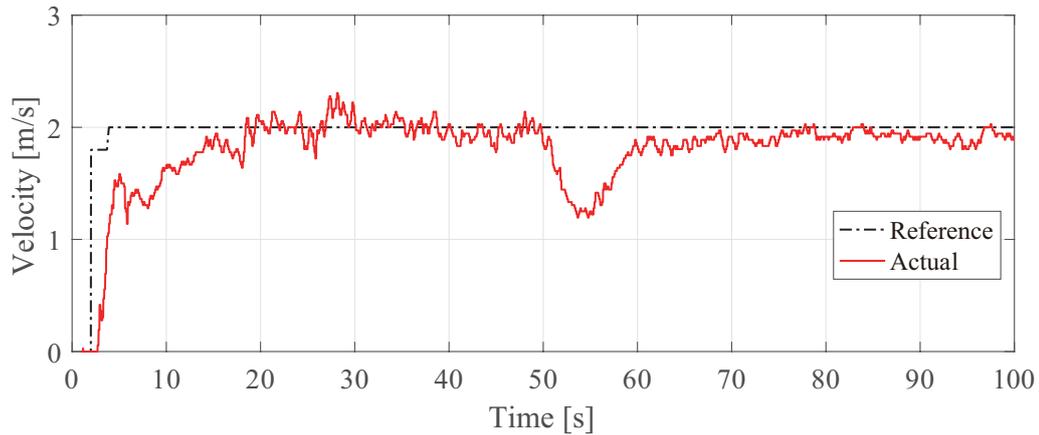


Fig. 2.31: Velocity response (with trailer)

Fig. 2.30, 2.31 より，牽引の有無，また上り勾配下り勾配にかかわらず，定常状態において誤差は  $\pm 0.3$ [m/s] 以内に収まっており，良好な追従性能であるといえる．本節で用いたコースは最大傾斜角が約  $12$ [deg] であるが，このコースのように傾斜地に存在する圃場でも提案手法で高精度な速度制御が可能であることが示された．なお， $50$ [s] 付近で速度が低下しているが，旋回を行い，下り坂から登り坂に切り替わっているためである．

## 2.5 おわりに

本章では，トレーラや農機の牽引を行なう際の追従精度向上を目的として，外乱やモデル化誤差に対してロバストな  $H_{\infty}$  制御を発展させたゲインスケジュールド  $H_{\infty}$  制御を用いて，重量変動を陽に扱う UGV の速度制御系設計法を示した．また，さらなる精度向上のために積分補正や重力補正を組み合わせた制御手法を提案し，実際の果樹園や牧草地で実機実験を行なうことにより手法の有効性を検証した．

果樹園での実験結果より， $H_{\infty}$  制御に対するゲインスケジュールド  $H_{\infty}$  制御の優位性が確認され，積分補正や重力補正による精度の向上も確認することができ，これらの手法を併用することで，路面に傾斜や凹凸が存在する実際の果樹園で，牽引の有無に関わらず高精度な速度制御を実現することができた．さらに，より過酷な条件の果樹園を想定した牧草地においても実機実験を行い，激しい凹凸があり傾斜の大きい (最大約  $12$ [deg]) 路面においても，直線経路の走行においては十分な精度で走行できることが確認された．以上より，本手法は不整地を走行する様々な移動型農業機械に応用できると考えられ，農業機械自動化への貢献が期待できる．また，今後は車両重量の推定方法を提案し，リアルタイムで推定した重量を用

いることにより，農薬散布や作物の積載などのより現実的な環境における提案手法の評価を行うことが課題である。

# 第3章 ドライバ特性を考慮した自動車のアダプティブクルーズコントロール

## 3.1 はじめに

近年、アダプティブクルーズコントロール (ACC : Adaptive Cruise Control), 衝突被害軽減ブレーキ, 車線逸脱防止支援システムなどの運転支援システムの研究開発が盛んに行われている。これらの安全運転支援システムは運転者の疲労を軽減し, 車線維持や適切な車間距離確保により, 事故の防止につなげることが大きな目的である。しかし, ドライバが行う運転操作とは異なる操作により乗員に違和感や不安感を与えることがしばしばあり, 熟練ドライバーが行うような違和感のない快適な運転支援システムの開発が望まれている。また, 快適な運転システムの開発を目的として, ドライバの運転特性などのヒューマンファクタの解析に関する研究も行われている [51]。特にアダプティブクルーズコントロールは衝突被害軽減ブレーキや車線逸脱防止支援システムなどの特定の場においてのみ動作するシステムとは違い, 常に制駆動系を制御するシステムであるため, 乗員の感覚に影響を与える機会が多く, 快適性という観点により重要である。また, 自動車の前後方向の運動においては正の加速度よりも負の加速度 (減速度) の方が乗り心地に与える影響が大きいと言われており [52], 自車と同一車線を走行している先行車に追い付く際などの減速制御がアダプティブクルーズコントロールの中でも特に重要である。アダプティブクルーズコントロールに関しては以前より多くの先行研究があり [15–17], 視覚情報から得られる衝突余裕時間 (TTC : Time-To-Collision) に基づく手法 [18] やドライバーの減速行動を衝突リスク認知指標に基づいてモデリングした手法 [19] など, 様々な手法が提案されているが, 実際にドライバーが行うような違和感のない減速追い付き制御を実現する手法は未だに確立されていない。そこで, 本章では先行車に接近する際のドライバーの手動走行データから, 減速操作におけるドライバー特性を抽出し, それに基づいて生成した目標値を用いて速度・車間距離制御を行うことで, 違和感のない快適な減速制御を実現する手法を提案する。また, シミュレーションと実車実

験により，一定速度で走行する先行車への減速追い付き制御を行い，提案手法の有効性を評価する．

## 3.2 減速追い付き制御手法

### 3.2.1 ドライバ特性に基づく目標値の生成

一定速度で走行する先行車に自車が一定速度で接近する場合のドライバーによる走行データから，ドライバーの特性を抽出し定式化する．手動で走行する際は，先行車は40[km/h]一定で走行し，自車は60, 80, 100[km/h]の三通りの速度から40[km/h]に減速した．それぞれの走行データを Fig. 3.1～3.3 に示す．

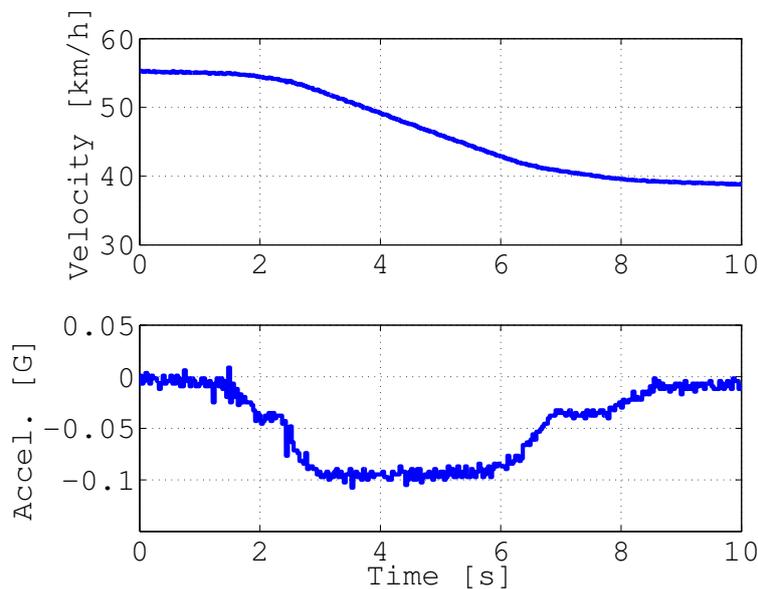


Fig. 3.1: Driving data (60 → 40[km/h])

なお，ドライバーはスピードメータから速度情報を得ているため，メータの誤差により計測値と目標速度にはずれが生じているが，ドライバーの特性を見る上では問題にならない． Fig. 3.1～3.3 の加速度に注目して見てみると初期段階では緩やかに減速度が立ち上がり，その後ほぼ一定の減速度で減速を行い，緩やかに減速度を緩めていくことが分かる．また，この傾向は初期の相対速度差に関わらず同じであり，最大減速度が異なるだけである．そこで，減速制御において目標となる加速度  $a_r$  を， Fig. 3.4 のように減速終了までの時間  $t_f$  を  $t_1, t_2$  を用いて三分割にし，多項式の組み合わせで表現する．ただし，時間  $t$  が  $0 \leq t < t_1$  と  $t_2 \leq t \leq t_f$  では三次関数，  $t_1 \leq t < t_2$  では定数で，  $a_{max}$  は最大減速度である．また，加速度を Fig. 3.4 のように決めると，目標速度  $v_r$  と目標車間距離  $d_r$  は目標加速度を積分することでそれぞれ Fig. 3.5, 3.6

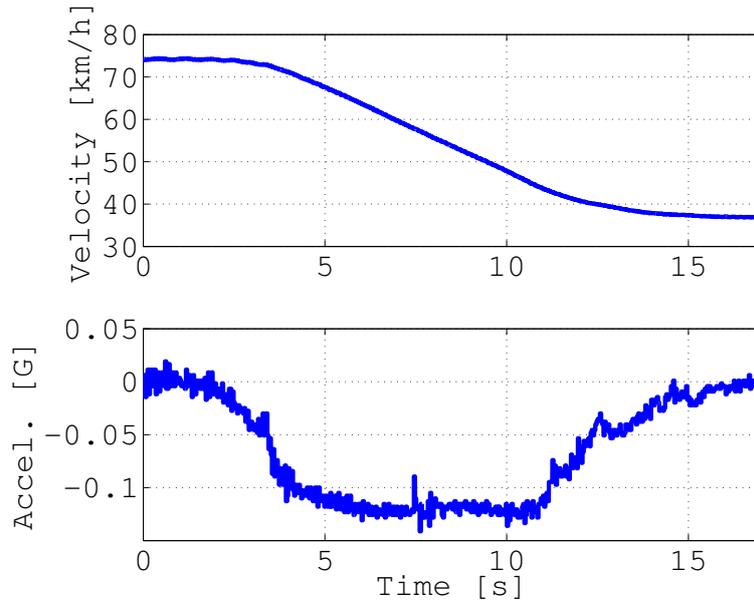


Fig. 3.2: Driving data (80 → 40[km/h])

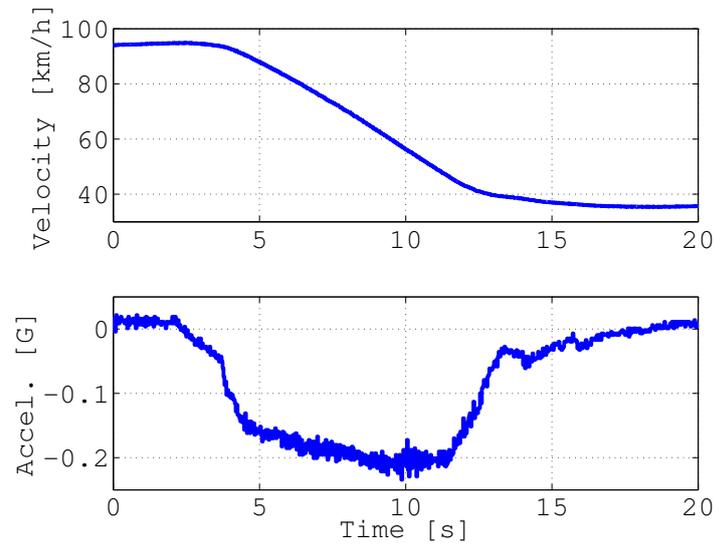


Fig. 3.3: Driving data (100 → 40[km/h])

に示すように決まる。ただし，Fig. 3.5における $v_s$ は減速開始時の自車の速度， $v_f$ は先行車の速度であり，Fig. 3.6における $d_s$ は減速開始時の車間距離， $d_f$ は減速後の目標車間距離である。また，目標値を多項式で表す際には三つの区間に分けた目標値を滑らかに繋ぎ，減速終了時刻の $t_f$ で最終的な目標車間距離・目標速度を実現するための拘束条件が必要である。それらの拘束条件を各区間ごとに分けて以下に示す。ただし，各目標値の変数の添字 $r$ の後に付いている数字は三つに分けた区間の番号を表している。

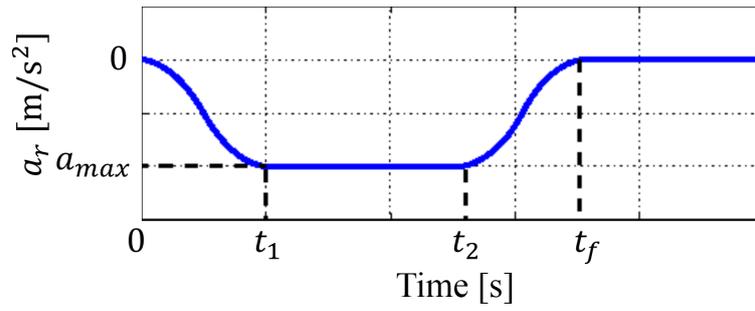


Fig. 3.4: Reference acceleration

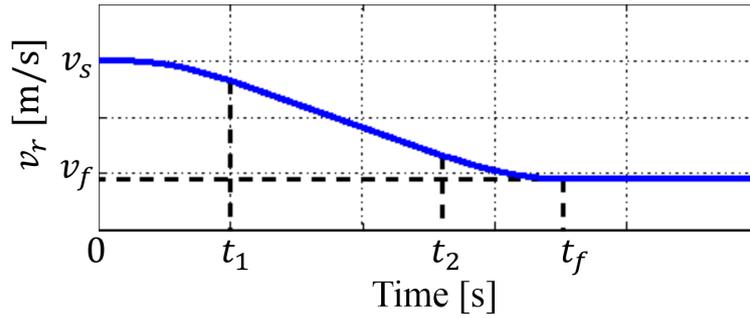


Fig. 3.5: Reference velocity

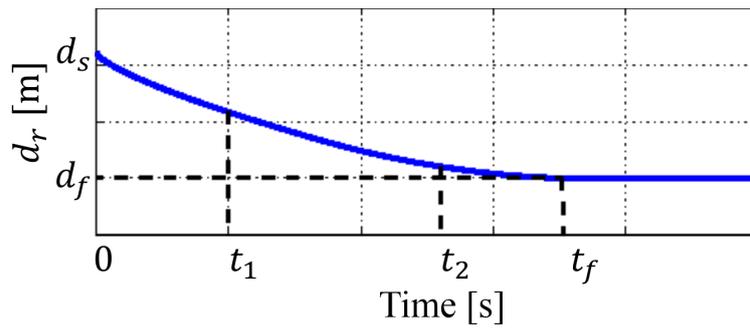


Fig. 3.6: Reference relative distance

(1)  $0 \leq t < t_1$  の時 (区間 1)

$$\left\{ \begin{array}{l} a_{r1}(0) = 0 \\ \frac{d}{dt}a_{r1}(0) = 0 \\ v_{r1}(0) = v_s \\ d_{r1}(0) = d_s \\ a_{r1}(t_1) = -a_{max} \\ \frac{d}{dt}a_{r1}(t_1) = 0 \end{array} \right.$$

(2)  $t_1 \leq t < t_2$  の時 (区間 2)

$$\begin{cases} a_{r2}(t_1) = -a_{max} \\ v_{r2}(t_1) = v_{r1}(t_1) \\ d_{r2}(t_1) = d_{r1}(t_1) \\ a_{r2}(t_2) = -a_{max} \end{cases}$$

(3)  $t_2 \leq t \leq t_f$  の時 (区間 3)

$$\begin{cases} a_{r3}(t_2) = -a_{max} \\ v_{r3}(t_2) = v_{r2}(t_2) \\ d_{r3}(t_2) = d_f \\ a_{r3}(t_f) = 0 \\ v_{r3}(t_f) = v_f \\ d_{r3}(t_f) = d_f \end{cases}$$

また，減速前と減速後の自車の速度変化  $v_f - v_s$  と車間距離の変化  $d_f - d_s$  は，

$$v_f - v_s = \int_0^{t_1} a_{r1} dt + \int_{t_1}^{t_2} a_{r2} dt + \int_{t_2}^{t_f} a_{r3} dt \quad (3.1)$$

$$d_f - d_s = \int_0^{t_1} v_{r1} dt + \int_{t_1}^{t_2} v_{r2} dt + \int_{t_2}^{t_f} v_{r3} dt \quad (3.2)$$

と表されるため，時刻  $t_1, t_2$  と  $t_f$  との比 ( $t_1 = \alpha t_f, t_2 = \beta t_f$  とした時の  $\alpha, \beta$ ) と減速開始時の車間距離  $d_s$  を与えると， $t_f, a_{max}$  が一意に求まる．よって，求まった  $t_f, a_{max}$  と上で示した拘束条件を用いることで目標加速度，目標速度，目標車間距離が一意に決まる．

### 3.2.2 目標値の再生成

前節では先行車が一定で走行していると仮定して目標値を設定した．しかし，実際には先行車が加減速を行うことも予想され，その場合には車間距離が詰まりすぎたり，必要以上に減速を行う可能性がある．そこで自車が 100[km/h] で走行中に先行車に減速しながら追い付く最中に，先行車が 40[km/h] から 60[km/h] に加速を行う場合のドライバによる走行データを Fig. 3.7 に，60[km/h] から 40[km/h] に減速を行う場合のものを Fig. 3.8 に示し，ドライバの運転操作の特徴を抽出する．Fig. 3.7 では 6[s] 付近から先行車が加速を開始しているにも関わらず，ドライバはその後約 3 秒間は減速度を一定に保っており，9[s] 付近から減速度を緩めている．また，Fig. 3.8 でも同様に，先行車が 10[s] 付近から減速しているにも関わらず，ドライバは約 15[s] まで一定の加速度を維持している．以上より，ドライバは先行車の加減速に即座に

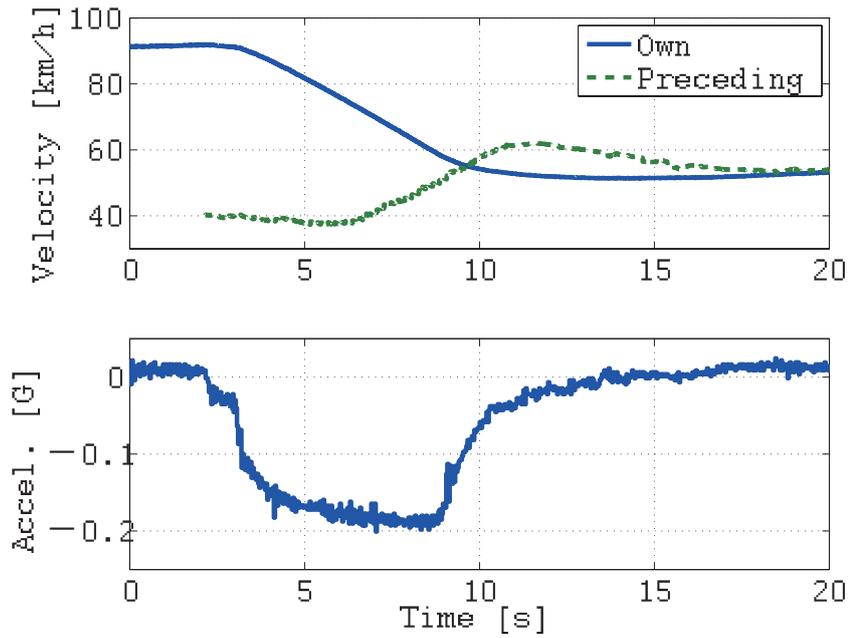


Fig. 3.7: Driving data (in accelerating of preceding vehicle)

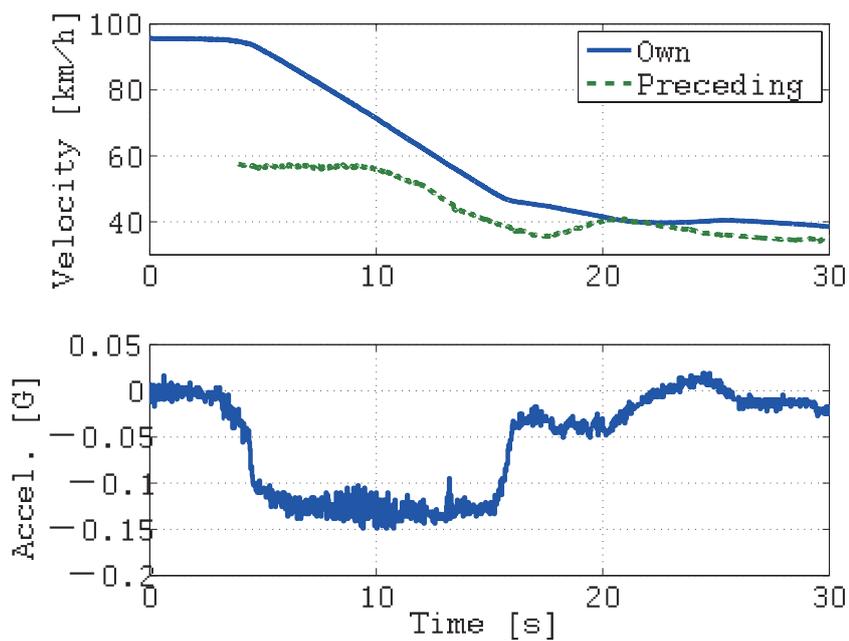


Fig. 3.8: Driving data (in braking of preceding vehicle)

反応するのではなく、加速度を出来るだけ一定に保ってブレーキの抜きの部分 ( $t_2 \sim t_f$  の区間) で先行車との相対距離と相対速度を調整していると言える。以上で述べたドライバ特性を考慮して、先行車の加減速に合わせて逐次目標値を再生成するので

はなく、減速開始からの時刻が  $t_2$  になった時のみ目標値を再生成する。ただし、先行車が急激な加減速を行う場合は、より早い対処が必要となるため本研究では対象外とし、先行車の加減速は緩やかなものと仮定する。なお、再生成時にはその時点での自車の速度、加速度や車間距離、先行車の速度を拘束条件に用いて再度生成する。再生成時に用いる拘束条件は以下のとおりである。

$$\begin{cases} a_{r3}(t_2) = a_{s2} \\ v_{r3}(t_2) = v_{s2} \\ d_{r3}(t_2) = d_{s2} \\ a_{r3}(t_f) = 0 \\ v_{r3}(t_f) = v_{s2} \\ d_{r3}(t_f) = d_f \end{cases}$$

ただし、 $a_{s2}, v_{s2}, d_{s2}$  は時刻  $t_2$  における自車の加速度、速度、先行車との車間距離である。

### 3.2.3 前後方向の車両運動モデル

自車の速度と車間距離を前節で求めた目標値への追従制御を行うために前後方向の車両運動モデルを導出する。車両の制駆動系の運動方程式を以下に示す。

$$M\dot{v} = f - \frac{1}{2}C_d\rho Av^2 - r(v) \quad (3.3)$$

ここで、 $M$  は車両重量 [kg]、 $v$  は車両速度 [m/s]、 $C_d$  は車両の空気抵抗係数、 $\rho$  は空気密度 [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]、 $A$  は前方から見た車両の投影面積 [ $\text{m}^2$ ]、 $r(v)$  は機械抵抗や転がり抵抗などを含む空気抵抗以外の走行抵抗 [N] である。走行抵抗  $r(v)$  は実車で 10 ~ 90 [km/h] の速度域で定常走行し、その時の速度と駆動力を計測することにより同定する。定常走行の場合は  $\dot{v} = 0$  であるため、式 (3.3) より、

$$r(v) = f - \frac{1}{2}C_d\rho Av^2 \quad (3.4)$$

となる。式 (3.4) より、計測した速度  $v$  と駆動力  $f$  の値と Table 3.1 に示す車両パラメータ等の値から各速度域での走行抵抗を求めることが出来、各速度域での走行抵抗を三次式で近似すると以下ようになる。

$$r(v) = 0.0477v^3 - 2.0953v^2 + 31.8042v + 167.5563 \quad (3.5)$$

Table 3.1: Vehicle parameters

$M$	2135[kg]
$C_d$	0.27[-]
$A$	2.5[m <sup>2</sup> ]
$\rho$	1.165 [kg/m <sup>3</sup> ]

### 3.2.4 速度・車間距離制御の制御則

車間距離を  $d$ [m], 目標車間距離を  $d_r$ [m], 目標速度を  $v_r$ [m/s], 速度誤差, 車間距離誤差に対するフィードバックゲインを  $k_1, k_2$  とする. ここで, 入力を駆動力  $f$  とし, 制御則を以下のように示す.

$$f = \frac{1}{2}C_d\rho Av^2 + r(v) + M(-k_1(v - v_r) + \dot{v}_r - k_2(d_r - d)) \quad (3.6)$$

式(3.6)を式(3.3)に代入すると,

$$M\dot{v} = M(-k_1(v - v_r) + \dot{v}_r - k_2(d_r - d)) \quad (3.7)$$

となり, 整理すると以下の式になる.

$$(\dot{v} - \dot{v}_r) + k_1(v - v_r) + k_2(d_r - d) = 0 \quad (3.8)$$

よって,  $k_1 > 0, k_2 > 0$  のとき

$$v - v_r \rightarrow 0, d_r - d \rightarrow 0 \quad (3.9)$$

となり, 速度と車間距離の目標値への追従が可能になる.

## 3.3 シミュレーション

本節では車両運動シミュレーションソフトである CarSim と MATLAB/Simulink を連携させて行うシミュレーションについて述べる.

### 3.3.1 シナリオ

自車が 80[km/h] 一定で走行している際に先行車が 40[km/h] 一定で走行しているとする. 先行車との車間距離が 90[m] になった時点で減速を開始し, 速度は先行車と同じ 40[km/h], 車間距離は 30[m] になるまで減速を行うというシナリオである (Fig. 3.9 参照). ただし, 3.2.1 節で説明した目標値を生成する際に必要な  $\alpha, \beta$  は  $\alpha = 1/5, \beta = 2/5$  とする.

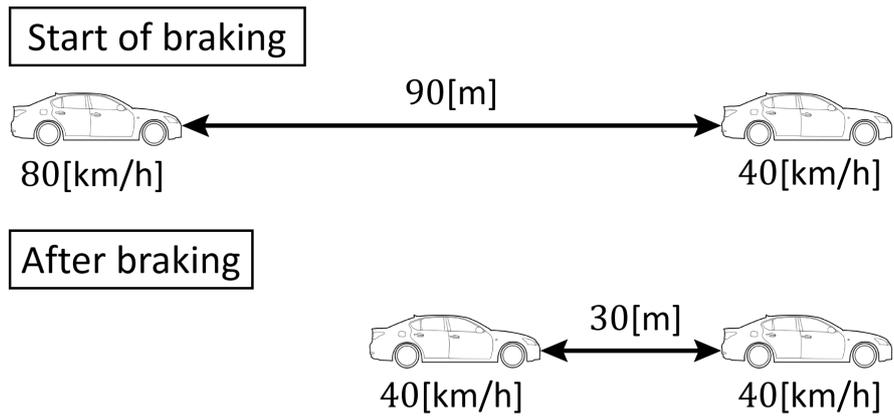


Fig. 3.9: Scenario

### 3.3.2 シミュレーション結果・考察

シミュレーションによって得られた車間距離を Fig. 3.14, 速度を Fig. 3.15, 加速度を Fig. 3.16, 制御入力である指令駆動力を Fig. 3.17 に示す. これらのデータから滑らかに減速を行い, 目標の車間距離に到達していることが分かる. また, 時刻  $t_2$  において制御誤差が生じているが, 滑らかな目標値の再生成を行うことが出来ていることが分かる. また, Fig. 3.12 より, ドライバによる手動走行時とよく似た減速度プロファイルが得られており, ドライバ特性がよく再現されている.

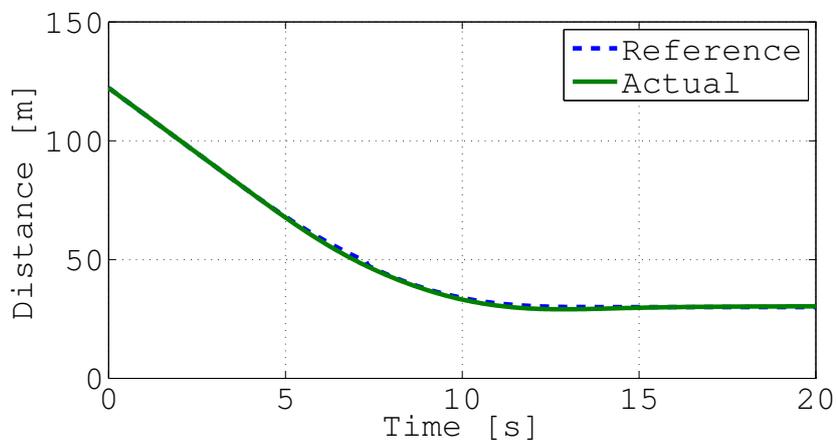


Fig. 3.10: Relative distance

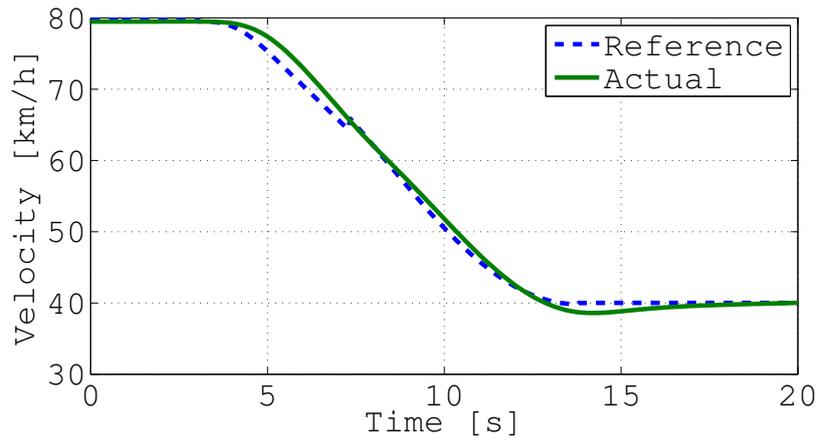


Fig. 3.11: Velocity

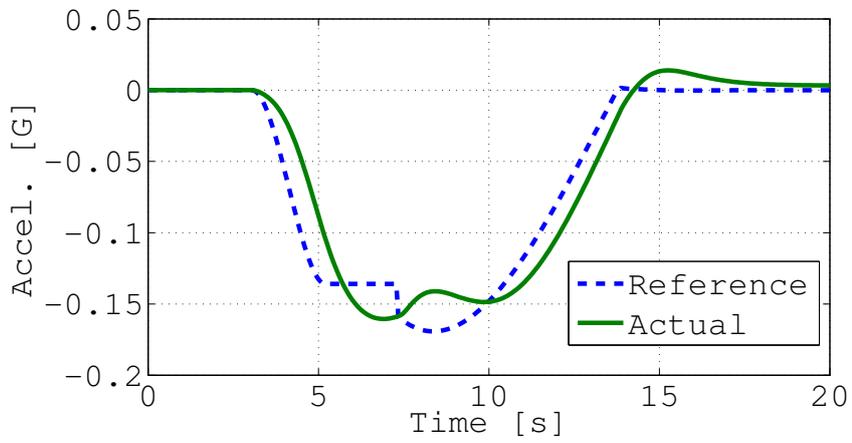


Fig. 3.12: Acceleration

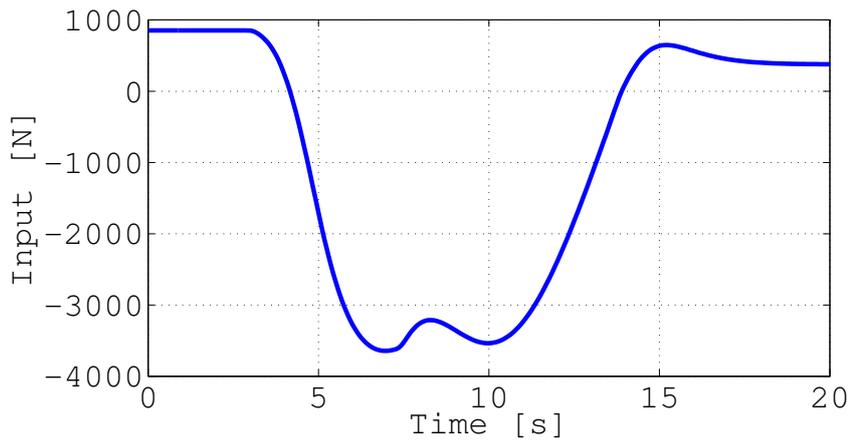


Fig. 3.13: Control input

## 3.4 実車実験

### 3.4.1 実験車両・シナリオ

実験車両のパラメータを Table 3.1 に示す。実験車両には IMU 及びミリ波レーダを搭載しており、自車の速度，加速度，先行車との車間距離を取得することが出来る。これらの情報を利用し，式 (3.6) に示す制御則により必要となる駆動力を算出する。ただし，今回の実験では車間距離センサをエミュレートし，仮想的な車両に追い付く際の減速制御を行う。シナリオは 3.3.1 節と同様で，自車が 80[km/h] で走行している時に 40[km/h] で走行している先行車に追い付く際に減速を行い，目標車間距離である 30[m] で車間を維持するというものである。なお，実験に用いたコースは勾配のない直線路である。

### 3.4.2 実験結果・考察

実車実験によって取得した車間距離を Fig. 3.14，速度を Fig. 3.15，加速度を Fig. 3.16，制御入力である指令駆動力を Fig. 3.17 に示す。これらのデータから，滑らかに減速を行い目標車間距離に到達していることが分かる。時刻  $t_2$  では車間距離，速度，加速度の目標値が不連続になっているが，これはドライバーが「区間 3 で相対距離や相対速度を調整する」という特性を再現するために，時刻  $t_2$  での自車の状態を初期値として目標値を再生成していることが理由である。10[s] 付近では速度の誤差が 5[km/h] ほど生じているが，速度の変化は滑らかで，なおかつ車間距離誤差は小さくアンダーシュートも生じていないため，安全性や快適性に問題はない。また，Fig. 3.16 を見ると初期に緩やかに，その後一定減速度で減速を行い，最後には緩やかに減速度を緩めており，シミュレーションと同様に減速時のドライバーの特性が再現されている。

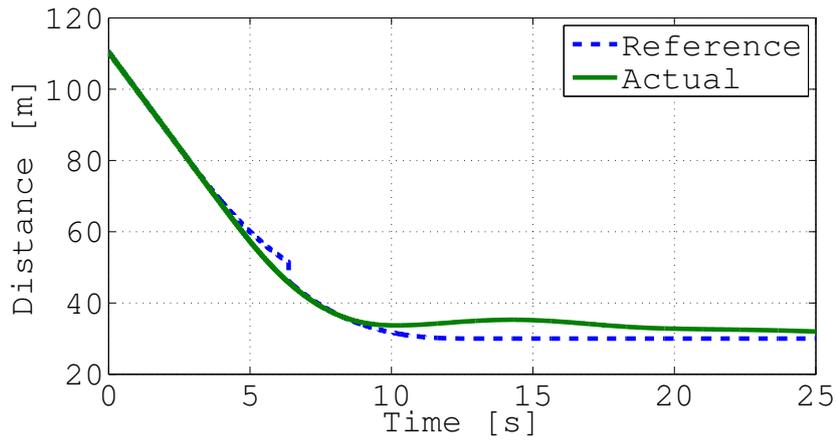


Fig. 3.14: Relative distance

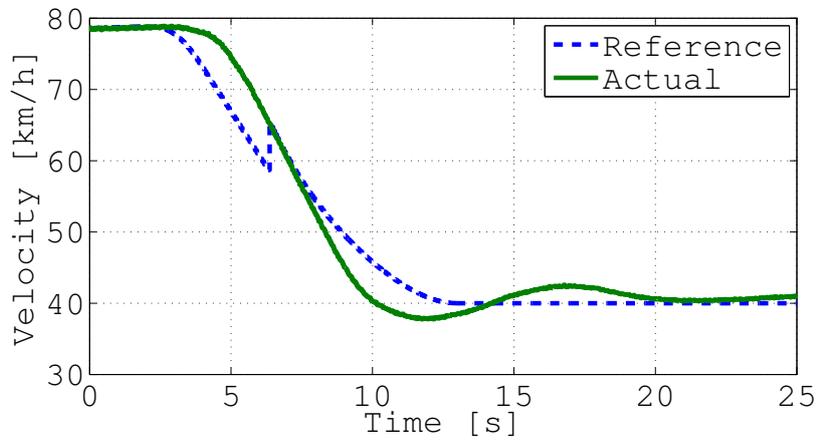


Fig. 3.15: Velocity

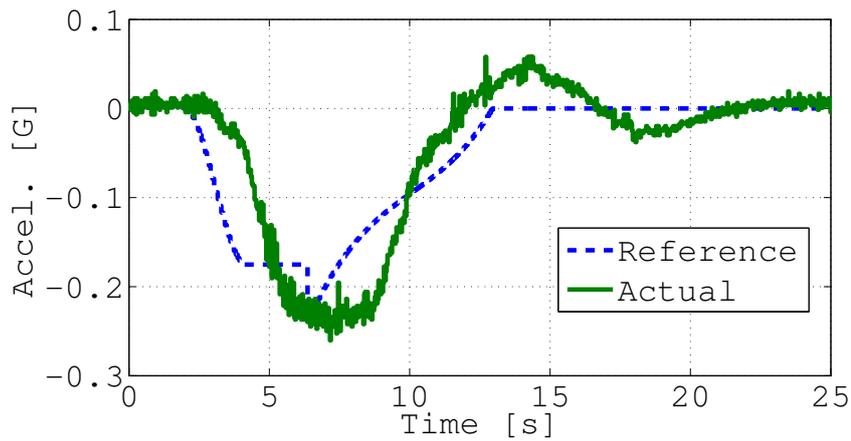


Fig. 3.16: Acceleration

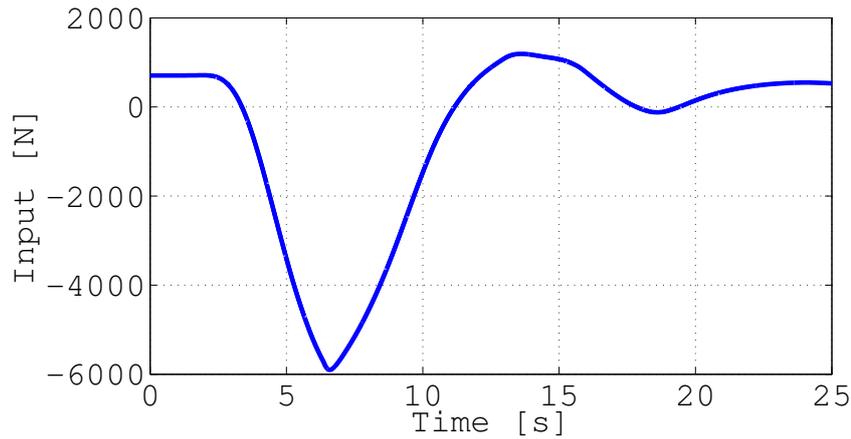


Fig. 3.17: Control input

### 3.5 おわりに

本章ではドライバーの手動走行データを取得することで、速度の遅い先行車に追い付く場合のドライバー特性を抽出した。その結果、ドライバーは減速開始後と減速終了前に滑らかに減速度を変化させ、なおかつ減速中は減速度を一定に保つということが明らかになった。また、減速中に先行車の速度が変動する場合は、先行車の速度に対して逐次減速度を変更するのではなく、一定の減速度を保った後、減速度を緩める段階で相対距離と相対速度を調整していることが確認された。以上のように、抽出したドライバー特性に基づいた目標値の生成方法、及び目標値への追従制御を目的とした車両のモデル化と制御則の導出を行った。提案手法の有効性をシミュレーションと実車実験によって評価した結果、先行車追い付き時の減速制御において、提案手法を用いることでドライバー特性を再現でき、滑らかな減速追い付き制御が可能であることが確認された。今後はより実用的で違和感のないアダプティブクルーズコントロールを目指して、初期条件を変更した場合や先行車を加減速させた場合に対する提案手法の有効性検証や、減速開始タイミング決定手法などの考案が必要である。



# 第4章 乗り心地と追従性を両立する自動車の操舵制御系設計法

## 4.1 はじめに

自動運転システムの中で操舵制御は重要な役割を担っており、現在までに様々な自動車の操舵制御手法が提案されている [53–56]. 本章では日本において2008年度から2012年度まで行われたNEDO エネルギー ITS 推進事業のトラック隊列走行で用いられた操舵制御手法 [20,23] である Path Following 制御を乗用車に実装し、事前評価として国内の自動車専用道路において、80[km/h] で自動走行した際の横偏差と横加速度を Fig. 4.1, 4.2 に示す. Fig. 4.1 では横風などの突発的な外乱により 0.6[m] 以上の横偏差が生じており、目標経路への追従性が低下している. 一方, Fig. 4.2 では概ね小さな誤差を保って走行しているが、橋の継ぎ目や道路の不整による小さな外乱に過敏に反応しており、振動的な横加速度が生じている. 一般的に乗り心地は加速度やジャークとの相関がある [57] と言われており, Fig. 4.2 のような状況では乗員の乗り心地が低下している. 追従性を優先してフィードバックゲインを大きくすれば誤差は小さくなるが, Fig. 4.2 のような状況では外乱により過敏に反応してしまうため, 乗り心地がさらに悪化する. また, フィードバックゲインを小さくすると過敏な反応を抑制し, 乗り心地の改善が可能になるが, 大きな外乱がある場合には誤差の増大により追従性が低下する. このように, 操舵制御において乗り心地と追従性はトレードオフの関係にある. このトレードオフを解消するためには, 多少の誤差が許容できる道路中心近傍では乗り心地を重視してフィードバックゲインを小さく, 車線を逸脱する危険性が高い状況, つまり道路中心からの偏差が大きい場合には誤差抑制を重視してフィードバックゲインを大きくするような制御則が必要である. 関連研究として, 人工ポテンシャル場を用いることで誤差に関して非線形な入力を与える手法 [58] も提案されているが, 人工ポテンシャル場では過渡特性の考慮が難しく, 外乱により誤差が生じた際に振動的な応答となり乗り心地が悪化する. 他にも, 周波数整形 LQ 制御を用いてコース追従性能と乗り心地を考慮した手法 [59] があるが, 線形 LQ 制御では道路の偏差に応じて非線形な制御入力を与える

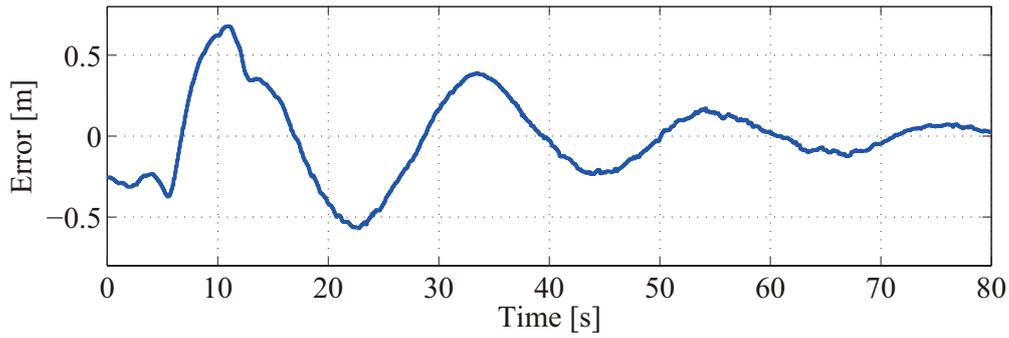


Fig. 4.1: Experimental data 1 with the conventional method

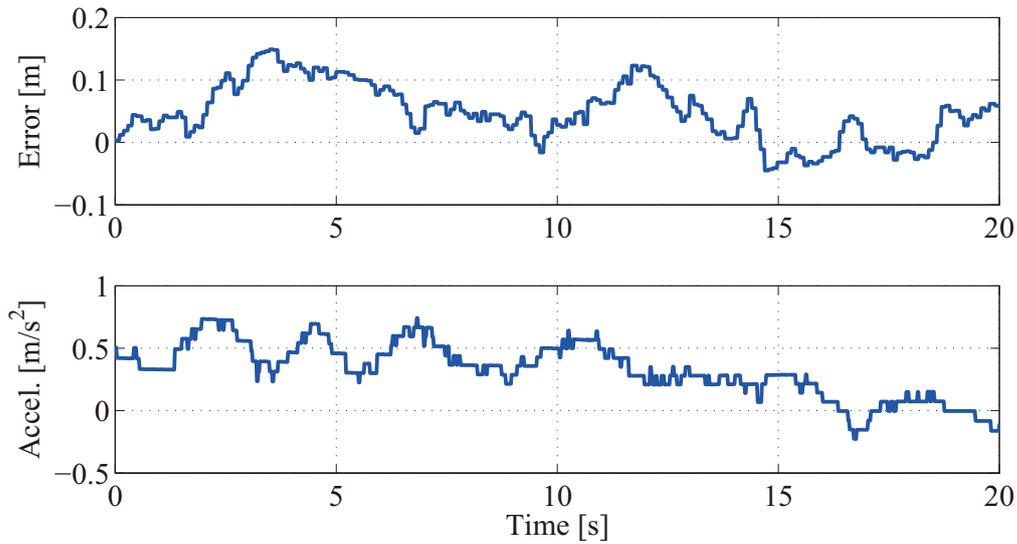


Fig. 4.2: Experimental data 2 with the conventional method

ことが出来ず，追従性を陽に考慮出来ない．そこで，本論文では Path Following 制御に非線形重みを取り入れることにより，乗り心地と追従性を両立させる制御手法を提案する．また，シミュレーションと実車実験により提案手法の有効性を評価する．

## 4.2 非線形重み付き Path Following 制御による操舵制御手法

本節では等価二輪モデルと従来の Path Following 制御について説明した後，従来の Path Following 制御に非線形重みを取り入れた制御則を提案する．

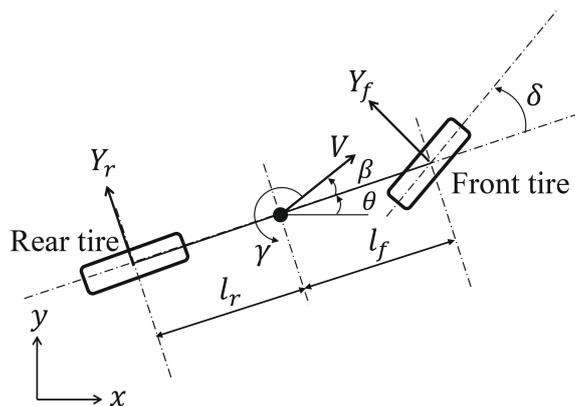


Fig. 4.3: Single track model

#### 4.2.1 等価二輪モデル

提案手法では従来手法 [20,23] と同じく Fig 4.3 のような等価二輪モデル [60] を用いる．等価二輪モデルの横滑り角  $\beta$  とヨーレート  $\dot{\gamma}$  に関する車両ダイナミクスは次式のように表される．

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \gamma \\ \beta \end{bmatrix} = A \begin{bmatrix} \gamma \\ \beta \end{bmatrix} + B\delta \quad (4.1)$$

ただし，

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{2}{JV}(K_f l_f^2 + K_r l_r^2) & -\frac{2}{J}(K_f l_f - K_r l_r) \\ -\frac{2}{MV^2}(K_f l_f - K_r l_r) - 1 & -\frac{2}{MV}(K_f + K_r) \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{2}{J} K_f l_f \\ \frac{2K_f}{MV} \end{bmatrix}$$

であり， $V$  は車両速度， $M$  は車両重量， $l_f, l_r$  は重心から前後輪までの距離， $J$  は重心周りのヨー慣性モーメント， $K_f, K_r$  は前後輪のコーナリングパワー， $\delta$  は前輪舵角， $Y_f, Y_r$  は Fig. 4.3 に示すような前後輪にかかるタイヤの横力である．

#### 4.2.2 従来の Path Following 制御

Path Following 制御は非ホロノミック移動ロボットの追従制御 (Tracking control) の手法である Kanayama らの方法 [61] を基に設計されており，仮想的な参照軌道に追従させる制御手法である．まず，参照車両重心と実車両重心の縦偏差（進行方向の相対変位）を  $e_1$ ，横偏差（進行方向垂直向きの相対変位）を  $e_2$ ，廻頭角（相対角度差）を  $e_3$  として，以下のように定義する．ただし，添字  $r$  は参照車両の変数である

ことを示す.

$$\begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \\ e_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta_r + \beta_r) & \sin(\theta_r + \beta_r) & 0 \\ -\sin(\theta_r + \beta_r) & \cos(\theta_r + \beta_r) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x - x_r \\ y - y_r \\ (\theta + \beta) - (\theta_r + \beta_r) \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

ここで,  $\omega = \dot{\theta} + \dot{\beta}$ ,  $\omega_r = \dot{\theta}_r + \dot{\beta}_r$  とすると, 式 (4.2) の時間微分は次式のようなになる.

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V \cos e_3 - V_r + e_2 \omega_r \\ V \sin e_3 - e_1 \omega_r \\ \omega - \omega_r \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

Fig. 4.4 のように参照車両が実車両と同じ速度で常に並走する場合を考えると  $e_1 = 0, \dot{e}_1 = 0$  を満たす必要があるため,  $V_r$  を

$$V_r = V \cos e_3 + e_2 \omega_r \quad (4.4)$$

このとき, 式 (4.3), (4.4) より次式が導かれる.

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} e_2 \\ e_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V \sin e_3 \\ \omega - \omega_r \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

ここで, 正の定数  $K_2, K_3$  を用いて次式のような制御則を導入することにより  $e_2, e_3$  の収束性が保証され, 実車両は参照軌道への追従が可能になる [20, 23].

$$\omega_c = \omega_r - K_2 e_2 V - K_3 \sin e_3 \quad (4.6)$$

なお, 上の式では制御入力ヨー角速度として与えられているが, 実際の操舵制御では制御入力を前輪舵角  $\delta_c$  に変換して与える必要がある. その変換方法については後述する.

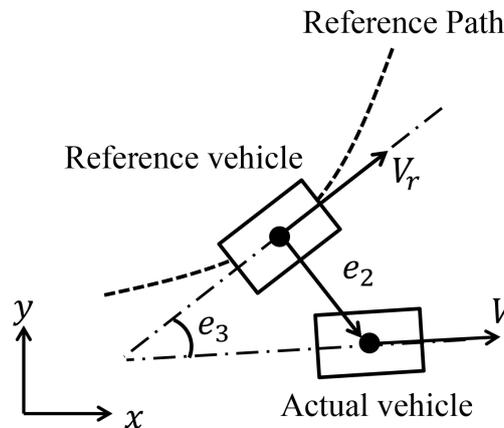


Fig. 4.4: Path following control

### 4.2.3 非線形重み付き Path Following 制御

偏差が小さい時には乗り心地を重視してフィードバック量を小さく、偏差が大きい時には誤差増加の抑制を重視してフィードバック量を大きくするような制御則を導出する。このような制御則は、式 (4.6) で与えられた制御則のフィードバック項に任意の非線形重み関数  $w_2(e_2), w_3(e_3)$  を乗じることで実現することが出来るが、従来手法と同じリアプノフ関数を用いては安定性が保証されないため、新たにリアプノフ関数を定義し安定性の証明を行う必要がある。まず、 $w_2(e_2), w_3(e_3)$  を導入した制御則を以下に示す。

$$\omega_c = \omega_r - w_2(e_2) \cdot K_2 e_2 V - w_3(e_3) \cdot K_3 \sin e_3 \quad (4.7)$$

ここで、 $e_2 = L_2$  の時にフィードバック量が従来と等しくなるように、以下のような  $w_2(e_2)$  を定義する。

$$w_2(e_2) = a_2 \left[ 1 - \exp \left\{ \frac{\ln(1 - \frac{1}{a_2})}{L_2^2} e_2^2 \right\} \right] \quad (4.8)$$

ただし、 $a_2$  は調整のためのパラメータで、 $a_2 > 1$  を満たす定数である。この重み関数は Fig. 4.5 のように示され、横偏差が閾値  $L_2$  より小さい時 ( $|e_2| < L_2$ ) では重みが小さくなり、大きい時 ( $|e_2| > L_2$ ) には重みが大きくなるが、 $a_2$  で飽和するような重み関数であることがわかる。これにより、乗り心地の向上と大きな横偏差の抑制を両立した操舵制御を実現する。また、以下のように  $w_3(e_3)$  を定義する (Fig. 4.6)。

$$w_3(e_3) = (a_{3h} - a_{3l}) \left[ 1 - \exp \left\{ \frac{\ln(1 - \frac{1}{a_{3h} - a_{3l}})}{L_3^2} e_3^2 \right\} \right] + a_{3l} \quad (4.9)$$

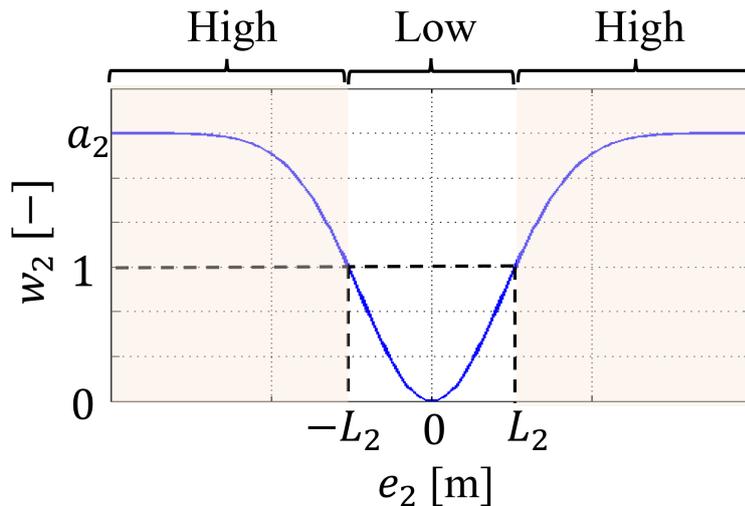


Fig. 4.5: Nonlinear weighting function  $w_2(e_2)$

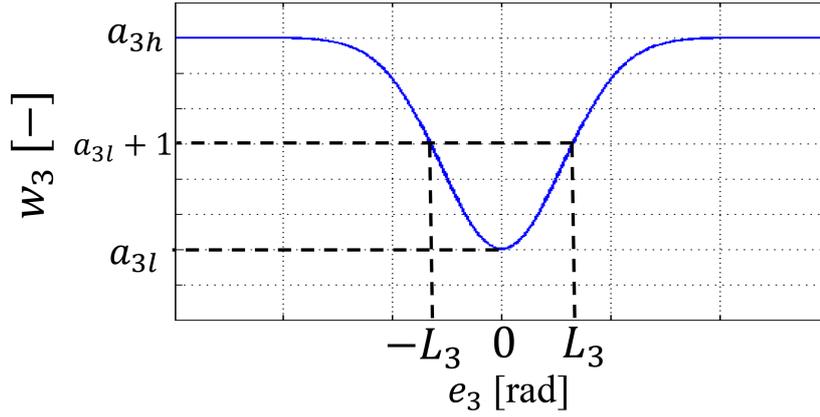


Fig. 4.6: Nonlinear weighting function  $w_3(e_3)$

ただし,  $a_{3h}, a_{3l}, L_3$  は調整のためのパラメータで  $a_{3h} > a_{3l} > 0, L_3 > 0$  を満たす定数である.  $w_3(e_3)$  は廻頭角に対する重み関数であるので, このような形の重み関数を用いることで, 従来に比べて, 目標横変位に対する実横変位の減衰特性を改善する.

以下では式 (4.7) で示した制御則を用いた場合の収束性の証明を行う. まず, リアプノフ関数の候補として次式を定義する.

$$F_2 = \frac{a_2}{2}(e_2^2 + \frac{e^{-b_2 e_2^2}}{b_2}) + \frac{1 - \cos e_3}{K_2} \quad (4.10)$$

ただし,  $b_2$  は  $b_2 > 0$  を満たす定数である. 式 (4.10) を微分すると,

$$\dot{F}_2 = a_2(1 - e^{-b_2 e_2^2})e_2 \dot{e}_2 + \frac{\sin e_3}{K_2} \dot{e}_3 \quad (4.11)$$

となる. ここで,

$$b_2 = -\frac{\ln(1 - \frac{1}{a_2})}{L_2^2} \quad (4.12)$$

とおくと, 式 (4.11) は式 (4.8) より,

$$\dot{F}_2 = w_2(e_2) \cdot e_2 \dot{e}_2 + \frac{\sin e_3}{K_2} \dot{e}_3 \quad (4.13)$$

と書き換えることが出来る. 式 (4.13) に式 (4.7) で示した制御則を代入すると,

$$F_2 = -\frac{K_3}{K_2} w_3(e_3) \sin^2 e_3 \quad (4.14)$$

となり,  $w_3(e_3)$  は正定関数であるため  $\dot{F}_2 \leq 0$  が成立する. よって,  $F_2$  はリアプノフ関数であることが証明され, Barbalat の補題 [62] より  $e_3 \rightarrow 0$  が示される. また, 式 (4.5), (4.7) より,

$$\dot{e}_3 = w_2(e_2) \cdot K_2 e_2 V - w_3(e_3) \cdot K_3 \sin e_3$$

となるため、 $V \neq 0$ であれば  $e_2 \rightarrow 0$  となる。以上より、横偏差  $e_2$  と廻頭角  $e_3$  の収束性が保証され、実車両を参照軌道に追従させることが可能になる。しかし、実車両に対して制御入力をヨーレート  $\omega_c$  として直接与えることが出来ないため、 $\omega = \gamma + \dot{\beta}$  を式 (4.1) に代入して、次式のような舵角入力  $\delta_c$  を得る。これにより、実車両での操舵制御を行う。

$$\delta_c = \frac{K_f l_f - K_r l_r}{K_f V} \gamma + \frac{K_f + K_r}{K_f} \beta + \frac{MV}{2K_f} (\omega_r - w_2(e_2) \cdot K_2 e_2 V - w_3(e_3) \cdot K_3 \sin e_3) \quad (4.15)$$

## 4.3 シミュレーション

本節では車両の動的挙動を再現できる車両運動シミュレーションソフト CarSim と数値解析ソフト MATLAB/Simulink の連携によるシミュレーションの結果を示し、考察を行う。

### 4.3.1 想定ケース

Fig. 4.1, 4.2 に示した二通りのケースを想定し、それぞれ従来手法と提案手法によるシミュレーションを行う。ただし、提案手法では横偏差に関する入力にのみ重み付けを行う方法（以下、提案手法1）と横偏差・廻頭角の両方に重み付けを行う方法（以下、提案手法2）の二通りに分けて行う。なお、いずれのケースにおいても車速は 80[km/h] (約 22.2[m/s]) 一定で、走行路は平坦な直線路を用いる。シミュレーションの際に用いた車両パラメータ、フィードバックゲイン、重み関数に用いるパラメータは Table 4.1 のとおりである。実車実験時には4名乗車に加え後部荷室に機材を搭載し、重心が後部へ移動することによりアンダーステア特性が弱くなるため、Table 4.1 の車両パラメータはその特性変化が考慮された値である。 $L_2$  が過小である場合、小さな誤差に対しても過敏になるため、乗り心地が悪化する。だが、 $L_2$  が過大である場合は大きな誤差に対して鈍感になってしまうため、ここにもトレードオフがある。本論文では  $L_2 = 0.2[\text{m}]$  に設定しており、車線中央から  $\pm 0.2[\text{m}]$  の範囲への拘束力を増大するような制御則になる。横偏差が  $0.2[\text{m}]$  以内であれば車両と白線の間には十分なマージンがあるため、追従性が高い制御である。 $L_3, a_{3l}, a_{3h}$  についても  $L_2$  と同様にトレードオフがあり、過敏になり過ぎず、かつ過渡応答の改善効果が十分に得られる値に調整した。

#### (1) 横風などの突発的な外乱を想定したケース

Fig. 4.1 に示すように、実車による事前評価で横風などにより横偏差が大きくなる場合が確認されていた。そこで、横風などを想定して、定常走行時に突発的で車

線を逸脱する恐れがあるほど大きな外乱を受けた場合の応答を確かめ、横偏差の抑制効果の評価する。外乱は車両が進行方向に向かって左向きに逸れるように1度だけ加えるが、Fig. 4.7に示すような仮想外乱をFig. 4.8のようにして2秒間だけ操舵入力に加える。このように前輪操舵角へ角度外乱を与える方法は実際の外乱のメカニズムと異なるが、車両に対して横方向の力を加えるという意味では実際の外乱と同様であり、事前評価の際と同様の応答が得られたのでこの方法を用いた。以上をケース1とする。

Table 4.1: Vehicle and control parameters

$M$ [kg]	1981	$K_3$ [-]	0.61
$l_r$ [m]	1.47	$a_2$ [-]	3
$l_f$ [m]	1.38	$L_2$ [m]	0.2
$K_f$ [N/rad]	29000	$a_{3h}$ [-]	4
$K_r$ [N/rad]	35000	$a_{3l}$ [-]	1
$J$ [kg · m <sup>2</sup> ]	3234	$L_3$ [rad]	0.005
$K_2$ [-]	0.0009		

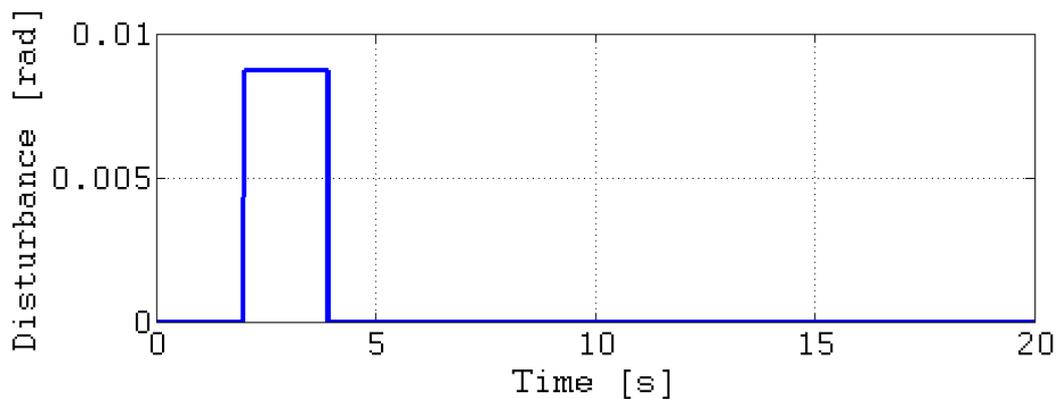


Fig. 4.7: Disturbance (case 1)

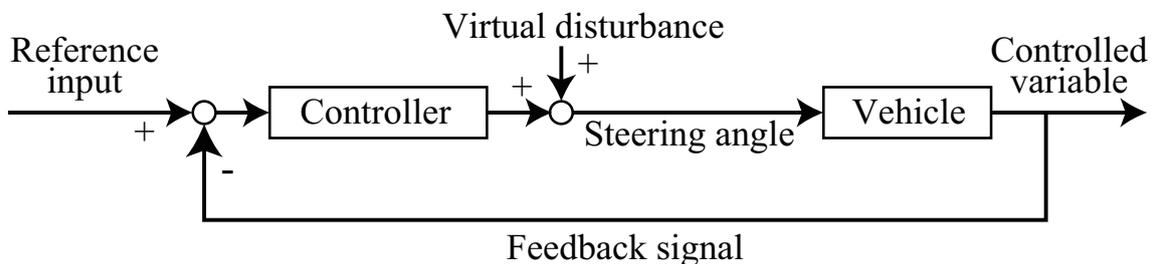


Fig. 4.8: Simulation by using equivalent steering angle disturbance (case 1 & 2)

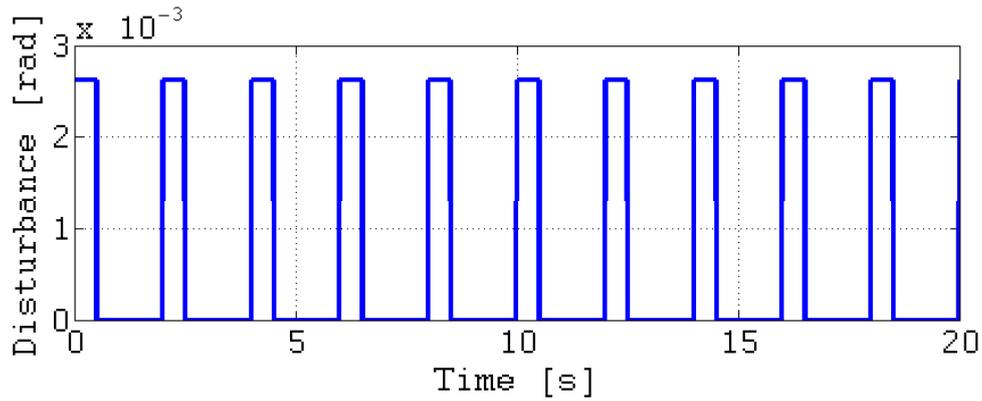


Fig. 4.9: Disturbance (case 1)

#### (2) 橋の継ぎ目や道路表面の凹凸を想定したケース

Fig. 4.2 に示すように、追従性には問題がないが橋の継ぎ目や道路表面の凹凸など、小さいが頻繁に起こりうる外乱を受けた場合に、乗り心地が悪化する場合があった。このような状況を想定して、小さな外乱が多く存在する場合の乗り心地向上効果を評価する。外乱を加える際は、Fig. 4.9 に示すような左向き（負）の小さな仮想外乱を、ケース 1 と同様に操舵入力に加える。以上をケース 2 とする。

### 4.3.2 シミュレーション結果・考察

#### (1) 横風などの突発的な外乱を想定したケース

ケース 1 におけるシミュレーション結果を Fig. 4.10 に示す。まず、従来手法の結果を見ると、シミュレーション開始 2 秒後に外乱が加わってから、横偏差  $e_2$  と廻頭角  $e_3$  が増加しており、最大で 0.6[m] 程度の横偏差が生じている。その後は収束しているがアンダーシュートが生じており、収束までに振動的な応答が見られる。アンダーシュートは小さいが、これにより振動が生じており乗り心地の観点から見ると望ましくない応答である。アンダーシュートが生じる原因は横偏差の微分、つまり、廻頭角に対するフィードバックゲイン  $K_3$  が小さく（式 (4.4) より横偏差の微分は廻頭角に比例していることが分かる）、制御系の減衰性が不十分であるためである [63]。  $K_3$  を大きな値に決めれば問題は解決するように感じられるかも知れないが、横偏差が小さい状態 ( $e_2 \approx 0$ [m]) において  $K_3$  を大きくすると、 $e_3$  に過敏に反応し高周波の振動を生じてしまう問題や、横偏差の収束性が悪化する問題が生じるため、従来手法では  $K_3$  を大きく設定することは出来ない。提案手法 1 では横偏差の増加に伴い  $w_2$  の値が増加し、結果として最大横偏差が 0.5[m] 以下に抑制されているが、収束までの振動的な応答は改善されていない。提案手法 2 では外乱付加時に

$w_2$  だけでなく  $w_3$  も大きくなっており、最大横偏差は約 0.3[m] に、最大廻頭角も従来手法や提案手法 1 と比べて小さくなっている。また、外乱付加後の過渡応答もアンダーシュートや振動が少なく、滑らかに収束しているため、制御性能だけでなく乗り心地の面からも良好な結果となった。

(2) 橋の継ぎ目や道路表面の凹凸を想定したケース

ケース 2 におけるシミュレーションの結果を Fig. 4.11 と Table 4.2, 4.3 に示す。乗り心地は横加速度や横ジャークの絶対値の最大値と平均値の両方に相関があるが [57], Table 4.2 を見ると横加速度の最大値、平均値ともに提案手法の方が小さくなっている。また、Table 4.3 からは横ジャークの最大値、平均値も提案手法の方が小さくなっていることが分かり、非線形重みを用いることで乗り心地が良くなると考えられる。 $w_2$  の値が提案手法では小さくなっているため、横偏差のフィードバック量が減少していることを意味する。それに伴い、従来手法に比べて提案手法の方が横変位の定常偏差の値が大きくなっているが、最大横偏差は約 0.15[m] で追従性は良好である。なお、提案手法 2 では重み付けにより廻頭角が抑制されているため、横偏差の振動幅は提案手法 1 よりも提案手法 2 の方がより小さくなっている。

Table 4.2: Lateral acceleration (case 2)

Method	Maximum absolute value [m/s <sup>2</sup> ]	Average absolute value [m/s <sup>2</sup> ]
Conventional	0.9025	0.4405
Proposed 1	0.6602	0.3590
Proposed 2	0.6367	0.3139

Table 4.3: Lateral jerk (case 2)

Method	Maximum absolute value [m/s <sup>3</sup> ]	Average absolute value [m/s <sup>3</sup> ]
Conventional	15.2006	1.4401
Proposed 1	14.6267	1.1880
Proposed 2	14.3775	1.0477

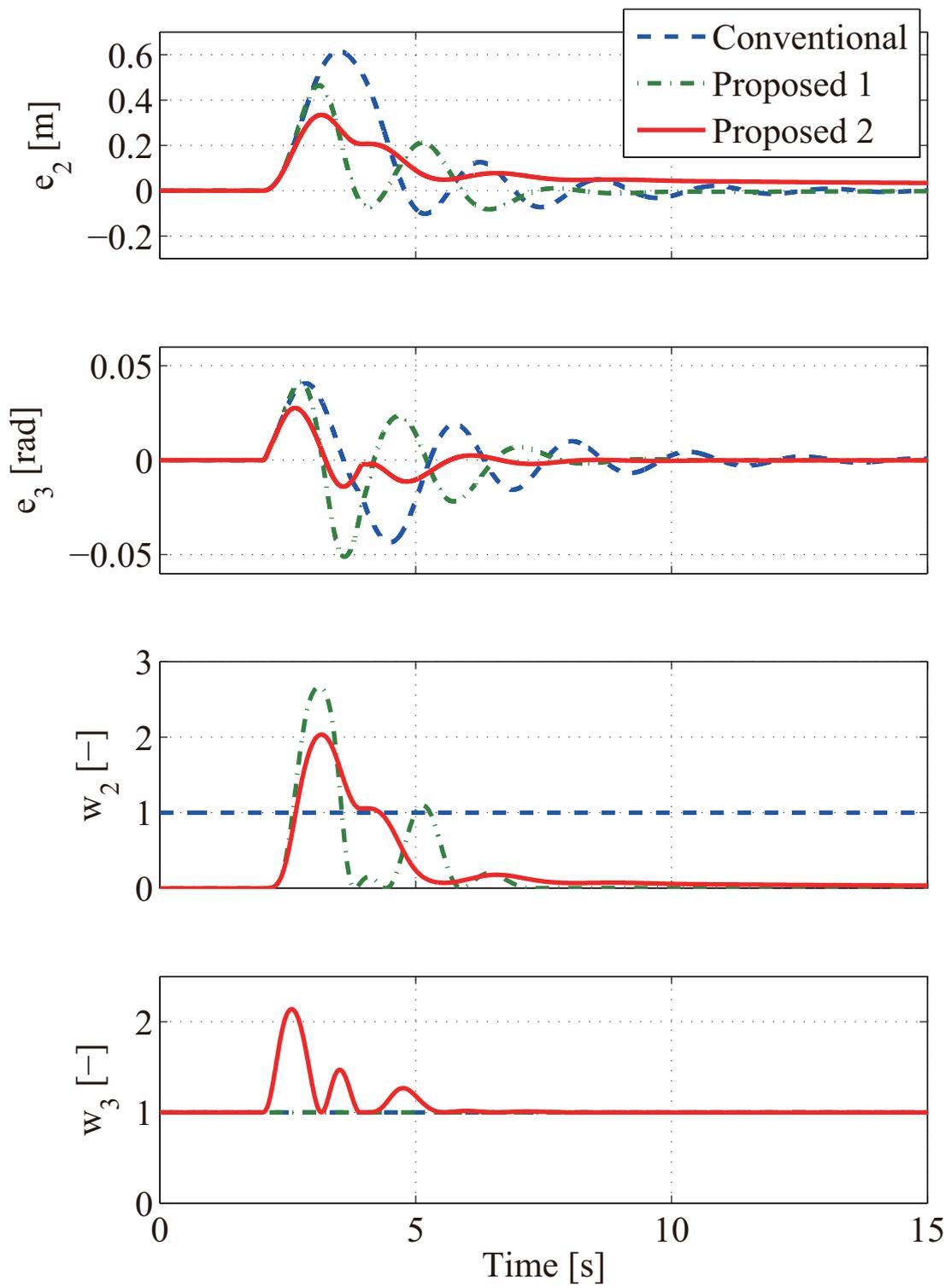


Fig. 4.10: Results of simulation (case 1)

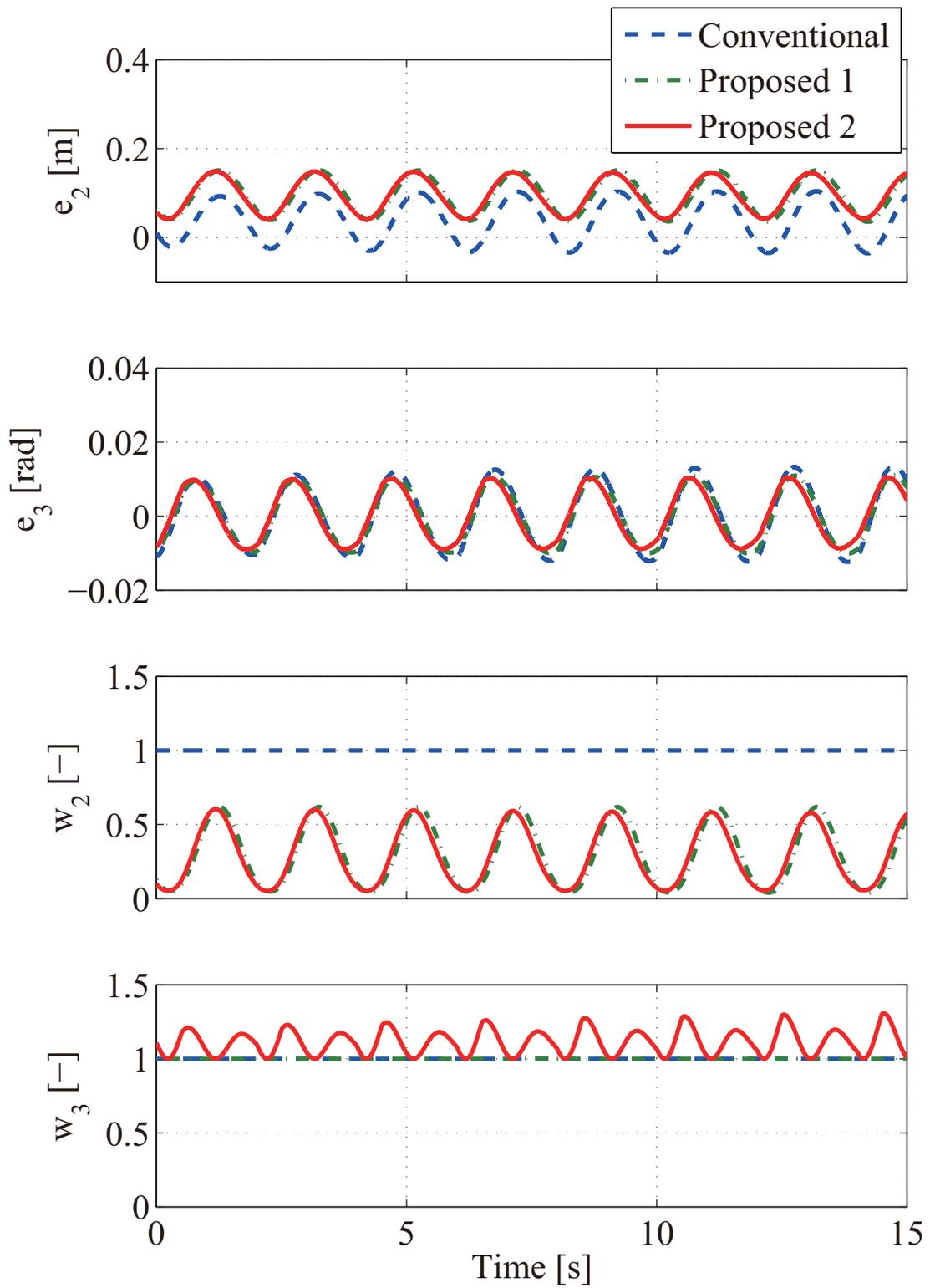


Fig. 4.11: Results of simulation (case 2)

## 4.4 実車実験

本節では実車実験に用いた車両と実験内容を説明した後に、実験結果を示し、考察を行う。

### 4.4.1 実験車両

本研究では一般的なセダン型の車両を用いており、車載のコンピュータから操舵指令を送ることにより操舵制御を行う。車両パラメータ、制御ゲイン等は Table 4.1 に示した、シミュレーションで用いたものと同じ値である。また、車両前方に取り付けられたセンサにより道路上の白線を認識し、横偏差、廻頭角、道路曲率などを計測することが可能である。

### 4.4.2 実験内容

シミュレーションと同条件の二通りのケース（ケース1、ケース2）で、それぞれ従来手法と提案手法の実験を行い、結果について考察を行う。ただし、提案手法では横偏差に関する入力にのみ重み付けを行う方法（提案手法1）と横偏差、廻頭角の両方に重み付けを行う方法（提案手法2）の二通りに分けて行う。なお、いずれのケースにおいても車速は 80[km/h](約 22.2[m/s]) 一定で、走行路は平坦な直線路を用いており、外乱は Fig. 4.8 のようにシミュレーションと同様の仮想外乱を操舵入力に与えることにより印加する。

### 4.4.3 実験結果・考察

#### (1) 横風などの突発的な外乱を想定したケース

ケース1の実験結果を Fig. 4.12 に示す。2秒付近で外乱が加えられているが、提案手法1,2では誤差が増大した際に従来手法よりも  $w_2$  が大きな値になっており、それに伴い従来手法よりも最大誤差が抑制されていることが分かる。また、従来手法1では5秒付近でアンダーシュートが生じているが、提案手法2では  $e_3$  の増大に合わせて  $w_3$  の値が大きくなり、車両の軌道は滑らかに道路中心に収束している。これは誤差を抑制するだけでなく、不要な振動を取り除くことが出来るため、乗り心地の観点からも良い結果である。

## (2) 橋の継ぎ目や道路表面の凹凸を想定したケース

ケース2の実験結果を Table 4.4, 4.5 と Fig. 4.13 に示す。Table 4.4, 4.5 より、横加速度の絶対値の最大値と平均値、横ジャークの絶対値の最大値と平均値はシミュレーションと同様に従来手法より提案手法の方が抑制されている。しかし、4.3.2 節のシミュレーション結果と比較すると、特に平均値に関してあまり差異が見られない。これはシミュレーションでは生じなかった周期約 20[s] の低周波振動が生じているためである。現実の車両には操舵系には遊びや摩擦などに起因する遅れ要素が含まれているが、これが十分に考慮されていないシミュレーションでは操舵系の応答性が実車よりも良い。したがって、シミュレーションでは生じなかった低周波振動が実車実験では生じており、特に提案手法では重み付けにより車線中央への拘束力が弱まっているために顕著である。拘束力が弱くなったことによる振動は周期が約 20[s] と長いので、人体の共振周波数よりも十分小さく [64]、乗り心地への影響は小さいが、Table 4.4, 4.5 に示した平均値を増加させる原因となる。そこで、乗り心地への影響をより詳しく調べるために周波数に着目した解析が必要である。Fig. 4.14 に示すように横加速度と横ジャークのデータに対して高速フーリエ変換 (FFT : Fast Fourier Transform) を行ったところ、人体の水平方向の共振周波数である 1 ~ 2[Hz] の周波数帯域 [65] では 1[Hz] と 1.5[Hz] 付近にピークが存在することが分かった。横加速度に関して従来手法と提案手法2を比べると、1[Hz] 付近でのピークでは従来手法に比べてパワー（2乗平均値）が約 24[%]、1.5[Hz] 付近のピークでも約 18[%] 低減されている。同様に横ジャークに関しては、1[Hz] 付近のピークで約 26[%]、1.5[Hz] 付近のピークで約 21[%] 低減されている。以上より、乗り心地の面において従来手法に対する提案手法の優位性があると考えられる。

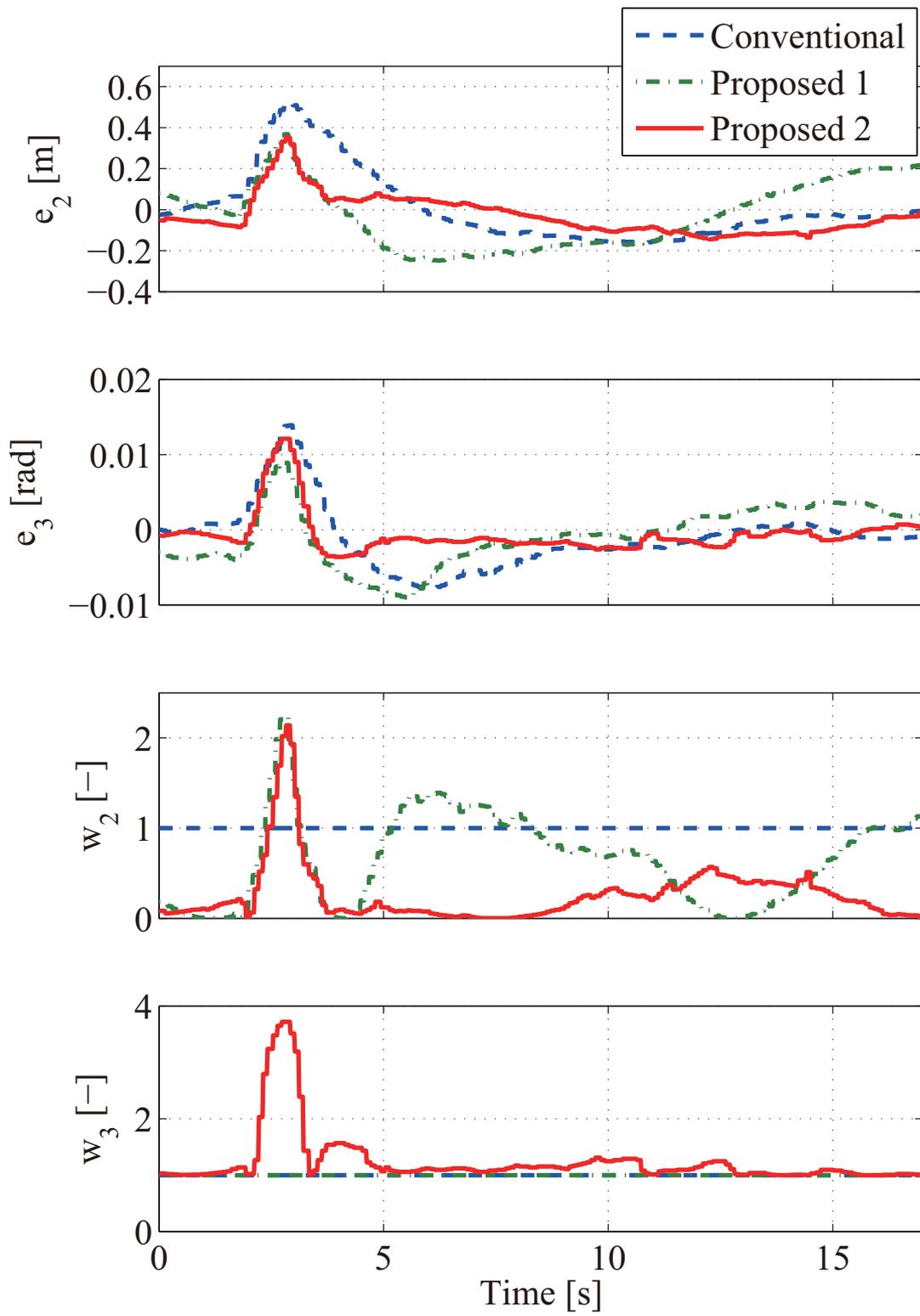


Fig. 4.12: Results of experiment (case 1)

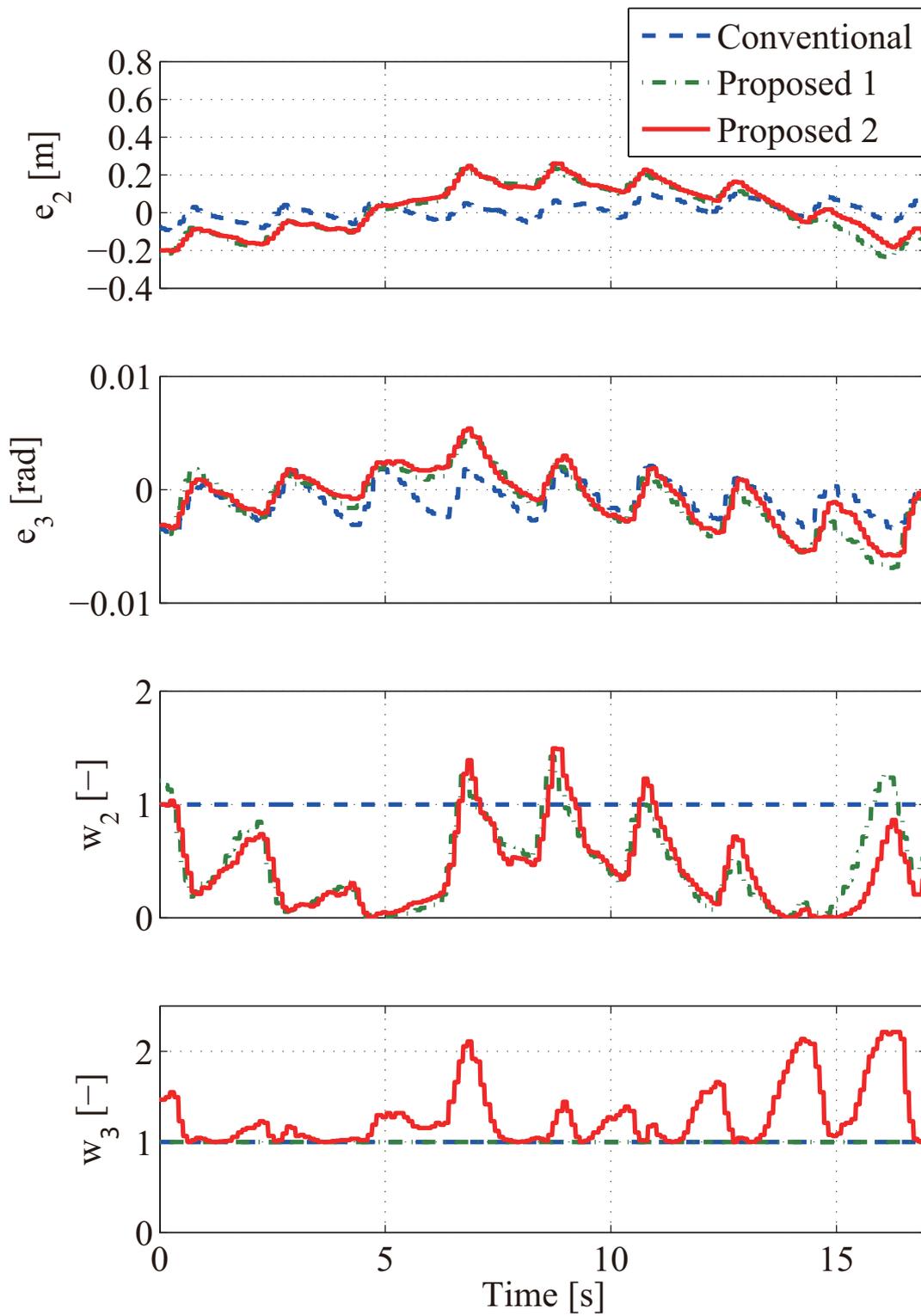


Fig. 4.13: Results of experiment (case 2)

Table 4.4: Lateral acceleration (case 2)

Method	Maximum absolute value [ $\text{m/s}^2$ ]	Average absolute value [ $\text{m/s}^2$ ]
Conventional	0.7877	0.2600
Proposed 1	0.7438	0.2403
Proposed 2	0.6995	0.2227

Table 4.5: Lateral jerk (case 2)

Method	Maximum absolute value [ $\text{m/s}^3$ ]	Average absolute value [ $\text{m/s}^3$ ]
Conventional	4.0564	1.4264
Proposed 1	4.0152	1.4038
Proposed 2	3.9005	1.4028

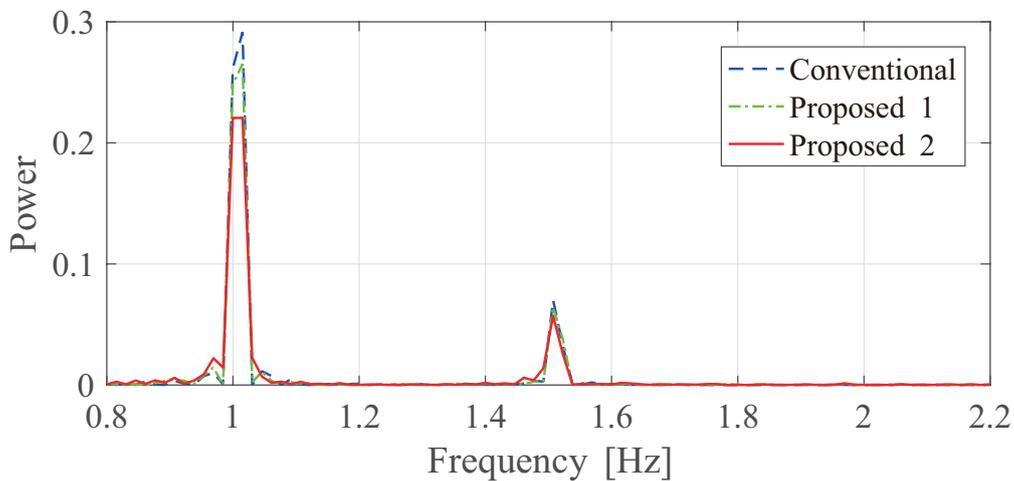


Fig. 4.14: Frequency analysis of lateral acceleration using FFT (case 2)

## 4.5 おわりに

本章では従来の Path Following 制御を基にした制御則に、非線形な重み付けをすることで乗り心地と追従性の両立を目的とした新たな制御手法を提案し、リアプノフの安定性理論により安定性の証明を行った。さらに、シミュレーションと実車実験を行うことで、従来手法と比較した際の提案手法の有効性を評価した。なお、シミュレーションと実車実験では、横偏差の抑制効果を検証するために、横風などを想定した大きな外乱を一度だけ与えるケースと、乗り心地の向上を検証するために道路の凹凸や橋の継ぎ目などを想定した小さな外乱を連続して与えるケースの2つ

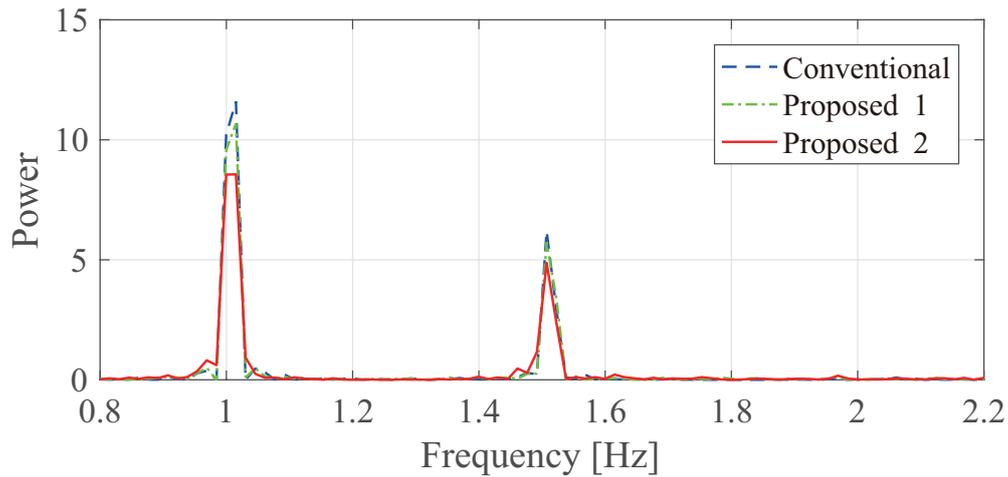


Fig. 4.15: Frequency analysis of lateral jerk using FFT (case 2)

のケースで検証を行った。シミュレーションと実車実験では同様の結果が得られ、提案手法では車線を逸脱する可能性の低い車線中央付近では追従精度を下げ、制御入力を抑えることで横加速度と横ジャークの発生を低減し、乗り心地の向上が可能であることを確認した。また、車線を逸脱する危険性の高い領域においては追従精度を重視することで最大横偏差を抑制し、目標経路への追従性の向上が可能であることを確認した。以上より、従来手法では不可能であった乗り心地と追従性の両立が、提案手法により実現された。本節で示した実車実験のデータはテストコースにおいて取得したものであるが、今後は実際の道路において、横風や段差、横断勾配などの様々な外乱が存在する環境下で実験を行い、手法の有効性評価とさらなる課題抽出が望まれる。また、現実の道路では車線の横幅が一定でないため、車線の横幅が変化した際の重み関数のパラメータ決定法を確立することが課題である。

# 第5章 動的環境下における乗り心地を考慮した自動車のレーンチェンジ経路生成法

## 5.1 はじめに

一般に自動車の自動運転は環境認識，状況判断，目標経路の生成，経路追従制御・速度制御というような流れで行われ，実環境において目標経路を生成する際は道路などの静的環境だけでなく，周辺を走行する車両などの動的環境を考慮しなければならない．特にレーンチェンジでは自車が走行するレーンと異なる速度の車両が走行しているレーンにレーンチェンジを行う場合があり，横方向だけの運動を考えるのではなく，縦方向の運動も同時に考えなければならないため，より難しい問題となる．静的環境下でのレーンチェンジ経路生成に関する研究 [21,22] は多く存在するが，動的環境を考慮した手法は多くはない．

現在までに，動的環境を考慮するためにポテンシャル法やモデル予測制御などを用いた手法が提案されている．ガイら [24] は周囲の移動物体の速度ベクトルを考慮したリスクポテンシャルマップを生成し，これの極小部を経路生成アルゴリズム中の仮想的な目標とする手法を提案している．しかし，ポテンシャルマップでは移動物体の速度ベクトルは考慮できるものの，移動物体の位置の変化までは考慮できていない．また，Carvalho ら [25] はモデル予測制御を用いて横方向だけでなく縦方向の制御も同時に行う手法を提案している．この手法は自車の運動や周辺車両の動きを予測し，制御周期毎に最適な制御入力を決定する手法であり，周辺環境の変化をすぐに制御入力に反映することが出来るため，これを用いて障害物の緊急回避を目的とする研究 [26] も行われている．しかし，モデル予測制御のように逐次的に参照経路を更新する手法では，レーンチェンジ中の周辺車両のわずかな変動が自車両の挙動に反映される．このような車両挙動は人間が操作した場合と異なるものであり，乗員に違和感を与える可能性がある．

そこで本章では，人間の運転操作特性を考慮したレーンチェンジ経路生成方法を提案する．なお，経路生成の際は道路上の二次元座標に加え，時間経過を追加した

三次元座標上で経路を生成することにより，動的環境下におけるレーンチェンジ経路生成を可能にする．また，シミュレーションにより提案手法の有効性を確認する．

## 5.2 三次元空間表現によるレーンチェンジ経路生成法

本節では自車と周辺車両の位置関係の変化を三次元空間で表現する方法と，三次元空間内で最適な経路を生成する手法を提案する．

### 5.2.1 車両変位の三次元空間表現法

レーンチェンジ開始時に自車が走行している車線中央上に，レーンチェンジ開始時の自車の速度で原点が移動する相対座標系を定義する．つまり，自車が一定速度でレーンチェンジを行う場合は Fig. 5.1 中の (a)，減速しながらレーンチェンジを行う場合は (b)，加速しながらレーンチェンジを行う場合は (c) のように相対座標上を移動する．また，レーンチェンジ開始時の自車速度より高い速度で走行している周辺車両は  $x$  軸正方向に移動し，低い速度で走行している周辺車両は  $x$  軸負方向に移動する．このような相対座標に，さらにレーンチェンジ開始からの時間  $t[s]$  を加えた三次元空間を考える．また，周辺車両の運動が一定加速度であると仮定すると，周辺車両の相対座標上の位置  $(x(t), y(t))$  は以下のように表される．

$$\begin{aligned} x(t) &= \frac{1}{2}A_{x0}t^2 + V_{x0}t + D_{x0} \\ y(t) &= \frac{1}{2}A_{y0}t^2 + V_{y0}t + D_{y0} \end{aligned} \quad (5.1)$$

ただし， $A_{x0}[m/s^2], V_{x0}[m/s], D_{x0}[m]$  はレーンチェンジ開始時の周辺車両の縦方向の加速度，速度，変位  $A_{y0}[m/s^2], V_{y0}[m/s], D_{y0}[m]$  は横方向の加速度，速度，変位であ

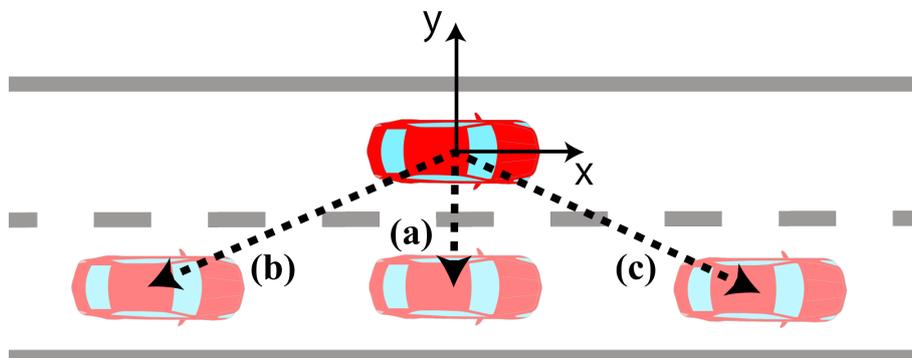


Fig. 5.1: Relative coordinate on road surface

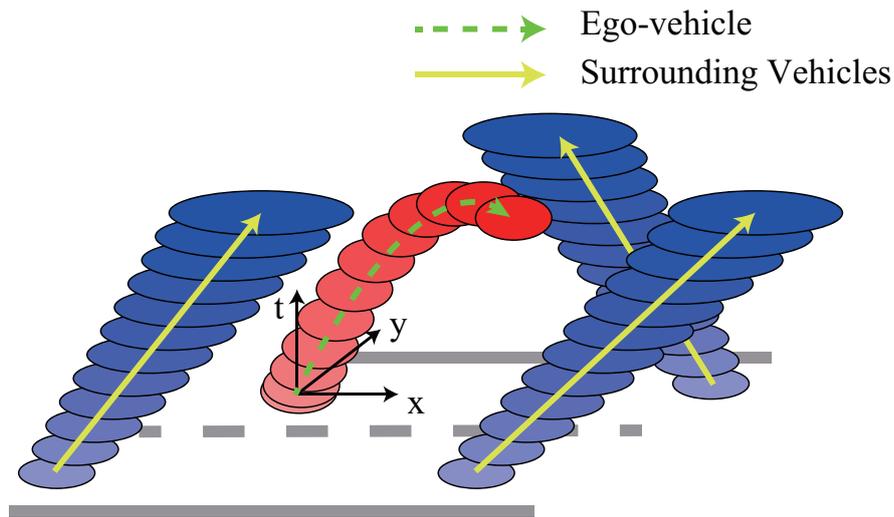


Fig. 5.2: Movement of each vehicles on three-dimensional coordinates relative coordinate on road surface

る．これを三次元空間上にプロットし，さらに周辺車両の加減速度の不確定性を考慮してチューブ状にすることで，各時刻において周辺車両の車体が道路を占める範囲を表現することが出来る．このとき，Fig. 5.2に示すように周辺車両のチューブに干渉しないように自車のチューブを設計することで，周辺車両と接触しないようなレーンチェンジ経路の生成が可能である [66]．また，チューブの設計の際に 5.2.4 節で述べる最適化を行うことにより，ドライバの操作特性を考慮しつつ，安全性と乗り心地を向上することができる．さらに，周辺車両のチューブの断面形状を変更することで，周辺車両位置の不確定性を考慮することも可能である．

## 5.2.2 目標横変位の生成

ドライバの操作特性を知るために，人がどのようにレーンチェンジを行っているのかを知る必要がある．そこで，熟練ドライバが車線幅 3.5[m] の直線道路において，70[km/h] でレーンチェンジを行った場合のデータを取得した．取得した横加速度の代表的なデータを Fig. 5.3 に示す．横加速度は乗り心地を決める重要なファクタである [57] ため，取得した横加速度のデータを参考にして，目標となる横変位の生成を行う．Fig. 5.3 のように滑らかな横加速度を実現するために，レーンチェンジ中の横加速度を Fig. 5.4 のような三つの三次関数を組み合わせる．まずレーンチェンジの最大時間  $t_f$  [s] を決め，次にレーンチェンジによる相対座標上での自車の変位  $\Delta y$  [m] を決める．ここで，それぞれの三次関数の右端の時刻を  $t_{y1}, t_{y2}, t_{y3}$  [s] としており， $A_{y0}$  [m/s<sup>2</sup>] はレーンチェンジ開始時に計測した自車の横加速度， $A_{y1}$  [m/s<sup>2</sup>] は時刻

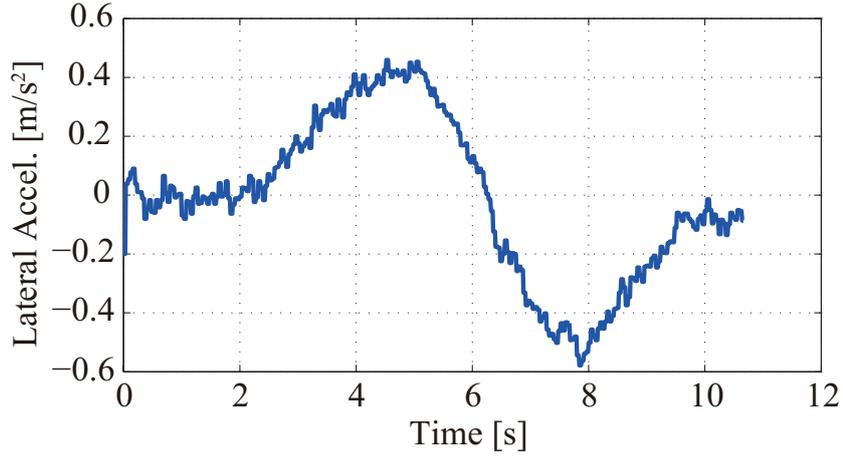


Fig. 5.3: Expert driver's data

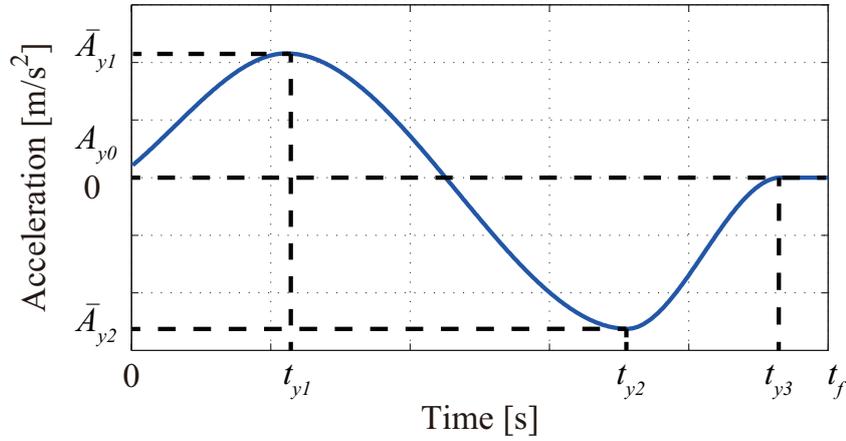


Fig. 5.4: Reference lateral acceleration

$t_{y1}$ [s]における横加速度,  $A_{y2}$ [m/s<sup>2</sup>]は時刻  $t_{y2}$ [s]における横加速度である.  $t = 0$ [s]から  $t = t_{y3}$ [s]までの区間  $i$  ( $i = 1, 2, 3$ )の横加速度  $A_{yi}(t)$ [m/s<sup>2</sup>]は以下のように示される.

$$A_{yi}(t) = a_{yi}t^3 + b_{yi}t^2 + c_{yi}t + d_{yi} \quad (5.2)$$

ただし,  $a_{yi}, b_{yi}, c_{yi}, d_{yi}$ は区間  $i$ における三次関数の係数である. また, 式 (5.2)に対して微分, 積分, 二重積分を行うことで, 各区間における横ジャーク  $J_{yi}$ [m/s<sup>3</sup>], 横速度  $V_{yi}$ [m/s], 横変位  $D_{yi}$ [m]が以下のように求まる.

$$J_{yi}(t) = 3a_{yi}t^2 + 2b_{yi}t + c_{yi} \quad (5.3)$$

$$V_{yi}(t) = \frac{a_{yi}}{4}t^4 + \frac{b_{yi}}{3}t^3 + \frac{c_{yi}}{2}t^2 + d_{yi}t + e_{yi} \quad (5.4)$$

$$D_{yi}(t) = \frac{a_{yi}}{20}t^5 + \frac{b_{yi}}{12}t^4 + \frac{c_{yi}}{6}t^3 + \frac{d_{yi}}{2}t^2 + e_{yi}t + f_{yi} \quad (5.5)$$

ただし,  $e_{yi}, f_{yi}$ は積分定数である. ここで, 各区間の拘束条件は以下の通りである.

## (I) 区間 1

$$\begin{cases} A_{y1}(0) = A_{y0} \\ J_{y1}(0) = J_{y0} \\ V_{y1}(0) = V_{y0} \\ D_{y1}(0) = D_{y0} \\ A_{y1}(t_{y1}) = \bar{A}_{y1} \\ J_{y1}(t_{y1}) = 0 \end{cases} \quad (5.6)$$

## (II) 区間 2

$$\begin{cases} A_{y2}(t_{y1}) = \bar{A}_{y1} \\ J_{y2}(t_{y1}) = 0 \\ V_{y2}(t_{y1}) = V_{y1}(t_{y1}) \\ D_{y2}(t_{y1}) = D_{y0}(t_{y1}) \\ A_{y2}(t_{y2}) = \bar{A}_{y2} \\ J_{y2}(t_{y2}) = 0 \end{cases} \quad (5.7)$$

## (I) 区間 3

$$\begin{cases} A_{y1}(t_{y2}) = \bar{A}_{y2} \\ J_{y1}(t_{y2}) = 0 \\ V_{y1}(t_{y2}) = V_{y2}(t_{y2}) \\ D_{y1}(t_{y2}) = D_{y2}(t_{y2}) \\ A_{y1}(t_{y3}) = 0 \\ J_{y1}(t_{y3}) = 0 \end{cases} \quad (5.8)$$

ただし、 $J_{y0}[\text{m/s}^2]$ ,  $V_{y0}[\text{m/s}]$ ,  $D_{y0}[\text{m}]$  はレーンチェンジ開始時に計測した自車の横ジャーク、横速度、横変位であり、 $\bar{A}_{y1}$ ,  $\bar{A}_{y2}[\text{m/s}^2]$  はそれぞれ時刻  $t = t_{y1}, t_{y2}[\text{s}]$  における任意の横加速度である。以上より、各区間における高次関数の係数がすべて求まる。さらに以下のようなレーンチェンジ前後での横方向の位置変化  $\Delta y$  と速度変化に基づく拘束条件を加えることにより  $\bar{A}_{y1}$ ,  $\bar{A}_{y2}[\text{m/s}^2]$  が求まるため、各係数を一意に求めることが出来る。

$$\Delta y - D_{y0} = \int_0^{t_{y1}} V_{y1}(t)dt + \int_{t_{y1}}^{t_{y2}} V_{y2}(t)dt + \int_{t_{y2}}^{t_{y3}} V_{y3}(t)dt \quad (5.9)$$

$$-V_{y0} = \int_0^{t_{y1}} A_{y1}(t)dt + \int_{t_{y1}}^{t_{y2}} A_{y2}(t)dt + \int_{t_{y2}}^{t_{y3}} A_{y3}(t)dt \quad (5.10)$$

ここで、横方向の位置変化  $\Delta y$  は自車の走行車線とレーンチェンジ先の車線の車線中心間距離であるため、式 (5.9) の左辺は自車からレーンチェンジ先の車線中心までの横方向変位である。また、レーンチェンジ終了時の目標横速度を 0 としているため、式 (5.10) の左辺は  $0 - V_{y0} = -V_{y0}$  となっている。以上により生成した目標横ジャー

ク、目標横速度、目標横変位を Fig. 5.5 に示す。これらの目標値は連続的な値になっており、乗り心地が確保される。なお、本節で用いた  $t_{y1}, t_{y2}, t_{y3}$  は設計パラメータであり、5.2.4 節で述べる最適化に用いる。

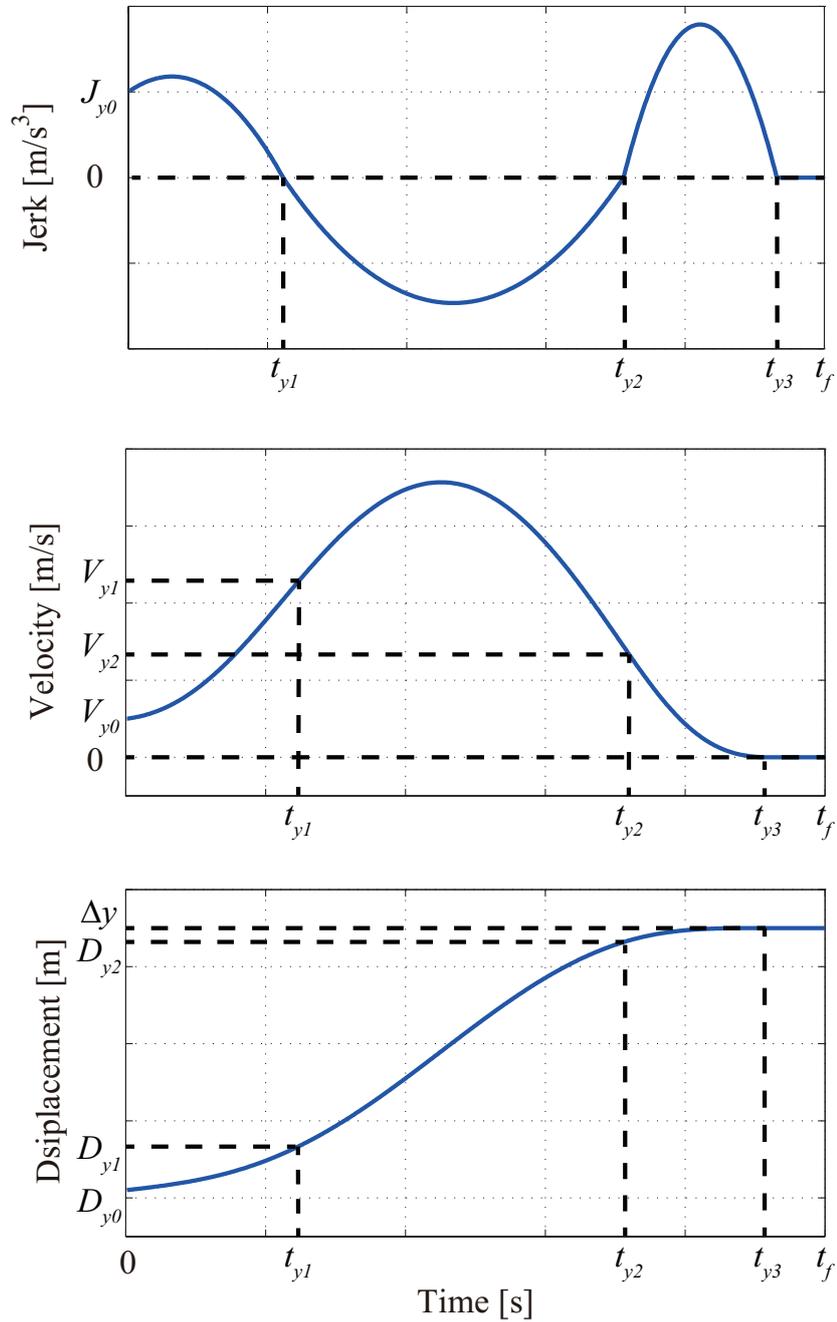


Fig. 5.5: Reference lateral jerk, velocity and displacement

### 5.2.3 目標縦変位の生成

5.2.2 節と同様に目標加速度を以下のような三つの三次関数で表す。

$$A_{xj}(t) = a_{xj}t^3 + b_{xj}t^2 + c_{xj}t + d_{xj} \quad (5.11)$$

ただし、 $a_{xj}, b_{xj}, c_{xj}, d_{xj}$  は区間  $j(j = 1, 2, 3)$  における三次関数の係数である。これによりレーンチェンジ中の目標加減速度を表す。また、式 (5.11) に対して微分、積分、二重積分を行うことで、各区間における縦ジャーク  $J_{xj}[\text{m/s}^3]$ 、縦速度  $V_{xj}[\text{m/s}]$ 、縦変位  $D_{xj}[\text{m}]$  が以下のように求まる。

$$J_{xj}(t) = 3a_{xj}t^2 + 2b_{xj}t + c_{xj} \quad (5.12)$$

$$V_{xj}(t) = \frac{a_{xj}}{4}t^4 + \frac{b_{xj}}{3}t^3 + \frac{c_{xj}}{2}t^2 + d_{xj}t + e_{xj} \quad (5.13)$$

$$D_{xj}(t) = \frac{a_{xj}}{20}t^5 + \frac{b_{xj}}{12}t^4 + \frac{c_{xj}}{6}t^3 + \frac{d_{xj}}{2}t^2 + e_{xj}t + f_{xj} \quad (5.14)$$

ただし、 $e_{xj}, f_{xj}$  は積分定数である。ここで 5.2.2 節と同様にして式 (5.15) (5.16) に示す拘束条件を用いて連立方程式を解くことにより、各区間における高次関数の係数がすべて求まる。

$$\Delta x = \int_0^{t_{x1}} V_{x1}(t)dt + \int_{t_{x1}}^{t_{x2}} V_{x2}(t)dt + \int_{t_{x2}}^{t_{x3}} V_{x3}(t)dt - V_x(0)t_{x3} + (t_f - t_{x3})\{V_x(t_f) - V_x(0)\} \quad (5.15)$$

$$V_f - V_{x0} = \int_0^{t_{x1}} A_{x1}(t)dt + \int_{t_{x1}}^{t_{x2}} A_{x2}(t)dt + \int_{t_{x2}}^{t_{x3}} A_{x3}(t)dt \quad (5.16)$$

ただし、 $t_{x1}, t_{x2}, t_{x3}[\text{s}]$  は各区間の終了時刻、 $V_{x0}[\text{m/s}]$  はレーンチェンジ開始時の縦速度、 $V_f[\text{m/s}]$  はレーンチェンジ終了時の縦速度である。式 (5.15) において  $\Delta x$  は相対座標上の縦変位であり、右辺は相対座標上での縦速度の積分である。なお、 $\Delta x$  の初期値は任意の値を与え、設計パラメータである  $t_{x1}, t_{x2}, t_{x3}$  と合わせて 5.2.4 節で述べる最適化を行う。以上より、5.2.2 節と同様に連続な目標縦ジャーク、目標縦速度、目標縦変位を求めることが出来、5.2.2 節で求めた横方向の目標値と組み合わせて操舵制御・制駆動制御を行うことで、加減速を行いながらレーンチェンジが可能となる。

### 5.2.4 目標経路の最適化

5.2.2 節, 5.2.3 節で求めた目標経路の最適化を行う。評価関数には周辺車両との車間距離を確保し安全性を高めるための項だけでなく、乗り心地と相関があると言われている [52, 57] 加速度やジャークを含む項を取り入れて乗り心地を考慮する。乗用

自動走行車両の乗り心地を確保するために加速度とジャークの上限値が提案されており [67], 最適化による加速度とジャークの低減は意義がある. 具体的な評価関数は以下に示す通りであり, 最適化するパラメータ  $x$  は  $x = [t_{x1}, t_{x2}, t_{x3}, t_{y1}, t_{y2}, t_{y3}, \Delta x]$  の七変数である. 各区間の終了時刻だけでなく, 相対座標上の縦方向変位  $\Delta x$ [m] も最適化することでより最適な経路を生成することが出来る.

$$f_{eval} = \sum_{k=1}^n \frac{W_k}{\min D_{rel,k}} + W_{ax1} \max_{0 \leq t \leq t_f, i=1,2,3} A_{xi}(t) + W_{jx1} \max_{0 \leq t \leq t_f, i=1,2,3} J_{xi}(t) + W_{ay1} \max_{0 \leq t \leq t_f, i=1,2,3} A_{yi}(t) + W_{jy1} \max_{0 \leq t \leq t_f, i=1,2,3} J_{yi}(t) + W_{ax2} A_{x,avg} + W_{jx2} J_{x,avg} + W_{ay2} A_{y,avg} + W_{jy2} J_{y,avg} + \frac{1}{r} B(x) \quad (5.17)$$

ここで,  $D_{rel,k}$ [m] は  $k$  台目の周辺車両との相対距離,  $W_k$  は周辺車両との相対距離の逆数に対する重み,  $W_{ax1}, W_{ay1}$  は各方向の最大加速度に対する重み,  $W_{jx1}, W_{jy1}$  は各方向の最大ジャークに対する重み,  $W_{ax2}, W_{ay2}$  は各方向の平均加速度に対する重み,  $W_{jx2}, W_{jy2}$  は各方向の最大ジャークに対する重み,  $A_{x,avg}, A_{y,avg}$  は各方向の平均加速度,  $J_{x,avg}, J_{y,avg}$  は各方向の平均ジャーク,  $B(x), r$  は  $t_{x1}, t_{x2}, t_{x3}, t_{y1}, t_{y2}, t_{y3}$ [s] が開区間  $(0, t_f)$  に留まるためのバリア関数 [68] と調整のためのパラメータである. 本章で用いるバリア関数を以下に示す.

$$B(x) = \sum_{i=1}^3 \left\{ \frac{1}{t_{xi}^2} + \frac{1}{t_{yi}^2} + \frac{1}{(t_f - t_{xi})^2} + \frac{1}{(t_f - t_{yi})^2} \right\} \quad (5.18)$$

式 (5.17) に示した評価関数に対して準ニュートン法 [69] を用いて最適化を行い, 最適な各方向の目標値を求めることが出来る.

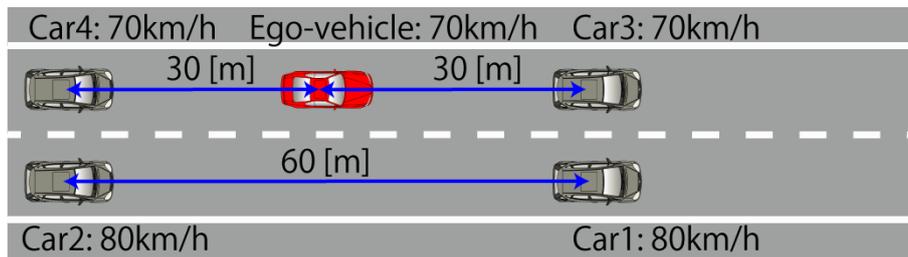
## 5.3 シミュレーション

本節では車両運動シミュレーションソフトである Mechanical Simulation 社製 CarSim と MATLAB/Simulink を用いてシミュレーションを行った結果を示し, 提案手法の有効性を検証する.

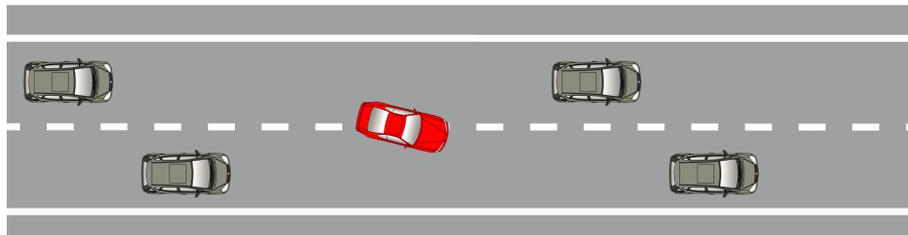
### 5.3.1 シナリオ

自車が 70[km/h] で定常走行を行っており, 同一車線の前後それぞれに同じく 70km/h で車両が自車と 30[m] の車間距離を確保して定常走行しているとする. また, 右車線には 80[km/h] の速度で, 車間距離を 60[m] 確保して二台の車両が走行しているとする (Fig. 5.6(a)). ここで, 右車線の前方車両が同一車線の前方車両と並んだ際に, 右車線に自動レーンチェンジを行う (Fig. 5.6(b),(c)). なお, 周辺車両はレーンチェンジ中も一定の速度を保持して定常走行を行っているものとする. また, 道路中心間距

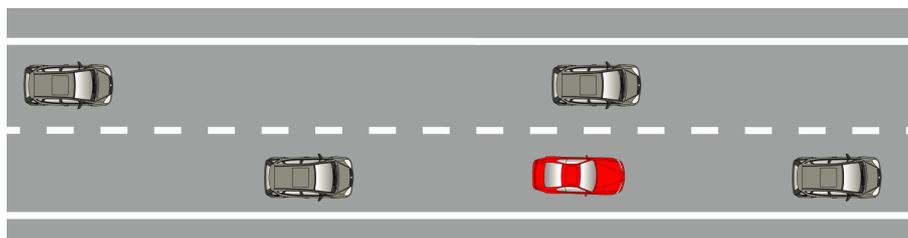
離は 3.5[m], レーンチェンジ最大所要時間  $t_f$  は  $t_f = 10[s]$  とした. 生成した目標値への追従制御には NEDO エネルギー ITS 推進事業において, トラックの自動走行に用いられた操舵制御, 制駆動制御を乗用車に適用した手法 [20,23,70] を用いた. また, CarSim の車両モデルは一般的なセダン型乗用車のモデルを用い, 評価関数の重み係数は Table 5.1 に示す値を用いた. なお, Table 5.1 に示す重み係数は複数の初期条件で調整を行い, 式 (5.17) の各項の値が均等になるように決定した. 実際に複数の初期条件においてシミュレーションを行ったところ, 加速度やジャークが低減され, 周辺車両との安全マージンも確保されていたため, 妥当なパラメータであるといえる.



(a)  $t = 0[s]$



(b)  $0 < t < t_f[s]$



(c)  $t = t_f[s]$

Fig. 5.6: Lane change maneuver

Table 5.1: Weight values

$W_k$	20
$W_{ax1}, W_{ay1}, W_{jx1}, W_{jy1}$	1
$W_{ax2}, W_{ay2}, W_{jx2}, W_{jy2}$	1
$r$	100

(1) 乗り心地向上確認のためのシミュレーション

評価関数の加速度とジャークの項がない場合、最大値の項のみを用いる場合、平均値の項のみを用いる場合、両方を用いる場合の四通りの条件でシミュレーションを行い、結果を比較する。

(2) 動的環境下におけるシミュレーション

自車がレーンチェンジを行っている最中に右後方車両 (Fig. 5.6 中の Car2) の縦速度が Fig. 5.7 のように  $\pm 5$ [km/h] だけ変動する場合のシミュレーションを行う。提案手法ではレーンチェンジ開始時のみ経路を生成するが、モデル予測制御のような逐次更新型の手法との比較を目的として、5.2 節で述べた手法を基に経路生成を周期 (0.1[s]) 毎に行う手法との比較を行う。

### 5.3.2 シミュレーション結果・考察

(1) 乗り心地向上確認のためのシミュレーション結果

シミュレーションによって得られた各方向の加速度とジャークのデータを Fig. 5.8, 各方向の加速度とジャークの絶対値平均を Table 5.2, 各方向の加速度とジャークの絶対値の最大値を Table 5.3 に示す。

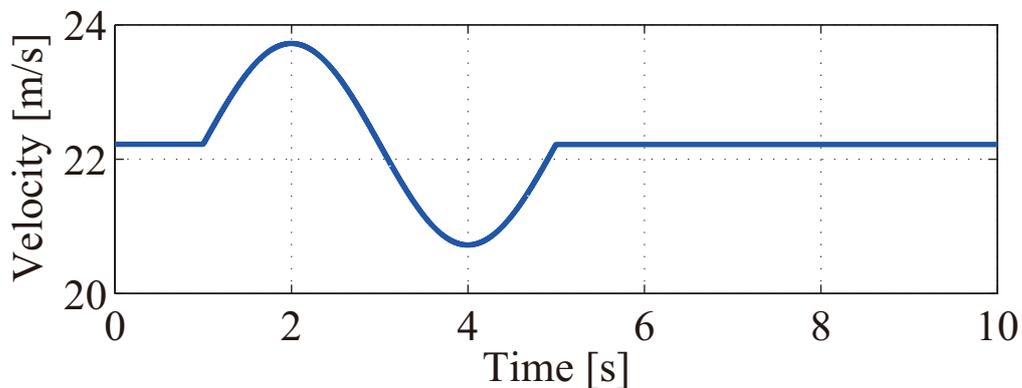


Fig. 5.7: Longitudinal velocity of Car2

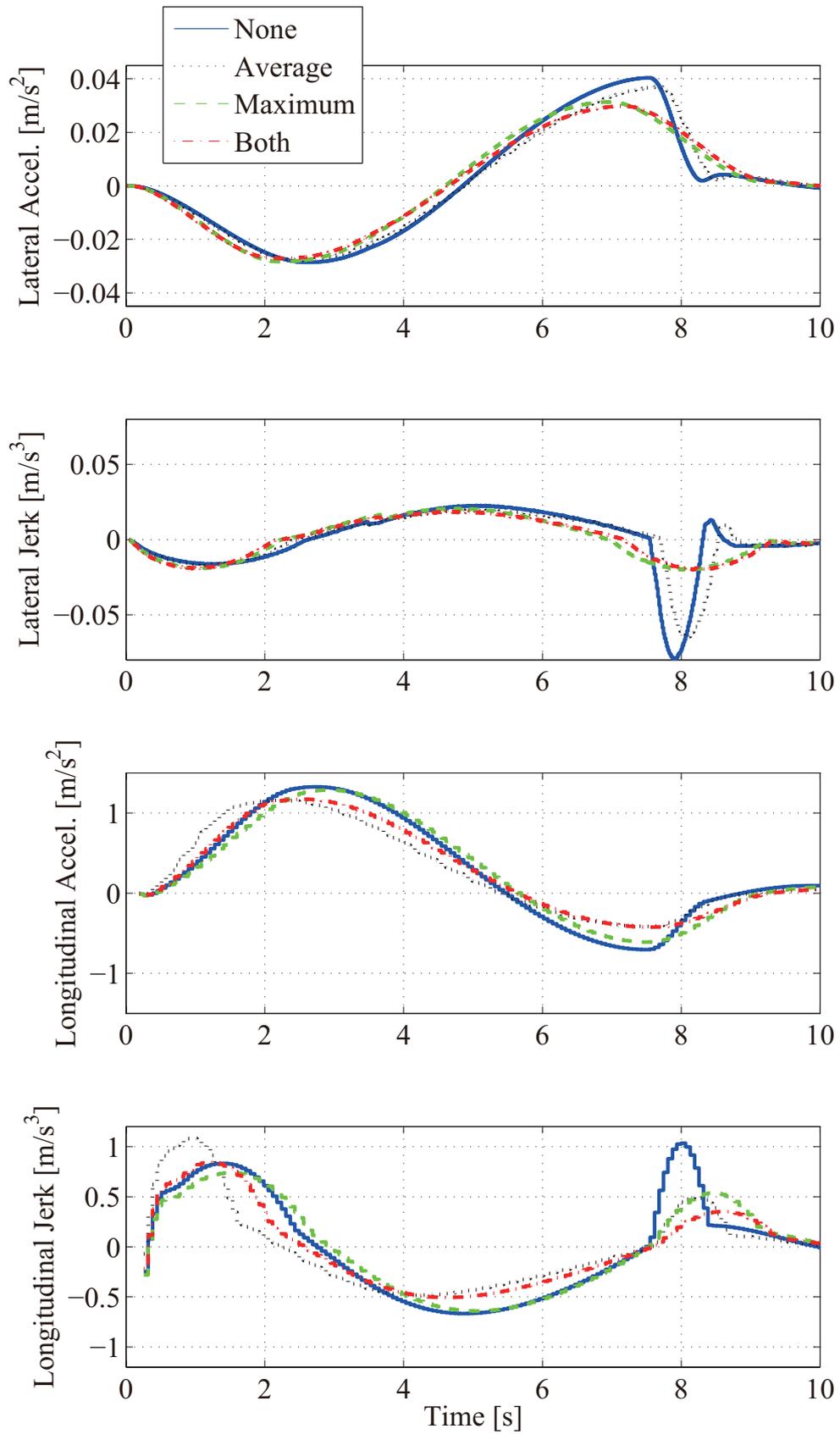


Fig. 5.8: Acceleration and jerk

Table 5.2: Average absolute values of acceleration [ $\text{m/s}^2$ ] and jerk [ $\text{m/s}^3$ ]

	None	Average	Maximum	Both
Lateral accel. ( $\times 10^{-3}$ )	5.70	5.50	5.40	5.30
Lateral jerk ( $\times 10^{-3}$ )	4.90	4.60	4.10	4.00
Longitudinal accel.	0.187	0.154	0.183	0.160
Longitudinal jerk	0.148	0.112	0.138	0.114

Table 5.3: Maximum absolute values of acceleration [ $\text{m/s}^2$ ] and jerk [ $\text{m/s}^3$ ]

	None	Average	Maximum	Both
Lateral accel. ( $\times 10^{-3}$ )	40.4	37.0	31.3	29.8
Lateral jerk ( $\times 10^{-3}$ )	79.0	64.8	20.7	20.1
Longitudinal accel.	1.33	1.16	1.29	1.17
Longitudinal jerk	1.03	1.08	0.740	0.843

Table 5.2, 5.3 に示す結果では、評価関数に最大値の項を取り入れたにも関わらず、評価関数に平均値のみを取り入れた手法の方が応答の最大値が低減されている場合など、一見矛盾しているような結果も得られた。これは、評価関数に含まれる様々な物理量が相互に関係しているためであり、ある物理量を評価関数に取り入れたからと言って、その物理量が必ずしも低減するとは限らない。つまり、評価関数に「最大値と平均値の両方を含める場合」よりも、「最大値のみを含める場合」や「平均値のみを含める場合」の方が応答の最大値や平均値が低減される場合もある。「最大値のみの場合」、「平均値のみの場合」、「両方の場合」のどれが最も良いのかという問題は、自転車や周辺車両の状態にもよるので一概にどれが良いと言い難いが、乗り心地は加速度・ジャークの最大値と平均値の両方に相関があるため [52,57]、乗り心地の向上のために最大値と平均値の両方を考慮する必要がある。

Table 5.2, 5.3 において、評価関数に加速度とジャークに関する項を「何も含めない場合」と比較して、各方向における加速度とジャークの最大値と平均値すべてが低減されているのは、評価関数に「最大値を含めた場合」、「最大値と平均値の両方を含めた場合」である。また、評価関数に「最大値を含めた場合」、「最大値と平均値の両方を含めた場合」を比較すると、一項目を除いて「最大値と平均値の両方を含めた場合」が良い結果となっている。以上より、「最大値と平均値の両方を評価関数に含める場合」が最も乗り心地の面で優位であると考えられる。

## (2) 動的環境下におけるシミュレーション結果

シミュレーションによって得られた各方向の加速度とジャークのデータを Fig. 5.9

に示す。また、各方向の加速度とジャークの平均値を Table. 5.4, 最大値を Table. 5.5 に示す。Car2 の速度が変動する  $0 \leq t \leq 5[s]$  の区間において、比較手法の各方向の加速度とジャークは提案手法に比べて波形が乱れており、横加速度は Fig. 5.3 に示した熟練ドライバーによるものと異なるため、乗員に違和感を与える可能性がある。一方、提案手法では横加速度に着目すると熟練ドライバーのレーンチェンジに近い応答が得られた。また、Table. 5.4, 5.5 を見ると、すべての項目（各方向における加速度とジャーク）における平均値・最大値に関して、提案手法の方が比較手法に比べて低減されている。このような結果になったのは、比較手法では周辺車両の速度変動に合わせて入力の変動したためである。なお、各車両との相対距離に関しては手法による差は最大で約 0.05[m] であり、安全性にほぼ違いはなかった。よって、本シミュレーションのように、周辺車両の動きが大きくない場合には、逐次更新型の手法より提案手法の方が、安全性を損なうことなく人間の運転操作に近い応答を再現出来ている。以上より、周辺車両に  $\pm 5[\text{km/h}]$  の小さな速度変動がある場合においても、提案手法ではドライバーの特性を再現することができ、比較手法に比べて加速度やジャークが低減されることが示された。

Table 5.4: Average absolute values of acceleration [ $\text{m/s}^2$ ] and jerk [ $\text{m/s}^3$ ]

	Comparison	Proposed
Lateral accel. ( $\times 10^{-3}$ )	5.70	5.30
Lateral jerk ( $\times 10^{-3}$ )	4.00	3.90
Longitudinal accel.	0.1655	0.1593
Longitudinal jerk	0.1215	0.1140

Table 5.5: Maximum absolute values of acceleration [ $\text{m/s}^2$ ] and jerk [ $\text{m/s}^3$ ]

	Comparison	Proposed
Lateral accel. ( $\times 10^{-3}$ )	32.8	29.8
Lateral jerk ( $\times 10^{-3}$ )	37.1	20.1
Longitudinal accel.	1.18	1.17
Longitudinal jerk	1.02	0.843

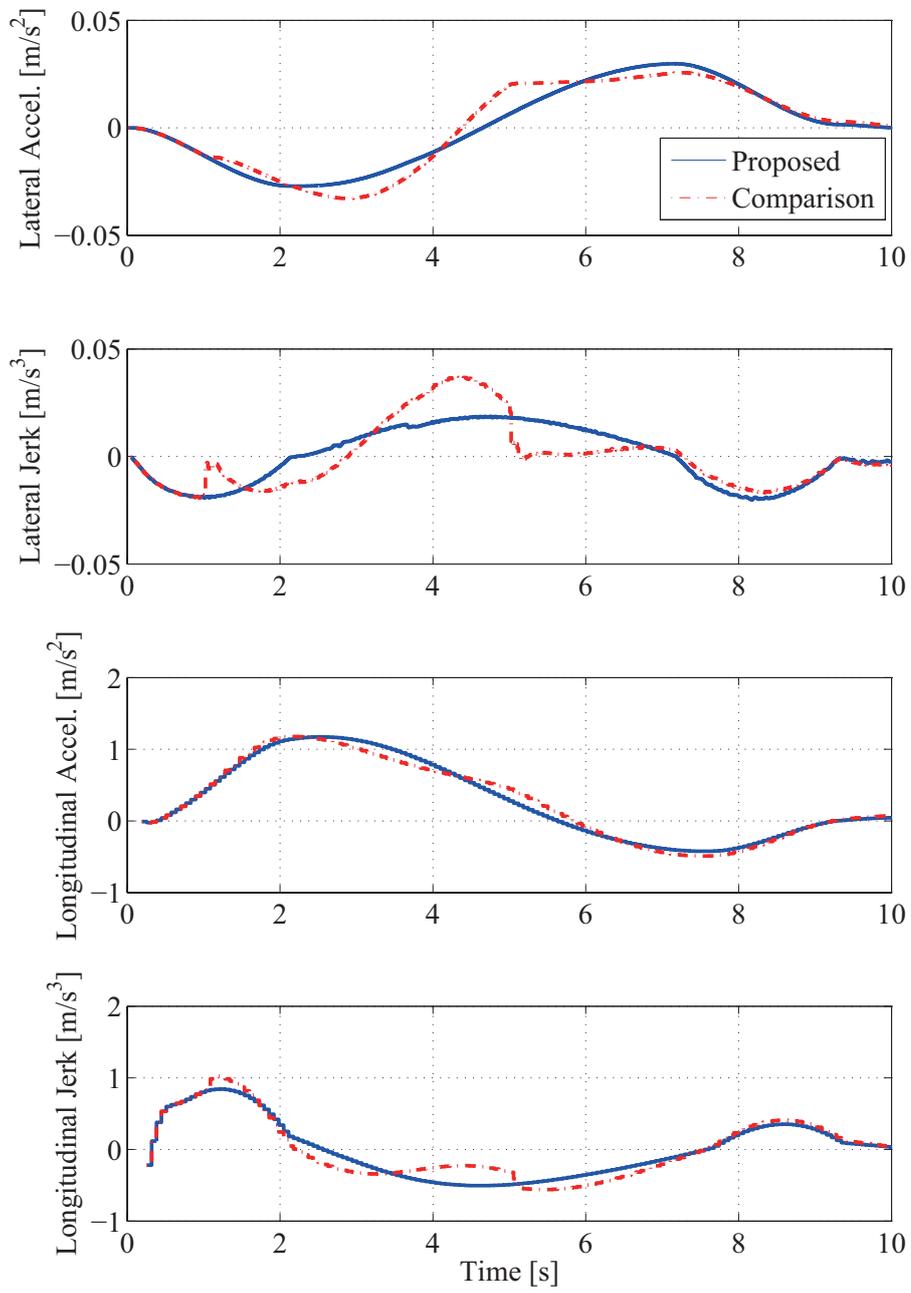


Fig. 5.9: Comparison of vehicle behavior between the proposed method and sequential updating method

## 5.4 おわりに

本章では動的環境下におけるレーンチェンジ経路生成法として、時間軸を含む三次元空間上で最適経路を求める手法を提案した。シミュレーションの結果より、以下のような有効性が確認された。

- 最適化の際に加速度とジャークの最大値と平均値の両方を評価関数に含めることにより、乗り心地の向上が可能である。
- レーンチェンジ経路を複数の多項式で制約することにより、リアルタイム性を有し、なおかつ人間の運転操作特性に近いレーンチェンジ経路生成が可能である。
- 周辺車両の速度に変動がある場合でも熟練ドライバーによる運転操作を再現できている。さらに、最適な経路を計算周期毎に逐次更新する手法に比べて加速度とジャークが低減し、安全性を損なうことなく、乗り心地も向上できる。

なお、周辺車両の変動が大きい場合は安全性を確保するために経路を再生成する。再生成のタイミングは、Fig. 5.2に示した周辺車両の不確定性を考慮したチューブの範囲から、周辺車両が外れた時とする。このようにすることで、速度変動があるが相対座標上での変動が大きい場合、人間による運転操作特性の再現性を優先し、相対座標上での変動が大きい場合は安全性を優先することが可能である。また、曲率が分かる道路であれば、直線路だけでなく曲線路でのレーンチェンジにも応用することが出来る。本章ではシミュレーションで得られたデータから人間による運転操作特性の再現性と乗り心地の向上を結論づけたが、今後は実車実験による体感特性の評価が課題である。



## 第6章 結論

本論文では、不確定な外乱や周辺環境下で、実用的な農業用自動走行車両や乗用車の自動走行車両の構築に関する手法を提案した。農業用自動走行車両に関しては果樹園における外乱・重量変動に対してロバストな速度制御系の設計手法について述べ、乗用車の自動運転に関しては安全性を担保するための車両制御だけでなく、実用上は重要なファクターとなる乗り心地を考慮した手法について述べた。

2章では、農薬散布や作物の収穫、作物の情報収集などの農作業の自動化を目的としたバギー型自動走行車両の速度制御について述べた。農作業車両特有の大きな重量変動、および圃場に存在する凹凸などの外乱に対してロバスト性を有するゲインスケジュールド  $H_{\infty}$  制御に基づく速度制御系の設計法を提案した。実車実験の結果、車両の重量が約 1.6 倍に増加し、かつ最大傾斜が約 12[deg] の圃場においても、高精度で安定した走行が可能であることが確認された。大きな重量変動に対してロバストであるということは様々な作業機を牽引することも可能であり、また農薬散布や収穫作業では一度に多くの農薬や作物を積載できるため、汎用性や高効率化への貢献が期待できる。

3章以降では、乗用車を対象として、自動運転システムの構築に必要な制駆動制御、操舵制御の手法について提案した。まず、3章では、ドライバ特性を考慮したアダプティブクルーズコントロールシステムの構築について述べた。特に、先行車に減速しながら追いつく際の減速制御において、制駆動制御系の設計を行った。ドライバの特性は定量的に表現することが難しいが、本論文では乗り心地に相関がある加速度に着目し、熟練ドライバが減速する際の加速度から特徴を抽出し、それを再現するような目標値設計を行った。また、シミュレーションと実車実験により、目標値に対する追従制御を含めて、本手法がドライバ特性を再現できることを確認した。

4章では、既存の操舵制御手法である Path Following 制御に対して、目標経路への追従性と乗り心地のトレードオフを解消するための非線形重み付き Path Following 制御を提案した。非線形重み付き Path Following 制御の概念は、車線中央付近、つまり制御誤差が一定の範囲内にある場合にフィードバックゲインを小さくし、制御誤差が一定の範囲を超えるとフィードバックゲインを大きくするというものである。

これにより、小さな外乱に対してはコントローラの感度を下げ、加速度を抑制することで乗り心地を向上させ、大きな外乱により制御誤差が大きくなるとコントローラの感度を上げ、車線逸脱の抑制が可能になると考えられる。実際に、シミュレーションと実車実験により、比較的大きな外乱が印加された際の最大誤差の抑制、車線中央付近における横加速度の低減を確認することができた。このことより、提案手法により乗り心地と追従性の両立が可能であることが確認された。

5章では、周辺車両が存在する中でのレーンチェンジ経路生成法について述べた。提案手法では時間軸を含む三次元空間上で経路を設計することにより、周辺車両の不確定性を考慮することが出来、周辺車両の加減速度の変化が小さい場合には、逐次更新型の経路生成手法と比べて乗り心地の面で優位性があることが確認された。

以上のように、本研究では車両の自動運転の実用化に向けて、環境変動と乗り心地を考慮した制御手法、および経路生成手法を提案し、シミュレーションや実車実験により提案手法の有効性を確認した。これまでの成果は自動運転システムの部分的なシステムに関するものであり、これらの部分的なシステムをどのように統合し、実用的な自動運転システムを作り上げていくかが今後の課題である。例えば、5章で提案したレーンチェンジ経路生成法は、レーンチェンジを行うタイミングが与えられていることを前提としている。タイミング決定などの状況判断は本研究とは異なる分野であるが、提案手法をより実用的なものにするためにも適切なレーンチェンジ開始タイミングを決定する手法が必要である。また、市街地を含めて自動運転を行うことを考えると、自動走行車両は多種多様な状況にさらされる。幸いなことに日本国内でも公道における実車実験を認める動きが活発になっており、今後は実環境において新たな課題を抽出し、システムの信頼性を着実に高めていくことが重要である。

# 謝辞

本研究を進めるにあたり、多くの方々に多大なるご支援、ご協力を賜りました。ここに感謝の意を表します。

最初に終始適切な御指導、ご助言を賜りました指導教員の横小路泰義教授に感謝申し上げます。日々の研究会等で行われる活発な議論を通して、研究者としての姿勢や着眼点を学ぶことが出来ました。さらに、学位審査に際しましては度々夜遅くまでご指導頂き、誠に有難うございました。また、本博士論文の審査委員をお引き受け頂きました玉置久教授、白瀬敬一教授、田崎勇一准教授には論文審査のプロセスを通して大変有意義なご意見を賜りました。ここに感謝申し上げます。

立命館大学の深尾隆則教授には博士課程後期課程へ進学する機会を与えて頂き、研究全般にわたる多大なご支援、ご指導を賜りました。共同研究における実験等を通して多くの貴重な経験をさせて頂き、現実問題に対する取り組み方を学ぶことが出来ました。また、深尾教授の常に前向きな姿勢、研究により社会を良くしようとする姿勢に感化され、研究者として非常に大きな影響を受けました。博士課程後期課程で研究を行い、本博士論文を執筆することは深尾教授のご指導なくしては成しえませんでした。ここに心から感謝申し上げます。

次に、長期に渡る実車実験において共に実験に励んだ倉鋪圭太様、開田宏介様、加藤彰一様、八田雅之様、有尾拓誠様、米田真美様、岡藤勇希様、英峻成様を始め、研究室生活を共にした複雑系機械工学研究室の皆様にご感謝申し上げます。皆様のお陰で、時に辛くもある研究が楽しく充実したものになりました。

本研究はヤマハ発動機株式会社、株式会社デンソー、北海道農業研究センターとの共同研究により実施致しました。特に、ヤマハ発動機の石山健二様、青木啓高様、株式会社デンソーの伊能寛様、松本平樹様、戸塚誠司様、宮本紘政様、大川功様、北海道農業研究センターの村上則幸様には実車実験の際にご協力頂き、大変お世話になりました。厚く御礼を申し上げます。

最後に、博士課程後期課程への進学を悩んだ際に前向きな言葉で応援してくれた両親を始め、常に精神的な支えとなり、温かく見守ってくれた家族に心から感謝致します。本当に有難うございました。



## 参考文献

- [1] 農林水産省. 2015年農林業センサス結果の概要（確定値）. 2015.
- [2] 近藤直, 門田充司, 野口伸. 農業ロボット (I)-基礎と理論-, pp. 1-10. コロナ社, 2004.
- [3] 野口伸. ロボットトラクタによる無人農作業システム. 北海道開発協会 開発こうほう, Vol. 571, pp. 17-21, 2011.
- [4] 倉鋪圭太, 深尾隆則, 永田純平, 石山健二, 神谷剛志, 村上則幸. レーザレンジファインダによる自己位置同定と逆最適制御を用いた果樹園 ugv の巡回走行. 日本ロボット学会誌, Vol. 30, No. 4, pp. 428-435, 2012.
- [5] 開田宏介, 永田純平, 倉鋪圭太, 深尾隆則, 石山健二, 神谷剛志, 村上則幸. 果樹園における全方位カメラ画像に基づく適応スライディングモード制御. 日本機械学会論文集, Vol. 78, No. 789, pp. 546-558, 2012.
- [6] 橋本裕樹, 金子正洋, 松本幸司. 運転者のヒューマンエラーに着目した交通事故発生原因の分析. 第37回土木計画学研究発表会・講演集, Vol. 37, No. 88, pp. 1-5, 2008.
- [7] 田久保宣晃. 交通事故データによる運転者のヒューマンエラーと心的負荷の一考察. *IATSS Review*, Vol. 30, No. 3, pp. 299-308, 2005.
- [8] 政策統括官（科学技術・イノベーション担当）. SIP（戦略的イノベーション創造プログラム）自動走行システム研究開発計画. 内閣府, 5 2015.
- [9] Google self-driving car project web page. <https://www.google.com/selfdrivingcar/>.
- [10] 青木啓二, 森田康裕. 自動運転・隊列走行システムの開発. 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 94-09, pp. 1-4, 2009.
- [11] 保坂明夫, 青木啓二, 津川定之. 自動運転-システム構成と要素技術-, pp. 124-125. 森北出版, 2015.

- [12] 保坂明夫, 青木啓二, 津川定之. 自動運転-システム構成と要素技術-, pp. 40-41. 森北出版, 2015.
- [13] ロボットタクシー株式会社ホームページ. <https://robottaxi.com/news/2016/02/fujisawa/>.
- [14] 保坂明夫, 青木啓二, 津川定之. 自動運転-システム構成と要素技術-, pp. 17-18. 森北出版, 2015.
- [15] M. Brackstone and M. McDonald. Car-following: a historical review. *Transportation Reserch Part F*, Vol. 2, No. 4, pp. 181-196, 1999.
- [16] P. A. Ioannou. *Automated Highway Systems*. Plenum Press, 1999.
- [17] W. Winsum. The human element in car following models. *Transportation Reserch Part F*, Vol. 2, No. 4, pp. 207-211, 1999.
- [18] D. N. Lee. A theory of visual control of braking based on information about time-to-collision. *Perception*, Vol. 5, No. 4, pp. 437-459, 1976.
- [19] 和田隆広, 土居俊一, 津留直彦, 伊佐治和美, 金子弘. 熟練ドライバの運転行動解析に基づく減速支援制御手法. *デンソーテクニカルレビュー*, Vol. 15, pp. 95-101, 2010.
- [20] 吉田順, 杉町敏之, 深尾隆則. トラックの path following 制御に基づく自動運転. *日本機械学会論文集 (C 編)*, Vol. 77, No. 783, pp. 165-175, 2011.
- [21] T. Hessburg and M. Tomizuka. Fuzzy logic control for lane change maneuvers in lateral vehicle guidance. *PATH Working Papers*, 1995.
- [22] C. Tan R. Horowitz and X. Sun. An efficient lane change maneuver for platoons of vehicles in an automated highway system. *PATH Reserch Papers*, 1995.
- [23] 杉町敏之, 深尾隆則, 鈴木儀匡. トラックの path following 制御に基づく自動レーンチェンジ. *自動車技術会論文集*, Vol. 44, No. 1, pp. 193-198, 2013.
- [24] ガイウンテン, 北澤章平, 金子哲也. 自律走行車両のための複数移動物体存在下での目標軌跡生成に関する研究. *日本機械学会第 23 回交通・物流部門大会講演論文集*, No. 2019, pp. 1-2, 2014.

- [25] A. Carvalho, Y. Gao, S. Lefevre, and F. Borrelli. Stochastic predictive control of autonomous vehicles in uncertain environments. *12th International Symposium on Advanced Vehicle Control*, pp. 712–719, 2014.
- [26] 平井一駿, 小林大介, 深尾隆則. 自動車の障害物回避における最適な車両運動制御. 自動車技術会論文集, Vol. 46, No. 4, pp. 787–792, 2015.
- [27] 有尾拓誠, 杉町敏之, 深尾隆則, 河島宏紀. 大型トラックの自動操舵制御ゲインのファジィ推論に基づくセルフチューニング. 自動車技術会論文集, Vol. 44, No. 2, pp. 485–490, 2013.
- [28] 近藤直, 門田充司, 野口伸. 農業ロボット (II)–機構と事例–, pp. 2–34. コロナ社, 2006.
- [29] 岡本嗣男. 生物生産のための制御工学, pp. 3–4. 朝倉書店, 2003.
- [30] 岩崎徹也. LMI と制御, pp. 102–120. 昭晃堂, 1997.
- [31] 宮腰弘幸, 大久保重範. 車両の速度制御に関する研究. 計測自動制御学会東北支部第 245 回研究集会論文集, Vol. 245, No. 18, 2008.
- [32] M. P. Aghababa and M. E. Akbari. A robust  $H_\infty$  speed tracking controller for underwater vehicles via particle swarm optimization. *International Journal of Scientific & Engineering Research*, Vol. 2, No. 5, 2011.
- [33] J. Gadewadikar, F. L. Lewis, K. Subbarao, K. Peng, and Ben M. Chen. H-infinity static output-feedback control for rotorcraft. *Journal of Intelligent and Robotic Systems*, Vol. 54, No. 4, pp. 629–646, 2009.
- [34] 劉康志. 線形ロバスト制御, pp. 78–100. コロナ社, 2002.
- [35] 日本農薬株式会社ホームページ. <http://www.nichino.co.jp/products/basic/basic08.html>.
- [36] 谷腰欣司. DC モータ活用の実践ノウハウ, pp. 131–132. CQ 出版社, 2000.
- [37] Ü. Özgüner, T. Acarman, and K. Redmill. *Autonomous Ground Vehicles*, pp. 13–15. Artech House, 2011.
- [38] 杉江俊治. フィードバック制御入門, pp. 167–171. コロナ社, 2009.
- [39] 劉康志. 線形ロバスト制御, pp. 155–173. コロナ社, 2002.

- [40] 吉川恒夫, 井村順一. 現代制御論, pp. 165–203. 昭晃堂, 2010.
- [41] G. E.Dullerud and F. G.Paganini. *A Course in Robust Control Theory: A Convex Approach*, pp. 217–235. Springer Science+Business Media, 1999.
- [42] 内田健康, 中本政志, 千田有一, 江連久, 今成宏幸, 渡辺亮, 木田隆, 平田都史.  $H_\infty$  制御の実プラントへの応用, pp. 1–23. 計測自動制御学会, 1997.
- [43] 藤森篤. ロバスト制御, pp. 176–209. コロナ社, 2008.
- [44] 蛭原義雄. LMIによるシステム制御, pp. 80–85. 森北出版株式会社, 2012.
- [45] 岩崎徹也. LMIと制御, pp. 121–132. 昭晃堂, 1997.
- [46] G.Balas, R.Chiang, A.Packard, and M.Safonov. *Robust Control Toolbox User's Guide Version 3.6*, 第4章. The MathWorks, 2011.
- [47] P.Gahinet, A.Nemirovski, A.J.Laub, and M.Chilali. *LMI Control Toolbox User's Guide Version 1*, 第7章. The MathWorks, 1995.
- [48] 山本耕平, 西村秀和, 高木清志. 入力制約を有するシステムに対するゲインスケジュールド制御. 日本機械学会 Dynamics and Design Conference '99 講演論文集, No. 99-7-D536, 1999.
- [49] 大川進, 本田昭. 自動車のモーションコントロール入門, p. 5. 山海堂, 2006.
- [50] 野崎博路. 基礎自動車工学, p. 125. 東京電機大学出版局, 2008.
- [51] 鈴木達也. 運転におけるヒューマンファクタの解析～コントローラとしてのドライバ～. 計測と制御, Vol. 45, No. 3, pp. 231–236, 2006.
- [52] 王鋒, 佐川貢一, 猪岡光. 自動車の加減速と乗り心地の関係に関する研究. 人間工学, Vol. 36, No. 4, pp. 191–200, 2000.
- [53] M. Á. Sotelo. Nonlinear lateral control of vision driven autonomous vehicles. *Machine Intelligence & Robotic Control*, Vol. 5, No. 3, pp. 87–93, 2003.
- [54] G. Tong, Q. Wang, and X. Jin. Adaptive lane keeping control of vehicles with tire influence. *International Journal of Advancements in Computng Technology*, Vol. 4, No. 8, pp. 433–440, 2012.

- [55] L. C. Bento and U. Nunes. Autonomous navigation control with magnetic markers guidance of a cybernetic car using fuzzy logic. *Machine Intelligence & Robotic Control*, Vol. 6, No. 1, pp. 1–10, 2004.
- [56] 桑原一樹, 成清辰生, 不破勝彦. 自動運転車両の操舵制御法に関する基礎的研究 (前方注視・予見機能を有する走行軌跡制御系の設計). 日本機械学会論文集 (C編), Vol. 64, No. 622, pp. 274–281, 1998.
- [57] 山岸義忠, 猪岡光, 王鋒. 車輛旋回時の乗り心地についての研究. 人間工学, Vol. 39, No. 4, pp. 162–168, 2003.
- [58] J. C. Gerdes and E. J. Rosseter. A unified approach to driver assistance systems based on artificial potential fields. *Proceedings of ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Vol. 123, No. 3, pp. 431–438, 1999.
- [59] 津川定之. 自動運転システムにおける制御アルゴリズム. 自動車技術, Vol. 52, No. 2, p. 1998, 28-33.
- [60] 安部正人. 自動車の運動と制御, pp. 51–59. 東京電機大学出版局, 2012.
- [61] Y. Kanayama. A stable tracking control method for an autonomous mobile robot. *Proc. IEEE Int. Conf. Robotics & Automation*, 1990.
- [62] E. Slotine and W. Li. *Applied nonlinear control*, pp. 122–126. Prentice-Hall, 1991.
- [63] 杉江俊治. フィードバック制御入門, pp. 50–54. コロナ社, 2009.
- [64] 岡村昌浩, 小泉孝之, 辻内伸好, 小濱明久. 水平・垂直連成振動における人体特性を考慮した乗り心地評価. 日本機械学会論文集 (C編), Vol. 68, No. 674, pp. 2865–2871, 2002.
- [65] 小泉孝之, 辻内伸好, 小濱明久, 兼田哲男. 人体動特性を考慮した乗り心地評価. Dynamics and Design Conference 2000 CD-ROM 論文集, No. 703, pp. 1–5, 2000.
- [66] Y. Gao, A. Gray, H. E. Tseng, and F. Borrelli. A tube-based robust nonlinear predictive control approach to semiautonomous ground vehicles. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 52, No. 6, pp. 802–823, 2014.
- [67] J. K. Hedrick, M. Tomizuka, and P. Varaiya. Control issues in automated highway systems. *IEEE control systems*, Vol. 14, No. 6, pp. 21–32, 1994.

- [68] 大塚敏之. 非線形最適制御入門, pp. 50–51. コロナ社, 2011.
- [69] 大塚敏之. 非線形最適制御入門, pp. 45–46. コロナ社, 2011.
- [70] 吉本達也, 米田真美, 深尾隆則. ドライバ特性を考慮したアダプティブクルーズ  
コントロール. 計測自動制御学会第2回制御部門マルチシンポジウム予稿集,  
No. 652-1, pp. 1–5, 2015.

# 研究成果

本論文に関連する論文・発表は以下の通りである。

## 2章

### 学術論文

1. 吉本達也, 深尾隆則, 青木啓高, 石山健二, 村上則幸. 無人走行車のゲインスケジュールド  $H_\infty$  制御に基づく速度制御, 農業食料工学会誌, 76 巻 3 号, pp. 253-260, 2014.

### 国内会議

1. 吉本達也, 倉鋪圭太, 深尾隆則, 青木啓高, 石山健二. UGV の  $H_\infty$  制御による速度制御系設計法, ロボティクス・メカトロニクス講演会 2012(ROBOMECH'12), 2012.
2. 吉本達也, 深尾隆則, 青木啓高, 石山健二, 村上則幸. ゲインスケジュールド  $H_\infty$  制御による UGV の速度制御, 第 13 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 (SI2012), 2012.

## 3章

### 学術論文

1. 吉本達也, 米田真美, 深尾隆則, 横小路泰義. ドライバ特性を考慮したアダプティブクルーズコントロール, 自動車技術会論文集, 投稿中.

### 国内会議

1. 吉本達也, 米田真美, 深尾隆則. ドライバ特性を考慮したアダプティブクルーズコントロール, 計測自動制御学会第 2 回マルチシンポジウム, 2015.

## 4章

### 学術論文

1. 吉本達也, 深尾隆則, 横小路泰義, 伊能寛, 松本平樹. 乗り心地と追従性を両立する自動車の自動操舵制御, 自動車技術会論文集, 印刷中.

## 5章

### 学術論文

1. 吉本達也, 深尾隆則, 横小路泰義, 伊能寛. ドライバの操作特性を考慮した動的環境下におけるレーンチェンジ経路生成法, 自動車技術会論文集, 47巻2号, pp. 633-638, 2016.

### 国内会議

1. 吉本達也, 深尾隆則, 横小路泰義, 伊能寛. 動的環境下における乗り心地を考慮可能なレーンチェンジ経路生成法, 自動車技術会 2015 年秋季大会, 2015.

## 本論文外の著者研究発表

### 国際会議

1. Tatsuya Yoshimoto, Kousuke Kaida, Takanori Fukao, Kenji Ishiyama, Tsuyoshi Kamiya, Noriyuki Murakami. Backward Path Following Control of an Articulated Vehicle, 2013 IEEE/SICE International Symposium on System Integration, 2013.

---

神戸大学博士論文

「環境変動や乗り心地を考慮した車両の自動運転に関する研究」

全 109 頁

提出日 2016 年 7 月 6 日

本博士論文が神戸大学機関リポジトリ Kernel にて掲載される場合、掲載登録日（公開日）はリポジトリの該当ページ上に掲載されます。

©吉本 達也

本論文の内容の一部あるいは全部を無断で複製・転載・翻訳することを禁じます。

---