

東京大学 大学院新領域創成科学研究科
基盤科学研究系
先端エネルギー工学専攻

平成30年度

修士論文

電気自動車における摩擦円限界を想定した
タイヤ負荷率最大化と車両運動制御に関する研究

指導教員 藤本 博志 准教授

2019年1月29日提出

47176083 布施 空由

要約

近年、地球温暖化や化石燃料枯渇などの環境問題への対策の一つとして、排気ガスを一切出さない電気自動車 (Electric Vehicle : EV) が大きな注目を集めている。EV はモータで駆動するため、内燃機関自動車と比較すると環境性能だけでなく、運動性能に関しても様々な優位性を有する。これまで、モータによる広帯域な制御性能を利用して、フィードバック制御を用いたトラクション制御や車両運動安定化制御、姿勢制御など様々な手法が提案されてきた。特に、4 輪にインホイールモータを搭載した EV では、ドライブシャフト等の駆動伝達機構を持たないため、制御帯域が高いメリットがある。インホイールモータ EV を想定した各種制御手法の中でも、駆動力を直接制御する駆動力制御系が実用性に優れている。駆動力制御系ではタイヤの滑り具合の指標となるスリップ率を直接制御し、このスリップ率指令値にリミッタを設けることで、滑りやすい路面でも空転を防止し、トラクション効果を実現している。ところが、このスリップ率リミッタは直進時に最大摩擦係数が得られる最適スリップ率で固定されており、旋回中に発生するタイヤの横滑りを考慮していない。そのため、旋回中に所望のコーナリングフォースを発揮できずに車両運動が不安定化する恐れがある。

そこで本研究では、タイヤの横滑りも考慮した駆動力制御の実現を目標とする。具体的には、スリップ率リミッタをタイヤの横滑りに合わせて動的に可変にする制御設計手法の提案を目指す。

まず、制御設計や実験検証による評価に必要なタイヤ特性パラメータである最大摩擦係数と最適スリップ率を推定する。推定にはスリップ率制御系と駆動力オブザーバを組み合わせて行なう。前輪はスリップ率制御で駆動させ、指令値を正弦波状に変化させる。スリップ率の変動に対し、推定駆動力が飽和することで、路面の最大摩擦係数と最適スリップ率が推定できる。推定した情報の信頼性は直線路の最短時間運動制御による実験実証によって確かめられる。

次に、推定したタイヤ特性情報を既存のタイヤモデルに当てはめることで、タイヤ負荷率が最大となるスリップ率と横滑り角の条件式が定量的に導けることを示す。低 μ 路上をスリップ率制御系で駆動させながら旋回することで、実際にタイヤ負荷率がほぼ1となり、最大化されることを実験で確認する。

最後に得られたタイヤ負荷率最大化条件を利用し、駆動力制御系に用いられるスリップ率リミッタを横滑り角にあわせて動的に可変する設計法を提案する。低 μ 路上の加速旋回をシミュレーションし、従来法に比べてタイヤのスリップが低減され、タイヤ負荷率も最大化されることを示す。更に、実験検証では、従来法に比べてコーナリングフォースの増大や、より少ない操舵角で旋回が可能になることで旋回性能が大幅に向上することを示す。

目次

1 はじめに	1
1.1 電気自動車の特徴と普及へ向けた取り組み	1
1.1.1 環境性能の高いクルマの開発	1
1.1.2 電気自動車の特徴	1
1.1.3 バッテリーが持つエネルギー密度と充電の問題	2
1.2 車両運動制御の先行研究とEVが持つ高い制御性能の可能性	3
1.2.1 トラクション制御	3
1.2.2 路面摩擦係数推定	5
1.2.3 車両運動安定化制御	6
1.2.4 制駆動力・横力協調制御	8
1.3 本研究の目的	9
1.3.1 従来手法の適用範囲	9
1.3.2 旋回も考慮した駆動力制御の拡張	10
1.4 本論文の構成	11
2 実験車両および車両モデル	13
2.1 車両モデル	13
2.2 タイヤモデル	14
2.2.1 タイヤ負荷率	14
2.2.2 μ - λ 曲線	15
2.2.3 λ -Method タイヤモデル	16
2.2.4 タイヤブラシモデル	17
2.3 4輪インホイールモータ搭載電気自動車 FPEV2-Kanon	19
2.3.1 インホイールモータ	20
2.3.2 電動アクティブ前後輪操舵 (Electric Power Steering : EPS)	21
2.3.3 AUTOBOX-DS1103	21
2.3.4 バッテリー	22
2.3.5 使用可能なセンサ	23
3 スリップ率制御系と駆動力オブザーバによるによる最大摩擦係数と最適スリップ率推定	24
3.1 スリップ率制御系と駆動力オブザーバを用いた推定	24

3.1.1	スリップ率制御系	24
3.1.2	スリップ率と車体速度情報の取得	25
3.1.3	最大摩擦係数の推定手法	25
3.2	シミュレーションによる μ 変化のある路面での推定	26
3.2.1	シミュレーション条件	26
3.2.2	シミュレーション結果	27
3.3	低 μ 路上での推定実験の検証	28
4	直線路の最短時間運動制御	32
4.1	最適制御問題の定式化	32
4.1.1	直線路車両の運動モデル	32
4.1.2	直線路における最短時間問題	33
4.1.3	切り替え時刻 t_s の導出	34
4.2	スリップ制御系による最短時間運動制御のシミュレーション	36
4.2.1	切り替え時刻の修正	37
4.2.2	シミュレーション条件	37
4.2.3	シミュレーション結果	38
4.3	直線路における最短時間運動の実験検証	39
5	λ-Method に基づくタイヤ負荷率最大化の手法	42
5.1	タイヤ負荷率最大化条件の導出	42
5.1.1	$0 \leq \theta < \cos^{-1} \lambda_{p0}/2$ の場合	42
5.1.2	$\theta = \cos^{-1} \lambda_{p0}/2$ の場合	43
5.1.3	$\cos^{-1} \lambda_{p0}/2 \leq \theta < \pi$ の場合	44
5.1.4	提案手法の実装と適用	44
5.1.5	1 輪に対するタイヤ力制御のシミュレーション	44
5.2	タイヤ力制御の実験検証	45
5.2.1	スリップ率指令値の生成	46
5.2.2	実験条件	47
5.2.3	各輪の横力の推定	48
5.2.4	実験結果	50
6	ブラシモデルに基づくタイヤ負荷率最大化の手法	54
6.1	タイヤ負荷率最大化条件 ($s = 1$) の導出	54
6.1.1	駆動時 ($\cos \theta > 0$)	54
6.1.2	制動時 ($\cos \theta < 0$)	55
6.1.3	負荷率を変数とする場合 ($s \neq 1$)	56
6.1.4	タイヤ力制御の例	58
6.1.5	提案手法の実装と応用	58
6.2	ブラシモデルに基づくタイヤ力制御の実験検証	59
6.2.1	スリップ率指令値の生成	60

6.2.2	実験結果	61
7	可変スリップ率リミッタによる旋回も考慮した駆動力制御系	63
7.1	可変スリップ率リミッタの導入	63
7.2	可変スリップ率リミッタを付加した駆動力制御の実験検証	64
7.2.1	シミュレーション, 実験条件	64
7.2.2	可変スリップ率リミッタを付加した駆動力制御による旋回加速のシミュレーション結果	65
7.2.3	可変スリップ率リミッタを付加した駆動力制御による旋回加速の実験結果	65
8	結論	71
	参考文献	73
	謝辞	80
	発表文献	81
A	ハイパーEVを用いたスリップ率制御系・駆動力制御系の実験検証	84
A.1	実験車両: E-Runner 2016	84
A.2	ハイパーEVによるスリップ率制御系の実験検証	85
A.2.1	実験条件	85
A.2.2	実験結果	86

目次

1	Car going out of control by locking tire.	4
2	駆動力制御法のブロック図 [28]	5
3	Concept of the S-AWC.	6
4	Simulation result of the G-Vectoring Control.	7
5	Simultaneous β - γ controller.	8
6	Summary of previous study of motion control of EV.	9
7	Flowchart of the thesis.	12
8	Vehicle model.	14
9	Tire force model.	16
10	Example of λ - μ curves plotted using Magic formula and λ -Method.	17
11	Geometric representation of λ -Method.	18
12	Tread rubber distortion during deceleration cornering.	19
13	FPEV2-Kanon	20
14	インホイールモータ	21
15	EPS 用モータ	22
16	AutoBox-DS1103	22
17	FPEV2-Kanon のリチウムイオン電池	23
18	Slip ratio controller.	25
19	μ_{\max} estimation controller and driving force observer.	26
20	Illustration of the simulation of μ_{\max} estimation.	27
21	Simulation results of μ_{\max} estimation.	28
22	Illustration of the experiment of μ_{\max} estimation.	29
23	Experimental setup.	30
24	Experimental results of μ_{\max} estimation.	30
25	Enlarged view of λ and μ curves.	31
26	$V_{\lim}(X)$ Curve.	35
27	Illustration of the simulation of minimum-time maneuver.	37
28	Slip ratio λ of the minimum-time maneuver simulation. λ takes either λ_{p0} or $-\lambda_{p0}$	38
29	Friction coefficient μ of the minimum-time maneuver simulation. Thanks to the SRC, μ always stays at μ_{\max}	38
30	Distance X of the minimum-time maneuver simulation.	39

31	Velocity V of the minimum-time maneuver simulation. The maneuver with correct μ_{\max} information meets the terminal velocity condition V_f . While the other violates it.	39
32	Illustration of the experiment of the minimum-time maneuver.	40
33	Simulation results of minimum-time maneuver.	41
34	Experimental results of minimum-time maneuver.	41
35	Geometric relations of λ method.	43
36	Tire workload maximization simulation.	45
37	Simulation results of tire workload maximization.	46
38	Tire workload η characteristic. The circle is a set of λ and α where $\eta = 1$ holds, obtained by proposed method.	47
39	Slip ratio control system for experimental verification of tire force control on critical cornering.	48
40	Experimental setup.	49
41	Experimental results of tire force control (Traction mode, fixed slip ratio as the conventional).	50
42	Experimental results of tire force control (Traction mode, variable slip ratio as the proposed).	51
43	Experimental results of tire force control (Braking mode, variable slip ratio as the proposed).	52
44	λ - α condition for tire force maximization. The two methods reveal remarkably different curves on the braking region ($\lambda < 0$).	56
45	s - η curve.	57
46	Simulation result of tire force control ($\lambda_{p0t}=0.16, \eta=1.0, \phi=1.0$).	59
47	Simulation result of tire force control ($\lambda_{p0t}=0.16, \eta=0.5, \phi=1.0$).	59
48	Simulation result of tire force control ($\lambda_{p0t}=0.16, \eta=0.8, \phi=1.2$).	60
49	Simulation result of tire force control ($\lambda_{p0t}=0.10, \eta=0.3, \phi=0.8$).	60
50	Slip ratio control system for experimental validation of critical cornering.	61
51	Experimental setup.	61
52	Experimental results of tire force control with $\eta_{ref} = 0.7$. The tire workload η is roughly maintained between 0.6 - 0.8.	62
53	Driving force control with a variable slip ratio limiter.	64
54	Illustration of the experiment.	65
55	Experimental setup.	65
56	Simulation results (Conventional fixed saturation $y_{ij\max}$ and $y_{ij\min}$).	66
57	Simulation results (Proposed variable saturation $y_{ij\max}$ and $y_{ij\min}$).	67
58	Simulation results (Conventional fixed saturation $y_{ij\max}$ and $y_{ij\min}$).	68
59	Experimental results (Proposed variable saturation $y_{ij\max}$ and $y_{ij\min}$).	69
60	Comparison of the experimental results.	70
61	E-runner 2016, high-power racing EV for the experimental verification.	85
62	The approximated λ - μ curve of the experimental vehicle.	87
63	Illustration of the experiment.	88
64	Full-throttle acceleration without control. Wheels slip so much that huge amount of white smoke covers almost entire vehicle.	89

65	All-out acceleration without control (full-throttle). Slip ratio went up to 0.8, with the wheel velocity of nearly 70 m/s.	90
66	All-out acceleration with throttle control by a professional driver.	91
67	All-out acceleration with slip ratio control ($\lambda^* = 0.02$).	92
68	All-out acceleration with slip ratio control ($\lambda^* = 0.04$).	93
69	All-out acceleration with slip ratio control ($\lambda^* = 0.06$).	94
70	All-out acceleration with slip ratio control ($\lambda^* = 0.10$).	95

表 目 次

1	Energy Density of storage materials.	2
2	FPEV2-Kanon の車両諸元	20
3	インホイールモータ諸元	21
4	Simulation conditions of μ_{\max} estimation.	27
5	Experimental conditions of μ_{\max} estimation.	29
6	Simulation conditions of minimum-time maneuver.	37
7	Experimental conditions of minimum-time maneuver.	40
8	Experimental result of minimum-time maneuver.	41
9	Simulation condition of tire force maximization.	45
10	Experimental condition of tire force control.	49
11	Condition of simulation and experiment.	64
12	Vehicle specification and performance.	86
13	Specification of electric motors.	86
14	Experimental condition.	87
15	Comparison of average acceleration from $V = 10$ m/s to $V = 15$ [m/s]. Slip ratio control with $\lambda^* = 0.10$ demonstrates the fastest acceleration.	88

第 1 章

はじめに

1.1 電気自動車の特徴と普及へ向けた取り組み

1.1.1 環境性能の高いクルマの開発

近年、持続的な地球環境保護のため、二酸化炭素 (CO₂) 排出量を削減する様々な取り組みが世界規模で行われている。CO₂ 排出量の大きい自動車業界では、より環境性能を高めたエンジンや車両の開発が継続的に行われてきた。内燃機関（エンジン）によって走る自動車（Internal Combustion Engine Vehicle: ICEV）が 100 年以上前に登場して以来、以下を筆頭に様々な技術が生まれ、燃費や環境性能が飛躍的に向上した。

1. エンジンの熱効率向上：直噴エンジン，高圧縮比，ダウンサイジングターボ
2. 駆動系の高効率化：多段変速機，無段階変速機の開発
3. 軽量かつ高剛性な車体：モノコックフレーム，流線型構造
4. 触媒による排ガスの無害化
5. モーターとバッテリーを併用したハイブリッドシステムによるエネルギー回生と高効率運転

特に、経済性、燃費、環境性能に優れるハイブリッド電気自動車 (Hybrid Electric Vehicle: HEV) は、1997 年にトヨタ自動車が初代プリウスを発売開始して以来爆発的に普及が進み、環境に優しいエコカーの筆頭となっている。

しかしながらエンジンを載せて走る以上、どれだけ効率を高めても排出ガスが 0 になることはない。今後更に厳しくなる CO₂ 規制への対応、そして究極の目標であるゼロ・エミッションを達成するためには全く新しい自動車が必要である。

1.1.2 電気自動車の特徴

CO₂ を排出しない次世代自動車として、化学電池をエネルギー貯蔵に用い、電気モーターで駆動する電気自動車 (Battery Electric Vehicle: BEV, or Electric Vehicle: EV) が注目されている。エンジンや燃料を一

Tab. 1: Energy Density of storage materials.

Storage Materials	Energy Density (kJ/L)
Diesel	35,800
Gasoline	34,200
Lithium-ion Battery (LIB)	900-2630
Nickel-metal Hydride Battery (Ni-MH)	504-1080
Lead-Acid Battery	560
Supercapacitor	50-60

切用いないため、ICEV とは全くことなる駆動システム，構成をとり，以下のような特徴・利点が挙げられる。

1. 環境性能：ゼロ・エミッション
2. 快適性能：低騒音，広い車内スペース
3. 制御性能：極めて高いモータの制御性能

EV はバッテリーに蓄えられたエネルギーをモータを介して高効率に機械エネルギーに変換する。その過程では CO₂ は一切排出されない。また，モータ，特にインホイールモータ (In-Wheel Motor: IWM) を使用すれば駆動系の部品点数や体積を大幅に削減でき，車内スペースの拡大，より自由なデザインが実現できる。エンジンのような爆発や振動は発生しないため，騒音も極めて小さくなる。さらに，モータはトルクの応答が極めて速く，タイヤのスリップ防止や車両運動制御も容易である [1]。この点に関しては本研究の中心的内容となるため，後に詳しく述べる。

1.1.3 バッテリーが持つエネルギー密度と充電の問題

前節で述べたように EV は様々な利点を持ち，車両の電動化は必然であるといえる。一方，EV にはバッテリーが持つエネルギー密度に大きな問題があり，EV 普及を阻む最大の要因である。Table 1 に様々な燃料やバッテリーのエネルギー密度を比較した表を示す。ICEV ではガソリンや軽油を用いるが，これらは重量あたりのエネルギー密度が高く，それぞれおよそ 34200，35800 kJ/L である。一方，リチウムイオンバッテリー (LIB) を始めとする化学電池のエネルギー密度はどれもその 10 倍以下であることが表から読みとれる。ICEV 並の航続距離を実現するためには大量の LIB が必要となり，その分だけコストや資源を必要とする [2]。全固体電池を始めとする次世代電池の開発も進められているが [3]，実現にはまだ時間がかかりそうである。

バッテリーの充電も大きな問題である。ICEV は給油に長くても 2 分かかるが，このときのエネルギーの流れをワットで換算すると 13.6 MW である（これは新幹線 16 両のフルパワー加速に匹敵する [4]）。一方 EV の充電電力は一般的な急速充電が 50 kW，テスラのスーパーチャージャーが 120 kW であるため，いずれも 100 倍以上小さい。充電時間は短くても 30 分から 1 時間は必要である。さらなる大電力化を実現したとしても，充電インフラの普及や電源の確保など，解決すべき課題は依然として残る。このように，燃料に比べバッテリーはエネルギー密度や充電出力の点で大きく劣るため，EV を ICEV と

同様に利用することはほぼ不可能であることが分かる。”いかに車に積むエネルギーを増やすか”という考え方を捨て、EVならではの新しい使い方や解決策を考えなければならない [5]。

一方、いつでもどこでも好きなところへ行けることが、クルマを所有する大きな理由や目的として挙げられるだろう。そのため、EV が広く普及していくためには、依然として長距離移動を可能にする必要がある。それを実現する画期的なアイデアとして、走行中給電と呼ばれる概念がある。走行中給電には、トロリーバスのような接触式 [6] と、電磁界の共鳴を利用した非接触式 [7, 8] がある。前者は大電力を効率的に送電できる一方 [9, 10]、接触部の設計や取扱い、給電路に沿った車両の運転操作等に注意を要する。後者は給電路の設計自由度が高く、運転操作はこれまで通り自然に行えるが、漏洩電磁界を防ぐことや、比較的高い敷設コストが課題となっている。走行中給電が利用できるようになれば、大容量のバッテリーを搭載する必要がなくなり、低コスト化と省資源化が期待できる。EV はバッテリーがコストの中で高い割合を占めているため、その搭載量が少なくなればガソリン車並の価格が実現でき、普及が更に進むであろう。

1.2 車両運動制御の先行研究と EV が持つ高い制御性能の可能性

自動車が移動手段として普及して以来、車両の動力性能は向上の一途をたどっている。これにより、巡航速度の飛躍な高速化が実現されたが、同時に運転手が予期しない形で車両が不安定な挙動を示したり、制御不能に陥ることで交通事故が起こるようになった。自動車は環境性能に優れるだけでなく、安全かつ快適で運転できなければならない。ここで、EV はモータによって駆動するため、制御性能の観点で以下のように様々な利点を持つ [1]。

1. ICEV よりも 2 桁速いトルク応答
2. 力行と回生によるスムーズな加減速
3. トルクの測定や駆動力、路面状況の推定が容易
4. 分散配置による 4 輪独立駆動が可能

これらの優位性を最大限に利用すれば、従来の ICEV を遥かに凌ぐ高い車両運動性能を実現でき、本研究で着目する重要な点である。

車両運動制御の研究開発は盛んに行われており、大学や研究機関、企業問わず様々な手法やデバイスが開発されてきた。本節では、これらに関連する先行研究について紹介し、その手法の効果や問題点などについて説明する。

1.2.1 トラクション制御

車両運動が不安定になったり、交通事故につながる最大の要因はタイヤのスリップである。滑りやすい路面では加減速時にタイヤがスリップし、旋回時はスピンしやすい。Fig. 1 [11] に、サーキットを走行中にオーバースピード気味にコーナーへ侵入し、ブレーキをかけてタイヤをロックさせてしまった時の様子を示す。衝突を避けるべく前輪が右に操舵されているが、タイヤがロックしているため直進してしまっている（上の写真では車両の後ろに 10 [m] ほどのタイヤ痕が見られる）。このように、タイヤはす



Fig. 1: Car going out of control by locking tire.

で縦方向でグリップを使い切っており、旋回するための横力が出せないでいる。ブレーキをリリースすれば車両は右方向に旋回して衝突を避けることができたが、ドライバーは十分な運転経験がないためパニックに陥り、誤った操作を行い事故を招いてしまった。このように、差し迫った状況では操舵と加減速両方の操作を求められることがあるが、冷静に適切な判断と正確な操作を実際に行えることは極めて難しい。

その対策として、従来の ICEV ではアンチロック・ブレーキ・システム (ABS)[12, 13, 14, 15] やトラクション・コントロール・システム (TCS) が導入されてきた。ABS ではブレーキの油圧を高速制御してタイヤのロックを抑制し、制動距離の短縮や、横力を発生させる余裕を確保する。TCS では、燃料噴射のタイミングや量を調整してエンジン出力を制御することで、空転を抑制する。また、油圧ブレーキも併用することもある。

これに対し、EV では前節で述べた特長を生かし、モータの高速な電流制御によりアンチスリップ制御 [16, 17, 18, 19] や、車両運動制御が実現可能である [20, 21, 22, 23, 24]。また、インホイールモータ (In-Wheel Motor: IWN) を搭載した EV を用いることでモータから駆動力の着点までの剛性が高められるために、さらに高帯域での制御が可能となる。

当研究室でもこの特性に着目し、外乱オブザーバ (DOB) を利用したトラクション制御法を提案してきた [25]。本手法は実装が極めて簡単であるにもかかわらず応答性も速い点が特長である。また、車輪

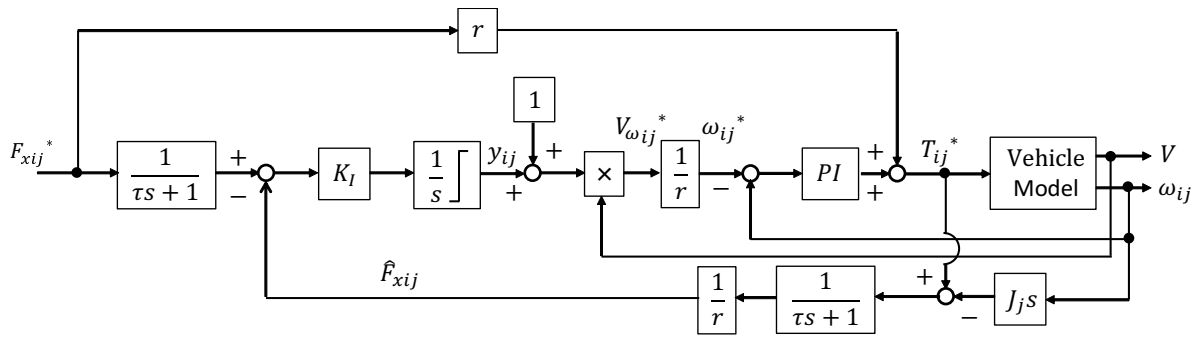


Fig. 2: 駆動力制御法のブロック図 [28]

速制御に基づくスリップ率制御 [26, 27] も考案されており，路面摩擦係数の情報が不要な高性能トラクション制御を実現した。本手法ではスリップ率推定法も提案されており，車体速度の検出をも不要としている。

次に，ドライバーによる運転に適用しやすいトラクション制御として，スリップ率制御をベースとした駆動力制御法 [28] が提案された。この制御系ではドライバーのアクセルペダルの開度に応じた駆動力指令値を満たすようにインナーループのスリップ率指令値を変化させる。さらに，ドライビングステイフネス推定 [29] に基づき，車載モータ搭載電気自動車にも適用可能な直接駆動力制御法 [30] の提案も行っている。[31] では，Fig. 2 に示すようにフィードフォワード制御も付加され，応答性の向上も達成され，よりリニアな操作性を実現した。

1.2.2 路面摩擦係数推定

走行中に路面の状況を知ることは，タイヤが発生できる力の限界が分かるため，より安全な運転につながる。更に，加速時のトラクション確保や減速時の制動力確保，旋回時の安定性向上を目的として，路面摩擦係数 μ の情報を用いる手法もまた注目されている [32]。タイヤは摩擦力により駆動力および横力を発生しているため，発生可能な力は μ と垂直荷重の積として表される。したがって， μ が分かればタイヤが発生可能な最大力が得られることから， μ の推定法に関してこれまで数々の研究成果が報告されてきた。一例として，タイヤモデルに基づき μ を推定する手法 [33, 34]，スリップ率に関する摩擦係数の変化率（勾配）を用いた μ 推定 [35]，ドライビングステイフネス推定に基づく手法 [36, 37]，タイヤ共振周波数の変化に着目した μ 推定手法 [38, 39]，タイヤ内に圧電素子を設置して μ を計測する手法 [40]，旋回時における瞬時コーナリングステイフネス推定に基づく手法 [41] などが提案されている。

文献 [34] では，IWM で直接駆動力が推定できる点を活かし，ブラシモデルに基づいて最小二乗法 (RLS) より路面の最大摩擦係数 μ_{\max} や最適スリップ率 λ_{p0} をリアルタイムで推定するアルゴリズムを提案している。ブラシモデルでは，タイヤに発生する駆動力 F_d と横力 F_y が横すべり角 α のスリップ率 λ の関数で以下のように表せる。

$$\begin{aligned} \sqrt{F_x^2 + F_y^2} &= \mu_{\max} N K \frac{\sqrt{\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha}}{1 + \lambda} \left\{ 3 - 3K \frac{\sqrt{\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha}}{1 + \lambda} + K^2 \frac{(\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha)}{(1 + \lambda)^2} \right\} \\ &= H \left\{ \frac{3(\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha)^{1/2}}{1 + \lambda} - \frac{3(\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha)}{(1 + \lambda)^2} K + \frac{(\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha)^{3/2}}{(1 + \lambda)^3} K^2 \right\} \quad (1-1) \end{aligned}$$

ここで $H = a^2 b C / 6$ であり，タイヤブラシモデルのパラメータ a ， b ， C のみで構成された定数である。

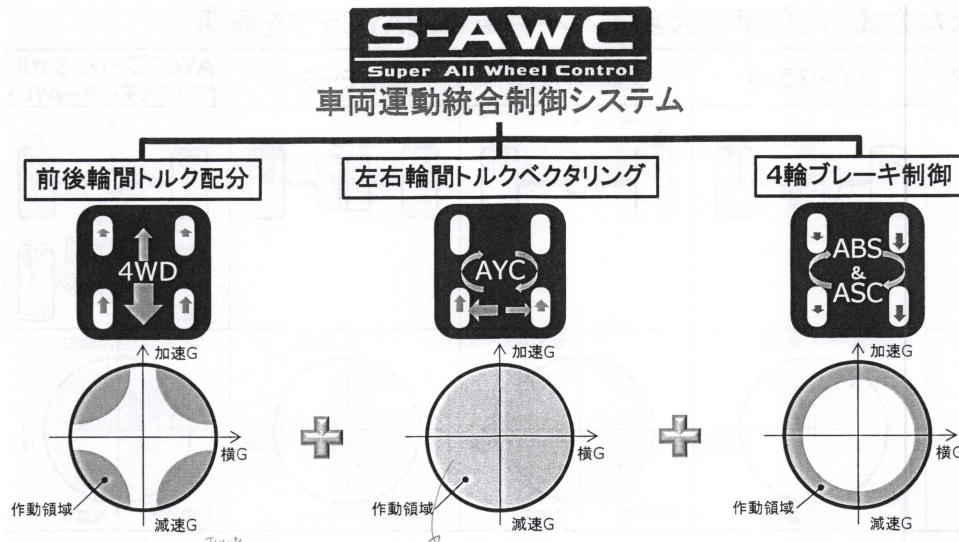


Fig. 3: Concept of the S-AWC.

また、タイヤブラシモデルにおけるタイヤ剛性比 ϕ は後述の手法により予め推定し、定数として与える。

上式は RLS が適用できる形になっているので、これを用いて H , K , λ_{p0} を一括推定する。 $\mu_{\max} = H/NK$ であり、 λ_{p0} は

$$\lambda_{p0} = \frac{1 + \sqrt{1 - (\hat{K}^2 - 1)(\hat{K}^2 \phi^2 \tan^2 \alpha - 1)}}{\hat{K}^2 - 1} \quad (1-2)$$

と推定できる。本推定手法は比較の実装が容易であるが、推定に必要な入力変数である横すべり角 α のスリップ率 λ の変動幅が小さいため、正しい推定値に収束しない可能性が高い。例として、 $y = ax^2 + bx + c$ という式があり、 a, b, c が推定したいパラメータとする。ここで、 $|x| < 0.1$ の場合、各項の大きさが大きく異なってしまふ。この結果、推定値の精度は c, b, a の順に悪化する。 a が推定したいパラメータの場合、正しい推定値を得ることは極めて難しい。

1.2.3 車両運動安定化制御

旋回とはコーナリングフォースとヨーモーメントが絶妙なバランスで発生することで公転運動 (Revolution) と自転運動 (Rotation) が同時に行われるプロセスである。タイヤのトラクションが確保されていたとしても、操舵や旋回速度が不適切だと曲がりきれずにコースアウトしたり内側にスピンする可能性がある。また、路面の状況や凹凸、カントの変化によっても荷重移動や左右輪のグリップバランスが崩れるため、これにも注意が必要である。

スムーズな旋回を行なうための制御として、代表的なものに三菱自動車が開発した車両運動統合制御システム Super All Wheel Control (S-AWC)[42] や、マツダ自動車、日立製作所、神奈川工科大学らが共同で開発を進めている G ベクタリングコントロール (GVC)[43, 44] などがある。S-AWC の概念図を Fig. 3 に示す [42]。S-AWC は前後輪間のトルク配分、左右後輪にそれぞれ装備されたクラッチの電子制御によるヨーモーメント制御 (アクティブ・ヨー・コントロール: YRC)、限界領域付近での 4 輪独立ブレーキ制御をシームレスに組み合わせる高性能な制御システムである。

一方、GVC では横方向の加加速度に応じてブレーキを効かせてわずかに前後加速度を発生させ、これによって生まれる荷重変化を利用してスムーズな旋回を実現する。並進方向の加速度のグラフ (G-G

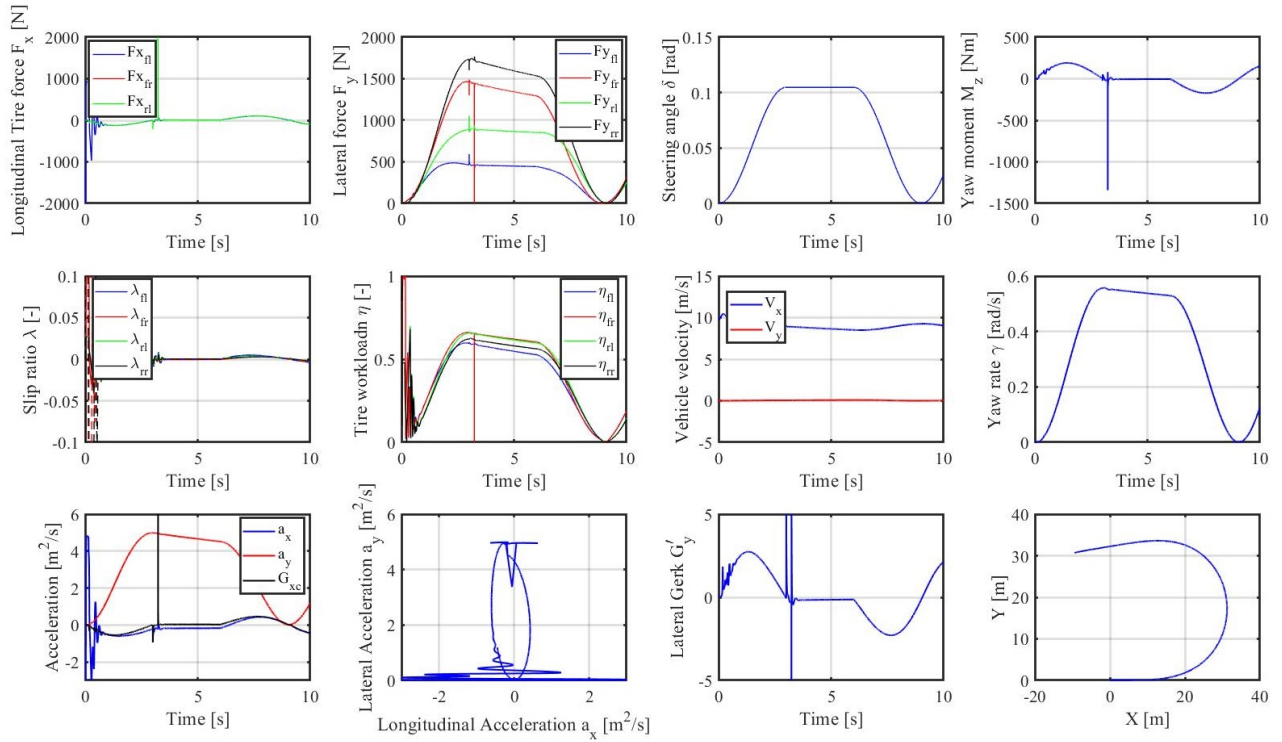


Fig. 4: Simulation result of the G-Vectoring Control.

ダイヤグラムと呼ばれる) が円を描くように制御することからこの名がある。前後加速度指令値を G_{xc} 、横加速度を a_y とおくと、下式が成立する。

$$G_{xc} = -\text{sgn}(a_y \cdot \dot{a}_y) \frac{C_{xy}}{1 + T_s} |\dot{a}_y| \quad (1-3)$$

ここで C_{xy} は適当な比例ゲイン、 T は 1 次遅れ時定数である。横加速度の変化に応じて加減速を行なうだけなので比較的簡単な制御である。研究室で開発された DFC への適用も容易であり、所望の前後加速度の分だけ総駆動力指令値を変化させれば良い。DFC によって駆動する EV に GVC を付加し、旋回シミュレーションを実施した結果を Fig. 4 に示す。操舵中に制駆動力とともに前後加速度が発生していることが分かる。これにより、G-G ダイヤグラムは完全な円ではないものの、比較的スムーズな軌跡を描き、得られた車両の軌道も同様に美しい円を描いている。この他に、ディファレンシャルギアを用いて横滑りを防止する手法として、車両安定化制御 (Vehicle Stability Control : VSC) も提案されている [45]。これらの制御デバイスは比較的大きな機構が必要であり、応答速度も数十ミリ秒以上要する。

IWM を搭載した EV では各輪独立駆動であるため、余分な機構を必要とせずスリップを防止したり、各輪の制駆動力を自在に配分する制御が可能である。

ヨーモーメントを制御入力とした直接ヨーモーメント制御 (Direct Yaw-moment Control : DYC) によるステアリングの補償や [46]、ヨーレートや横滑り角を直接制御して車両安定性の向上を図る研究例がある [47, 48, 49]。

更に、車輪の安定度の指標であるタイヤの負荷率やスリップ率を抑制するタイヤ力配分の研究も報告されている [50, 51]。4 輪の負荷率やスリップ率の最大値を最小化するように余裕のある車輪に駆動力及び横力を配分することで、タイヤ力の飽和を防止し、車両はドライバーの意図した挙動を取ることができるようになる。この問題は Minimax 問題と呼ばれており、一般的には実時間では解くことが困難な

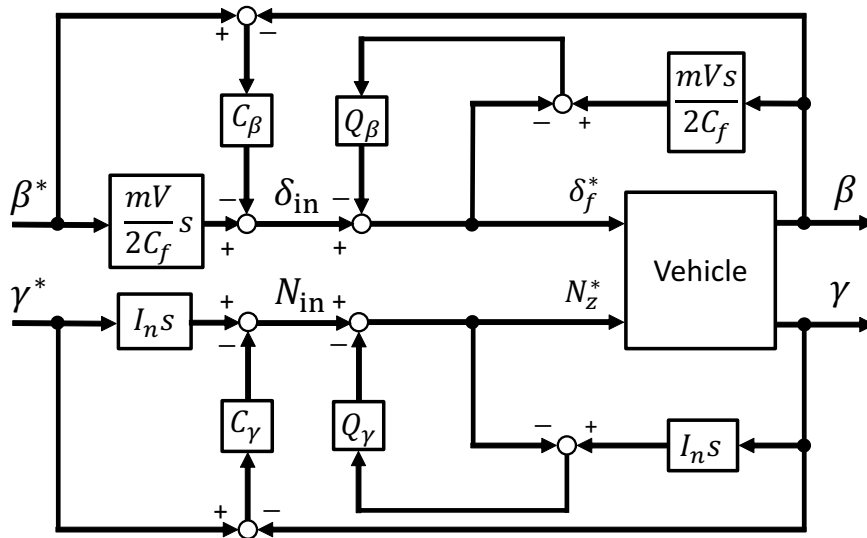


Fig. 5: Simultaneous β - γ controller.

最適化問題である。従来の研究では近似解法である二乗和最小 [52, 53] となる方法も提案されていたが、Minimax 問題の解を常に満たす条件である保証はない。これに対し、文献 [54] では、冗長性のあるシステムで成立する Equal Magnitude Property (EMP) の性質を利用して 4 輪のスリップ率の最大値を最小化する配分則を瞬時に計算する手法を提案した。本手法は各輪に DFC が実装された EV に応用され、スプリット低 μ 路上で安定した直進加速を可能にし、二乗和最小解による配分則を適用した場合と比べても発生ヨーモーメントが小さく、優れた配分則である。

EV では各輪のタイヤの負荷率を効果的に制御できることが示されたが、車両運動そのものを直接扱うにはヨーレートと車体横滑り角を独立に制御する必要がある。しかし、有名な線形二輪モデルによれば、この 2 変数は互いに干渉するため、そのまま制御することができない。この問題を解決するためにこれまでに EPS や差動トルクを利用したスライディングモード制御 [55] や H_∞ 制御 [56]、ファジィ制御 [57] による 2 変数独立制御が提案され、その有効性が検討されてきた。当研究室でもこれまでに IWM 車を用いたヨーレートと横滑り角の制御手法として、DOB を用いた独立制御手法を提案した [58]。これはヨーレートに対しては駆動力差モーメント (a.k.a; ダイレクトヨーモーメント: DYC)、車体横滑り角に対してはアクティブ操舵 (EPS) を用いてそれぞれの外乱をオブザーバにて補償することにより、ロバーストに 2 変数を制御する手法である。しかしこの手法は駆動力を左右均等に配分しているため、冗長な 4 輪独立駆動が持つ制御系のメリットを生かし切れているとは言い難い。これに対し [59] では、4 輪の最大負荷率を最小化しつつ、ヨーレートと横滑り角を独立に制御する手法を提案した。一方、スプリット低 μ 路上で安定した直進走行を実現する [54] とは異なり、駆動力配分の算出に線形二輪モデルを利用したり、4 輪の路面摩擦係数を一定する仮定が与えられている。

1.2.4 制駆動力・横力協調制御

IWM を搭載した EV では、車両運動安定化だけでなく、乗り心地向上を目的とした研究も取り組まれている。減速時の車両のピッチング運動の抑制 [60] や、ピッチやロールをインホイールモータの制駆動力により発生するアンチダイブ力を用いて制御を行う研究 [61, 62, 63, 64] などが行われている。また、

	直線路	旋回路
均等 μ 路	○	○
スプリット μ 路	○	X

Fig. 6: Summary of previous study of motion control of EV.

従来アクティブサスペンションを用いて行われてきたスカイフックダンパ制御 [65] をインホイールモータのアンチダイブ力を利用して行う研究 [66, 67, 68] も提案されている。

これらの運動制御だけでなく、操舵時に操舵モーメントと直接モーメントの配分を最適化することで瞬間消費電力を最小化する研究 [69] や、前後輪で異なる特性のモータを用い、それを使い分けることで一充電走行距離を延長する研究 [70] なども行われている。また、旋回による走行抵抗を考慮した研究 [71] や、加加速制約を加え、乗り心地も考慮した研究 [72]、信号情報を利用した研究 [73]、2車間で強調しながら全体の消費電力を最小化する研究 [74] など広く取り組まれている。このように、電気自動車には環境性能だけでなく優れた制御性能を有している。今後は基礎的な検討だけでなく、これらの研究を統合した制御を行うことで、従来の車と比較してどれだけ多くのメリットが得られるかを示していく必要がある。

1.3 本研究の目的

1.3.1 従来手法の適用範囲

ここで、これまで開発されてきたEVの車両運動安定化制御の対応範囲を路面の状況に応じて区別すると Fig. 6 になる。均等 μ 路/直線路は従来より開発されてきたトラクション制御 [16, 17, 18, 19] や駆動力制御系 (DFC) によって安心して走ることが可能である。また、スプリット μ 路/直線路は、DFCを各輪に実装し、[54] が提案した駆動力配分法を適用することで対応が可能である。更に、均等 μ 路/旋回路に対しては、文献 [59] による、4輪の最大負荷率を最小化しつつヨーレートと横滑り角を独立に制御する手法が利用できる。ところが、スプリット μ 路/旋回路に対応した車両運動安定化制御は提案されていない模様である。

スプリット μ 路を自在に旋回できるということは、

1. 各輪の μ 変化を逐次推定できる

2. 推定情報とドライバーの入力（総駆動力指令，ヨーモーメント指令）に合わせて最適な駆動力配分を出力できる
3. 直進中，旋回中，加減速中など，どのような状況でも各輪のタイヤがトラクションを保持できる

これら3つが同時に実現できなければならない。ここで最も重要となるのは3つ目である。これまで紹介したようにEVを想定したトラクション制御は様々な手法が提案されており，その中でもDFC (Fig. 2) が特に実用性の高いトラクション制御として挙げられる。ところが，従来のDFCでは，トラクション効果を発揮するインナーループのスリップ率リミッタは固定値が採用されており（例えば，0.2など），旋回中に発生する横滑りまでは考慮されていない。旋回路を走行中にタイヤのグリップを縦方向に使い切ってしまうと一切旋回できないことはFig. 1に示す通り自明である。つまり，旋回中はタイヤの横力（コーナリングフォースとも呼ぶ）を発生させる必要があるため，DFCのスリップ率リミッタはより小さい値をとる必要がある。

1.3.2 旋回も考慮した駆動力制御の拡張

本研究では，EVのトラクション制御として使われるDFCを旋回路へも適用できるように拡張するために，DFCのスリップ率リミッタの設計法の提案を最終目的とする。そのためには，タイヤのスリップ率と横滑り角によってタイヤ力やタイヤ負荷率がどのように変化するかをモデル化する必要がある。

本研究では λ -Methodタイヤモデルとブラシモデルに着目し，タイヤ負荷率が最大化されるスリップ率と横滑り角の条件を定量的に導出する。導出される条件式には，あるタイヤと路面間の最適スリップ率情報が必要となる。更に，タイヤ負荷率の算出のためには最大摩擦係数情報も必要であるため，スリップ率制御系と駆動力オブザーバを用いてこれら2パラメータを容易に推定する手法も提案する。推定情報の確からしさや信頼性を検証するため，直線路の最短時間運動制御の実験検証も行なう。

これらをまとめると，本研究で取り組む内容は以下ようになる。

1. 最大摩擦係数と最適スリップ率の推定

タイヤと路面間の特性として最も重要な最大摩擦係数と最適スリップ率の推定が，スリップ率制御系と駆動力オブザーバによって容易に実現可能であることをシミュレーションと実験によって示す。

2. 直線路の最短時間運動制御

EVでは直線路の最短時間運動制御が可能なことを，問題の定式化から具体的な軌道の導出法まで示す。更に，実際のEVを用いた検証方法も示す。本制御は最大摩擦係数と最適スリップ率の推定情報の信頼性の検証の役割も担う。最大摩擦係数と最適スリップ率の推定と最短時間運動制御は，直進時のタイヤ力制御という枠組みで一つに捉えられる。

3. λ -Methodタイヤモデルに基づくタイヤ力制御

最大摩擦係数と最適スリップ率の推定情報をベースに，タイヤ負荷率最大化条件の定量的な条件式の導出と，EVの車両運動制御への実装例の提案や，シミュレーションと実験検証による提案手法の確認を行なう。

4. ブラシモデルに基づくタイヤ力制御

λ -Method タイヤモデルに基づくタイヤ力制御の拡張として、ブラシモデルに基づくタイヤ力制御を提案する。

5. 旋回も考慮した駆動力制御

タイヤ負荷率最大化条件をベースに、駆動力制御系に用いられるスリップ率リミッタを横滑り角にあわせて動的に可変にする手法を提案する。低 μ 路上の加速旋回をシミュレーションと実験で行い、従来法に比べて旋回性が向上することを示す。

1.4 本論文の構成

本論文では、まず第2章で本研究の理論展開に必要な2次元車両モデルやタイヤモデルについて記述する。さらに、実験検証に用いた実験車両及び実験機を紹介する。第3章から第7章は本研究内容について説明する。本論文の構成はFig. 7に示すように、直進時の場合のタイヤ力制御と旋回も考慮したタイヤ力制御と、大きく分けて2つの枠組みから構成されている。3章及び4章では、直進時に限定してタイヤ負荷率を最大化する枠組みを提案する。3章ではタイヤと路面間の特性値である最大摩擦係数と最適スリップ率の推定を、スリップ率制御系と駆動力オブザーバを組み合わせで行なう。推定は、前輪と後輪に異なる制御を適用することで実現する。前輪はスリップ率制御で駆動させ、指令値を正弦波状に変化させる。後輪は一定の車体速度を維持するために車体速度制御系で駆動させる。スリップ率の変動に対し、推定駆動力が飽和することで、路面の最大摩擦係数と最適スリップ率が推定できる。第4章では、EVを用いれば直線路の最短時間運動制御が可能であることを低 μ 路上の加減速試験で実証する。まず、最適制御問題の枠組みで直線路の走行の定式化を行い、制約条件から本問題がバンバン制御に分類され、加速から減速へ切り替える時刻を求める問題に帰着されることを示す。制動時は常にタイヤが持つ最大摩擦係数で減速できると仮定すれば、具体的な速度軌道や切り替え時刻が終端条件から逆算して求まる。最短時間運動制御の実験検証により、第3章で推定した最大摩擦係数と最適スリップ率情報が信頼できることも示す。

第5章では、第3,4章で推定したタイヤ特性情報を λ -Method タイヤモデルに当てはめることで、タイヤ負荷率が最大となるスリップ率と横滑り角の条件式が定量的に導けることを示す。低 μ 路上をスリップ率制御系で駆動させながら旋回することで、実際にタイヤ負荷率がほぼ1となり、最大化されることを確認する。第6章では、物理学的な根拠に基づくブラシモデルに基づき、タイヤ負荷率最大化条件の導出を試みる。 λ -Method タイヤモデルと異なり、縦と横方向で異なる剛性を持つタイヤも考慮できることや、タイヤ負荷率そのものも制限できることも示す。

第7章では、第5,6章で得られたタイヤ負荷率最大化条件を利用し、駆動力制御系に用いられるスリップ率リミッタを横滑り角にあわせて動的に可変する設計法を提案する。低 μ 路上の加速旋回をシミュレーションし、従来法に比べてタイヤのスリップが低減され、タイヤ負荷率も最大化されることを示す。更に、実験検証では、従来法に比べてコーナリングフォースの増大や、より少ない操舵角で旋回が可能になることで旋回性能が大幅に向上することを示す。

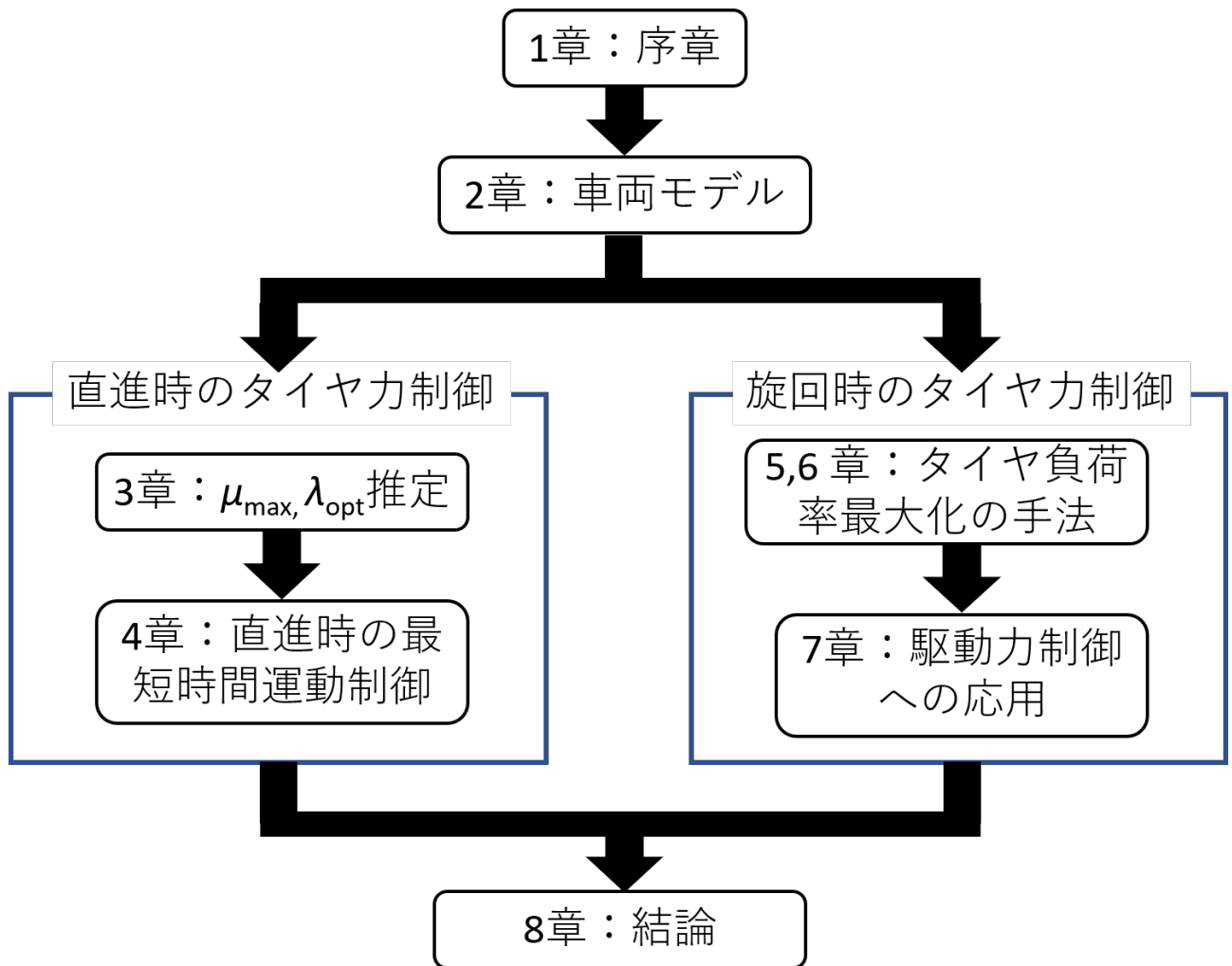


Fig. 7: Flowchart of the thesis.

第 2 章

実験車両および車両モデル

2.1 車両モデル

本節では、4 輪独立駆動が可能な自動車の運動モデルを述べる。Fig. 8 に車両の 2 次元運動モデルと車輪のモデルを示す。本モデルにおいて操舵角は左右輪で等しいと仮定する。重心の加速度は次の式で与えられる [75]。

$$a_x = -V \sin \beta (\dot{\beta} + \dot{\gamma}) + \dot{V} \cos \beta \quad (2-1)$$

$$a_y = V \cos \beta (\dot{\beta} + \dot{\gamma}) + \dot{V} \sin \beta \quad (2-2)$$

ここで、 a_x は前後加速度、 a_y は横加速度、 V は車体重心速度、 β は車体横滑り角、 γ はヨーレートである。車輪の回転運動の方程式は

$$J_{\omega_i} \dot{\omega}_{ij} = T_{ij} - r F_{xij} \quad (2-3)$$

で与えられ、 $J_{\omega_{ij}}$ は各輪の慣性モーメント、 ω_{ij} は各輪の角速度、 T_{ij} は各輪のトルク、 r は車輪半径、 F_{xij} は各輪の前後力である。ここで、添字 ij について、 i には前後輪を表す f か r が、 j には左右輪を表す l が r が入る。車体重心の前後方向、横方向、ヨー方向の運動方程式は

$$M a_x = (F_{xfl} + F_{xfr}) \cos \delta_f - (F_{yfl} + F_{yfr}) \sin \delta_f + (F_{xrl} + F_{xrr}) \quad (2-4)$$

$$M a_y = (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta_f + (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta_f + (F_{yrl} + F_{yrr}) \quad (2-5)$$

$$\begin{aligned} I \dot{\gamma} &= \frac{d_f}{2} (-F_{xfl} + F_{xfr}) \cos \delta_f + l_f (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta_f \\ &+ l_f (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta_f + \frac{d_f}{2} (F_{yfl} - F_{yfr}) \sin \delta_f \\ &+ \frac{d_r}{2} (-F_{xrl} + F_{xrr}) - l_r (F_{yrl} + F_{yrr}) \end{aligned} \quad (2-6)$$

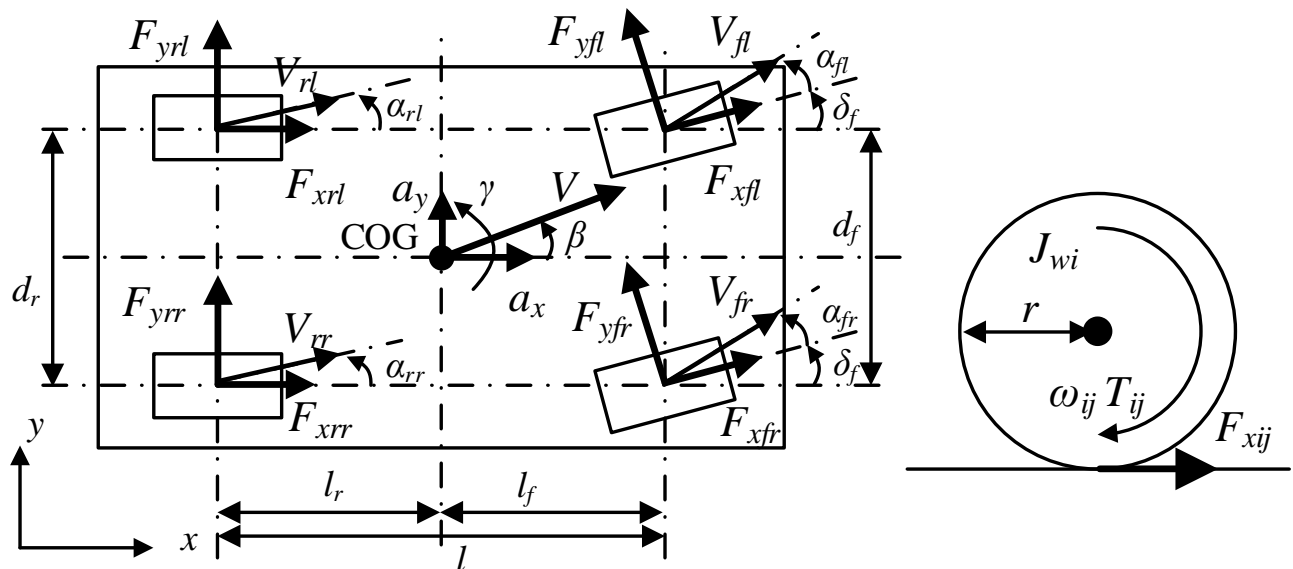


Fig. 8: Vehicle model.

で与えられ、 M は車体質量、 F_{yij} は各輪の横力、 δ_i は操舵角、 I は車体のヨー慣性モーメント、 l_i は重心と前後輪軸までの距離、 d_i はトレッドである。また、タイヤの横滑り角は次式で与えられる。

$$\alpha_{fl}(V, \beta, \gamma, \delta_f) = \tan^{-1} \frac{V \sin \beta + l_f \gamma}{V - \gamma \frac{d_f}{2}} - \delta_f \quad (2-7)$$

$$\alpha_{fr}(V, \beta, \gamma, \delta_f) = \tan^{-1} \frac{V \sin \beta + l_f \gamma}{V + \gamma \frac{d_f}{2}} - \delta_f \quad (2-8)$$

$$\alpha_{rl}(V, \beta, \gamma, \delta_r) = \tan^{-1} \frac{V \sin \beta - l_r \gamma}{V - \gamma \frac{d_r}{2}} \quad (2-9)$$

$$\alpha_{rr}(V, \beta, \gamma, \delta_r) = \tan^{-1} \frac{V \sin \beta - l_r \gamma}{V + \gamma \frac{d_r}{2}} \quad (2-10)$$

2.2 タイヤモデル

本節では、本論文を記述する上で重要かつ基本的なタイヤに関する概念やモデルを紹介する。

2.2.1 タイヤ負荷率

ある路面とタイヤの最大摩擦係数を μ_{\max} とすれば、前後力 F_{xij} 、横力 F_{yij} 、そして垂直抗力 N_{ij} は

$$\sqrt{F_{xij}^2 + F_{yij}^2} \leq \mu_{\max} N_{ij} \quad (2-11)$$

を満たさなければならない、この概念を摩擦円と呼び、Fig. 9(a) に示す。摩擦円はタイヤの前後力と横力にはトレッド・オフの関係があり、両方同時に最大化できないことを示す重要な概念である。例として、アイスバーン上をタイヤをロックさせながら滑走する車両は、タイヤは前後力に全ての力を使っている。そのため、操舵しても一切横力が発生できないため、そのまま壁や他の車両に衝突してしまう (Fig. 1)。

タイヤ負荷率 η_{ij} は

$$\eta_{ij} = \frac{\sqrt{F_{xij}^2 + F_{yij}^2}}{\mu_{\max} N_{ij}} \leq 1 \quad (2-12)$$

で定義され、 η_{ij} は発生しているタイヤ力がどれほど限界に近いかを示す。本研究ではタイヤ力の限界を積極的に利用するため、いかにこの負荷率を 1 に近づけるかがメインテーマの一つになっている。

2.2.2 μ - λ 曲線

定性的に、タイヤの前後力はスリップ率、横力は横滑り角によって発生する。各輪のスリップ率 λ_{ij} は

$$\lambda_{ij} = \frac{r\omega_{ij} - V_{ij}}{\max(r\omega_{ij}, V_{ij})} \quad (2-13)$$

で定義される。ここで、 V_{ij} は車輪回転軸上での車体速度であり、車体重心速度 V とはヨーレートの影響により異なる。スリップ率と摩擦係数の関係は Fig. 9(b) に示すように非線形である。横滑り角 α が 0 の場合、摩擦係数はあるスリップ率（最適スリップ率 λ_{p0} と呼ぶ）で最大値 μ_{\max} をとる。最適スリップ率は車体速度やタイヤの扁平率、剛性、路面状況によって変化するが、一般的なタイヤは 0.2 くらいにその値を持つ（レーシングタイヤの場合は剛性が高いため、0.05 と極めて小さい）。スリップ率が最適スリップを超えて更に増大する場合、得られる摩擦係数や駆動力は減少してしまう。そのため、タイヤの空転やロックを防ぐトラクション制御が必要となる。これらの特性を効果的に記述するモデルとして Magic formula[76] が広く使われている。Magic formula では、スリップ率、横滑り角、キャンバ角を入力とし、前後力と横力を算出する便利な近似モデル式である。用途に応じて様々なバリエーションがあるが、本論文のシミュレーションでは比較的単純な以下の式を採用する。

$$\mu(\lambda) = \mu_{\max} \sin \left(C \tan^{-1} B \left[(1 - E)\lambda + \frac{E}{B} \tan^{-1} B\lambda \right] \right) \quad (2-14)$$

パラメータ B , C , E を調整することで、ほぼ任意の最適スリップ率や $\mu|_{\lambda=1}/\mu_{\max}$ 比を持つカーブを作り出すことができる。また、実験データにマッチングするカーブを生成することもできる。本研究ではシミュレーション等で様々なカーブを再現するにあたり、坂井氏が作成したツールボックスを利用した。

横滑り角と横力にも μ - λ 曲線と同様の関係があり（スリップ率が 0 の場合）、これも Magic formula で表すことができる。横力が最大になる横滑り角を本論文では最適横滑り角と呼び、 α_{opt} と表すことにする。ある程度の大きさまでは操舵角（横滑り角）に比例して横力が得られるが、ハンドルを切りすぎるとタイヤの横滑り角が最適横滑り角を上回り、発生する横力が増加しなくなる。この状態では発生可能な前後力が著しく小さくなるだけでなく、タイヤが限界を超え動摩擦領域に入っているため、極めて危険な状態である（いわゆる「手アンダー」と呼ぶ）。

Fig. 10(a) と Fig. 10(b) に、スリップ率や横滑り角を変化させた場合に得られる前後方向と横方向の摩擦係数の例を示す。スリップ率が一定値でも横滑り角が増加すれば前後方向の摩擦係数が小さくなるのは、前述したトレードオフの関係のためである。

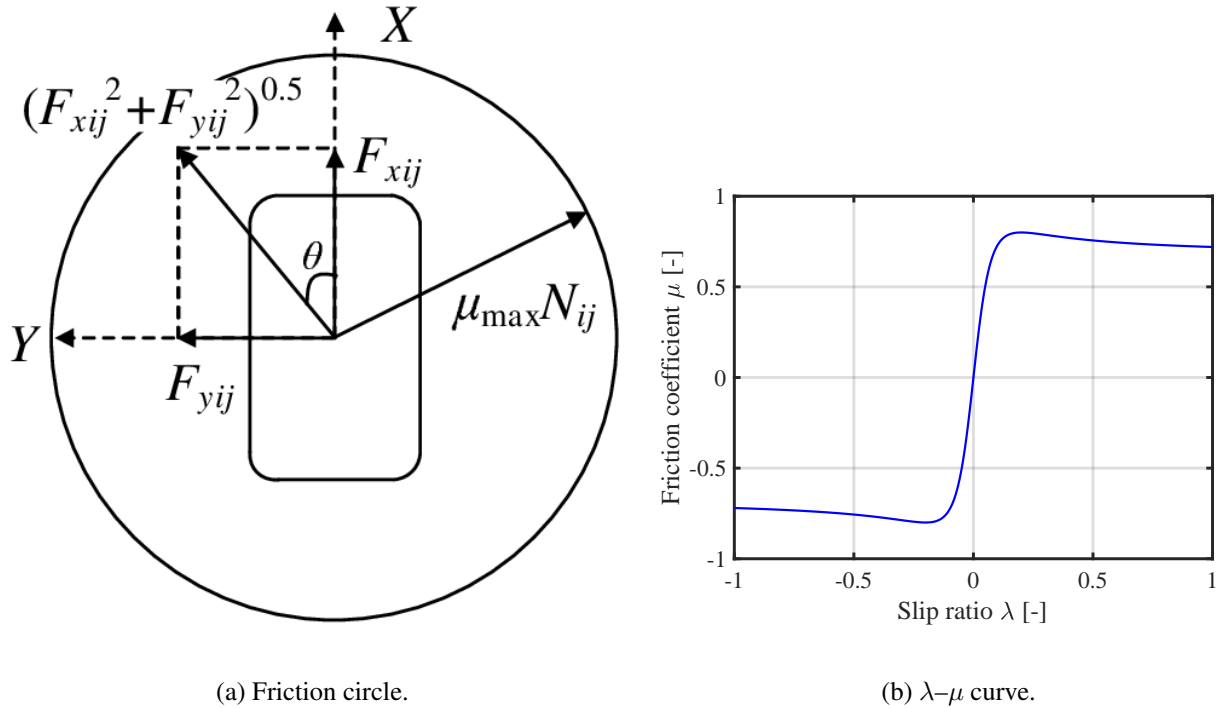


Fig. 9: Tire force model.

2.2.3 λ-Method タイヤモデル

スリップ率と横滑り角が両方ともゼロでない場合、前後力と横力をそれぞれ求めるのは困難である。そもそも、タイヤ力の厳密な発生メカニズムは大変複雑であり、未だに完全には解明されていない。そのため、タイヤ力を近似的に求めるために数多くのタイヤモデルが考案されている [33][77]。本論文ではその中でも、“λ-Method”と呼ばれるタイヤモデル [78] をシミュレーションや提案手法で利用する。λ-Methodとは、前後方向のタイヤ特性を記述するも μ-λ 曲線の関係を2次元に拡張したものである。これにより、横力や横滑り角も考慮することが可能となる。本体やモデルでは性質上、前後方向と横方向でタイヤの特性や剛性が均一であることを仮定している。

λ-Method では、スリップ率ベクトル λ を

$$\lambda = \frac{(\mathbf{V}_w - \mathbf{V})}{\max(|\mathbf{V}_w|, |\mathbf{V}|)} \quad (2-15)$$

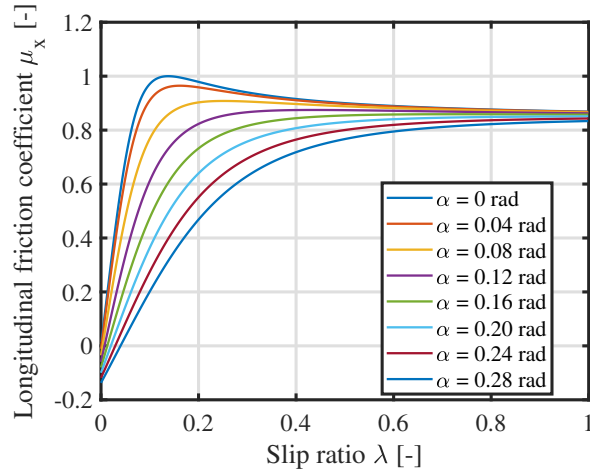
と定義し、 \mathbf{V}_w は車輪速度ベクトル、 \mathbf{V} は車輪軸上の車体速度ベクトルである（添字 ij は省略している）。そのため、 $|\mathbf{V}_w| = r\omega_{ij}$ と $|\mathbf{V}| = V_{ij}$ が成り立つ。タイヤ力ベクトル \mathbf{f} は以下で与えられる。

$$\mathbf{f} = \mu(|\lambda|)N \frac{\lambda}{|\lambda|} \quad (2-16)$$

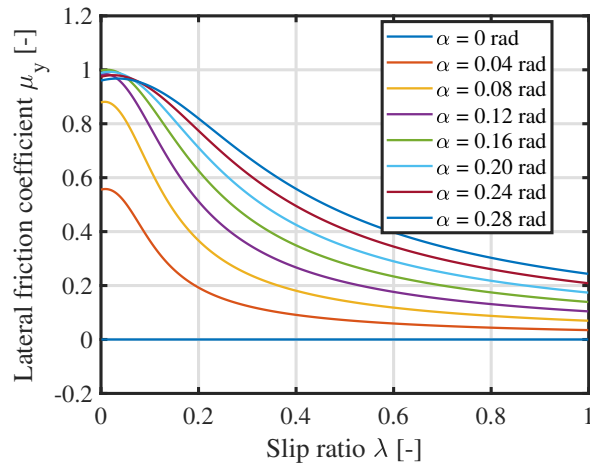
ここで、 μ は摩擦係数であり、スリップ率ベクトルの大きさ $|\lambda|$ の関数で表されるとする。ここには、μ-λ 曲線を示す Magic formula を代入する。N は車輪の垂直抗力である。式より明らかに、タイヤ力ベクトルはスリップ率ベクトルに平行である。

Fig. 11 に λ-Method の幾何学的表現を示す。α は横滑り角、θ はタイヤ力方向である。スリップ率ベクトルの大きさ $|\lambda|$ は

$$|\lambda| = \sqrt{(K \sin \alpha)^2 + (1 - K \cos \alpha)^2} \quad (2-17)$$



(a) Longitudinal friction coefficient μ_x .



(b) Lateral friction coefficient μ_y .

Fig. 10: Example of λ - μ curves plotted using Magic formula and λ -Method.

で与えられ, $K = |\mathbf{V}_w|/|\mathbf{V}|$ である. K とスリップ率 λ は

$$\lambda = \begin{cases} 1 - \frac{1}{K} & (|\mathbf{V}_w| > |\mathbf{V}|) \\ K - 1 & (|\mathbf{V}_w| < |\mathbf{V}|) \end{cases} \quad (2-18)$$

と一対一の関係で与えられる. このタイヤモデルをシミュレーションで用いれば, 任意のスリップ率と横滑り角に対して前後力と横力を得ることが可能である. タイヤ負荷率は以下の式で与えられる.

$$\eta = \mu(|\boldsymbol{\lambda}|)/\mu_{\max}(\lambda_{p0}) \quad (2-19)$$

2.2.4 タイヤブラシモデル

λ -Method タイヤモデルでは, 実験的に得られたタイヤの前後方向の特性 (Magic formula による μ - λ 曲線) を利用して 2 次元方向に拡張したものである. 一方, 物理モデルに基づいたタイヤモデルも存在

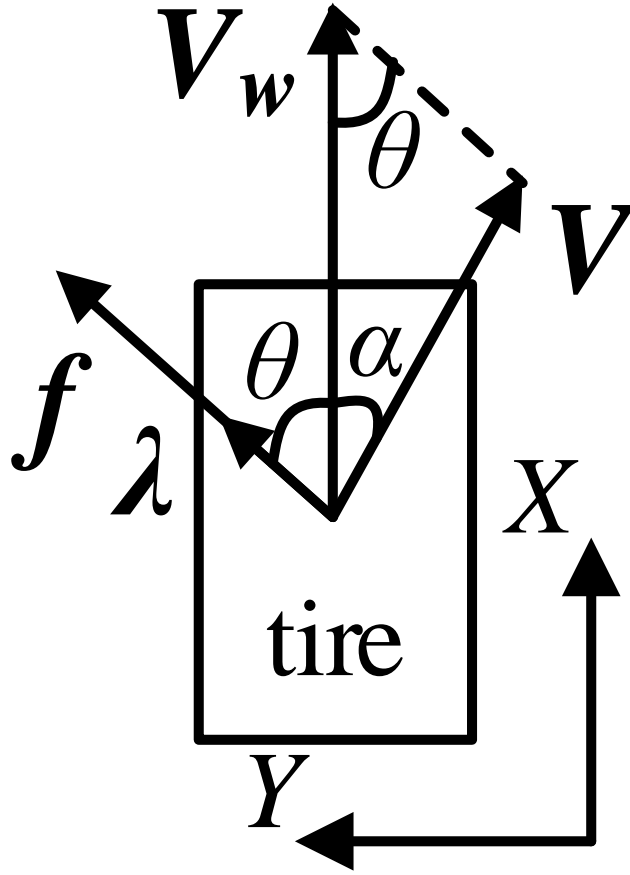


Fig. 11: Geometric representation of λ -Method.

しており，ここではその中でも代表的なブラシモデルについて説明する。

タイヤモデルでは，タイヤにブラシ状の弾性体要素が無数に取り付けられており，タイヤに発生する力とモーメントはブラシの弾性変形に基づいて記述される。Fig. 12 に制動時横滑りによる接地面でのトレッドラバーの変形を示す。ブラシモデルにおいて，タイヤ接地面の長さを a ，幅を b ，タイヤ前後方向および左右方向のブラシの剛性をそれぞれ C_x ， C_y ，タイヤの横すべり角を α とおく。接地面の圧力分布が前後方向では二次関数，横方向には一定と仮定することで，タイヤに発生する合力 F ，前後力 F_x および横力 F_y は西原らにより下式のように導出できる。

$$\begin{aligned}
 F(\lambda, \alpha) &= \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \\
 &= \begin{cases} \mu_{\max} N s (3 - 3s + s^2), & [0 \leq s \leq 1] \\ \mu_{\max} N, & [s > 1] \end{cases} \quad (2-20)
 \end{aligned}$$

$$F_x(\lambda, \alpha) = F \cos \theta \quad (2-21)$$

$$F_y(\lambda, \alpha) = F \sin \theta \quad (2-22)$$

ここで μ_{\max} は λ_{p0} 時の摩擦係数（最大摩擦係数）である。また， s はタイヤ滑り域の長さを接地長で規格化した量であり， $s = 0$ のときタイヤは完全粘着し， $s = 1$ でタイヤ接地面の全領域が滑り域になっているとみなす。 θ はタイヤ力の方向を示す。スリップ率の定義式が駆動時と制動時で異なるため， s や

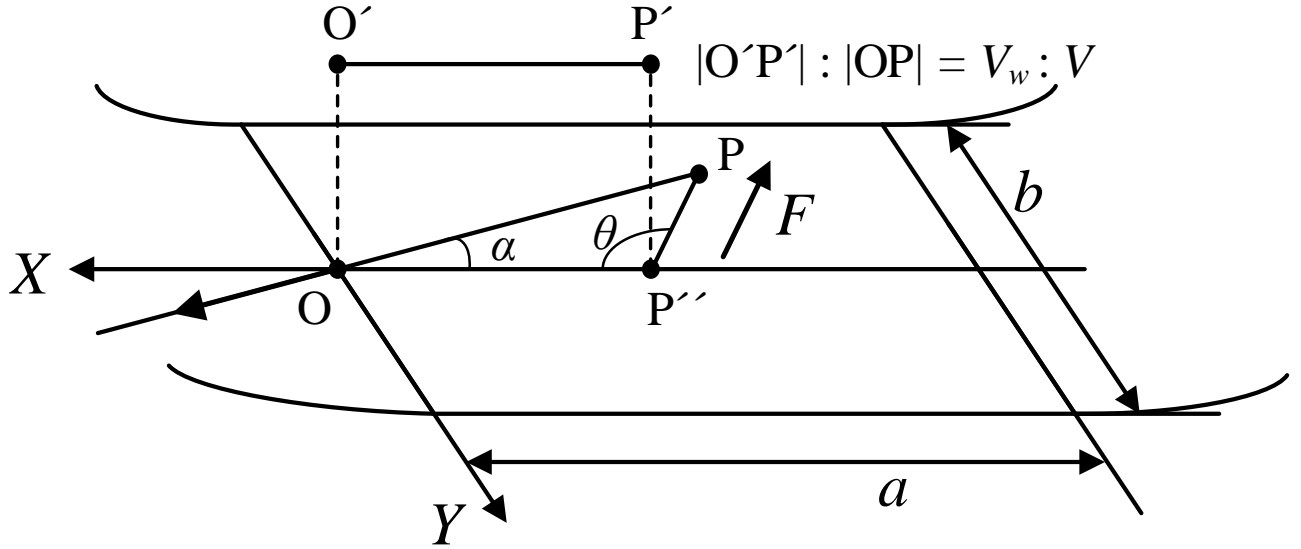


Fig. 12: Tread rubber distortion during deceleration cornering.

三角関数の項もこれに合わせて以下のように異なる。駆動時は、

$$\cos \theta(\lambda, \alpha) = \frac{\lambda}{\sqrt{\lambda^2 + \phi^2(1 - \lambda)^2 \tan^2 \alpha}} \quad (2-23)$$

$$\sin \theta(\lambda, \alpha) = -\frac{\phi \tan \alpha(1 - \lambda)}{\sqrt{\lambda^2 + \phi^2(1 - \lambda)^2 \tan^2 \alpha}} \quad (2-24)$$

$$\tan \theta(\lambda, \alpha) = -\phi \frac{\tan \alpha(1 - \lambda)}{\lambda} \quad (2-25)$$

$$s(\lambda, \alpha) = K \sqrt{\lambda^2 + \phi^2(1 - \lambda)^2 \tan^2 \alpha} \quad (2-26)$$

$$K := \frac{a^2 b C}{6 \mu_{\max} N}, \quad C_x = C, \quad C_y = \phi C \quad (2-27)$$

であり、制動時は、

$$\cos \theta(\lambda, \alpha) = \frac{\lambda}{\sqrt{\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha}} \quad (2-28)$$

$$\sin \theta(\lambda, \alpha) = -\frac{\phi \tan \alpha}{\sqrt{\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha}} \quad (2-29)$$

$$\tan \theta(\lambda, \alpha) = -\phi \frac{\tan \alpha}{\lambda} \quad (2-30)$$

$$s(\lambda, \alpha) := K \frac{\sqrt{\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha}}{1 + \lambda} \quad (2-31)$$

となる。タイヤブラシモデルでは、前後方向と横方向の剛性の違いを考慮できる利点がある。一方、最適スリップ率はタイヤの剛性パラメータによってのみ決まる。また、動摩擦領域におけるタイヤ力の低下は考えておらず、一定とみなしている。

2.3 4輪インホイールモータ搭載電気自動車 FPEV2-Kanon

本研究では、実験車両として当研究室で製作した電気自動車「FPEV2-Kanon」を用いた（FPEV: Future Personal Electric Vehicle）。FPEV2-Kanon の車両外観を図 13 に、FPEV2-Kanon の各パラメータの値を表 2 に示す。本車両は以下の特徴を有する。

- 4輪にインホイールモータを搭載・各輪独立制御が可能
- アクティブ前後輪操舵が可能
- 制御系コントローラに dSPACE 社の AUTOBOX を使用
- バッテリーにリチウムイオン電池を搭載



Fig. 13: FPEV2-Kanon

Tab. 2: FPEV2-Kanon の車両諸元

車両の総重量 (m)	847 [kg]
重心軸の慣性モーメント (I)	617.0 [kg · m ²]
ホイールベース (l)	1.7 [m]
重心と前輪軸間の距離 (l_f)	0.999 [m]
重心と後輪軸間の距離 (l_r)	0.701 [m]
前輪トレッド幅 (d_f)	1.3 [m]
後輪トレッド幅 (d_r)	1.3 [m]
前輪イナーシャ (J_f)	1.24 [kg · m ²]
後輪イナーシャ (J_r)	1.26 [kg · m ²]
タイヤ半径 (r)	0.302 [m]
重心高 (h_g)	0.51 [m]

2.3.1 インホイールモータ

本車両には駆動用モータとして東洋電機製造製アウターロータ型インホイールモータが4輪全てに搭載されている。このモータはダイレクトドライブ方式を採用しており、ギアを介さないためバックラッ

シユの影響を受けず，路面からの反力が直接モータへと伝わる。そのため，ギアによる損失がなくトルク指令値に対し正確なトルクを出力することが可能であり，駆動力やトルクを用いる各種制御手法に有効である。1 輪あたりに発生可能な最大トルクは前輪が ± 500 Nm，後輪が ± 530 Nm である。前後輪インホイールモータの外観を図 14 に，その仕様を表 3 に示す。

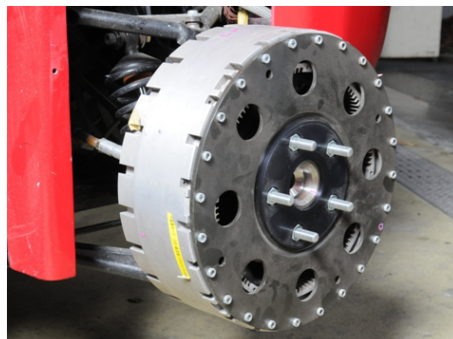


Fig. 14: インホイールモータ

Tab. 3: インホイールモータ諸元

	前輪	後輪
製造	東洋電機製造	
形式	ダイレクトドライブ式 アウターローター型	
定格トルク	110 Nm	127 Nm
最大トルク	500 Nm	530 Nm
定格出力	6.00 kW	6.00 kW
最大出力	20.0 kW	25.0 kW
定格速度	382 rpm	450 rpm
最大速度	1110 rpm	1200 rpm
冷却方式	空冷	

2.3.2 電動アクティブ前後輪操舵 (Electric Power Steering : EPS)

電動パワーステアリング (Electric Power Steering : EPS) 用に maxon 社製 250 W モータを前後輪操舵部に取り付けており，角度指令によるアクティブ前後輪自動操舵が可能である。EPS の外観を図 15 に示す。最大操舵角は前輪が ± 0.35 rad，後輪が ± 0.15 rad である。

2.3.3 AUTOBOX-DS1103

車両制御コントローラに dSPACE 社の AUTOBOX-DS1103 を使用している。MATLAB/simulink モデルから C コードを生成し，駆動用モータ及び EPS を制御する。豊富な数の AD，DA，エンコーダ ch を



Fig. 15: EPS 用モータ

持ち、パソコンに接続してアプリケーション「Control Desk」により各センサ値のリアルタイムモニタができる。リアルタイムにパラメータのチューニングやグラフのプロットが可能であるため、実験を行うのに非常に優れている。また簡単な操作でデータを保存し、MALTAB でグラフを作成できる。さらに耐震性に優れており、8 V から 60 V と非常に幅広い電圧で起動する。AUTOBOX-DS1103 の外観を図 16 に示す。



Fig. 16: AutoBox-DS1103

2.3.4 バッテリ

エネルギー密度が大きいことから EV 用のエネルギーソースとして注目されているリチウムイオン電池が搭載されている。1セル 16 V の電池を 10 個直列に接続して 160 V とし、昇圧チョッパによって 320 V に昇圧している。充電は高砂の直流安定化電源を用い、各セルの電圧をモニタリングしながら行う。

さらに、AUTOBOX やインバータの制御電源、前後輪 EPS 用の電源として強電用と同じタイプのリチウムイオン電池を 3 モジュール搭載している。使用したリチウムイオン電池の外観を図 17 に示す。



Fig. 17: FPEV2-Kanon のリチウムイオン電池

2.3.5 使用可能なセンサ

FPEV2-Kanon には様々なセンサが搭載されており，車両運動を記述するためのパラメータを取得することが可能である。

1. 6 軸センサ：前後加速度，横加速度，上下加速度，ヨーレート，ピッチレート，ロールレート
2. EPS エンコーダ：前後輪の操舵角
3. 光学式車体速計：車体速度，車体横滑り角
4. 横力センサ：各輪の横力

第3章

スリップ率制御系と駆動力オブザーバによる による最大摩擦係数と最適スリップ率推定

タイヤ力を最大限利用するためには、 μ - λ 曲線のピークとなる最適スリップ率を知る必要がある。また、タイヤ負荷率の推定のため、最大摩擦係数情報も既知であることが望ましい。本章ではスリップ率制御系と駆動力オブザーバ (DFO) を用いて両パラメータの推定を試みる。

3.1 スリップ率制御系と駆動力オブザーバを用いた推定

3.1.1 スリップ率制御系

EV が持つ高速なトルク応答を用いれば、車輪速やスリップ率を高精度に制御できる。スリップ率制御系にはスライディングモードを用いたものなど様々あるが [79], 本研究では基本的な PI 制御を用いる。

本研究で用いるスリップ率制御系を Fig. 18 に示す。本スリップ率制御系は、後述する最大摩擦係数推定や駆動力制御系など様々な EV の車両運動制御の根幹となる重要な制御系である。

スリップ率制御系では、車体速と車輪速の情報とスリップ率指令値を基に車輪速の指令値を生成し、PI コントローラによってトルク指令を入力する。

スリップ率は駆動時と制動時で定義が異なるため、シームレスな制御には不都合である。以下のように減速側の定義式を一貫して指令値として用いる。

$$y_{ij}^* = (V_{\omega_{ij}} - V_{ij})/V_{ij}. \quad (3-1)$$

駆動時のスリップ率指令値は

$$y_{ij}^* = \lambda_{ij}/(1 - \lambda_{ij}) \quad (y_{ij} > 0). \quad (3-2)$$

の関係があり、0 近傍では両者はほぼ等しい。スリップ率指令値の正負が切り替わる時は、上式を用いて換算する。

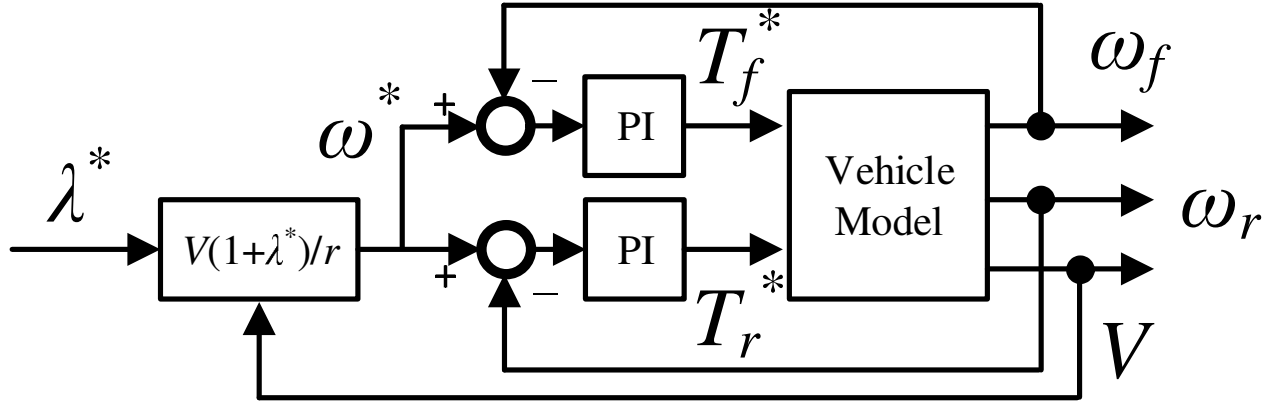


Fig. 18: Slip ratio controller.

3.1.2 スリップ率と車体速度情報の取得

スリップ率制御ではスリップ率や車体速度の情報が必要である。4輪独立駆動車では4輪を制駆動させるため、非駆動輪から車体速情報を得たり、スリップ率を算出することができない。そのため、別の方法でこれらの情報を取得する必要がある。車体速度の真値を得るには、光学式車体速計やGPSの利用が考えられるが、前者は比較的高価(数百万円程度)であること、後者は精度やサンプリング周期の低さが問題である。一方、本研究室では車体速度やスリップ率を推定するスリップ率推定器(DRE-SRE)[26]が提案されている。DRE-SREでは、以下の式を用いてスリップ率の推定を行う。

$$\dot{\omega} = \frac{T - rF_{DR} + r^2 M \omega \lambda}{J_w + r M^2 (1 - \lambda)} \quad (3-3)$$

$$(3-4)$$

走行抵抗 F_{DR} は(3-5)で表される。

$$\begin{aligned} F_{DR}(V) &= \mu_0 M g + b|V| + \frac{1}{2} \rho C_d A V^2 \\ &= a + b|v| + cV^2 \end{aligned} \quad (3-5)$$

ここで、 μ_0 は転がり摩擦係数、 b は V の一次に比例する抵抗係数、 ρ は空気密度、 C_d は抗力係数、 A は前方投影面積である。このように、トルクと車輪速度、前後加速度情報のみからスリップ率を推定することが可能である。ただし、加速から減速の切り替わりで推定が発散する可能性があることや、ダイレクトドライブ方式でないIWMやシャフトドライブのある駆動系での実装例が少なく、確立されていない課題がある。

3.1.3 最大摩擦係数の推定手法

ICEVでは、作用力に相当するエンジントルクを直接検出できないため、反作用である駆動力を推定することは難しい。一方EVでは、モータが出力するトルクは電流から算出できるため、駆動力オブザーバ(DFO)による駆動力推定が容易である。摩擦係数と車輪に作用する垂直荷重の積が駆動力であるた

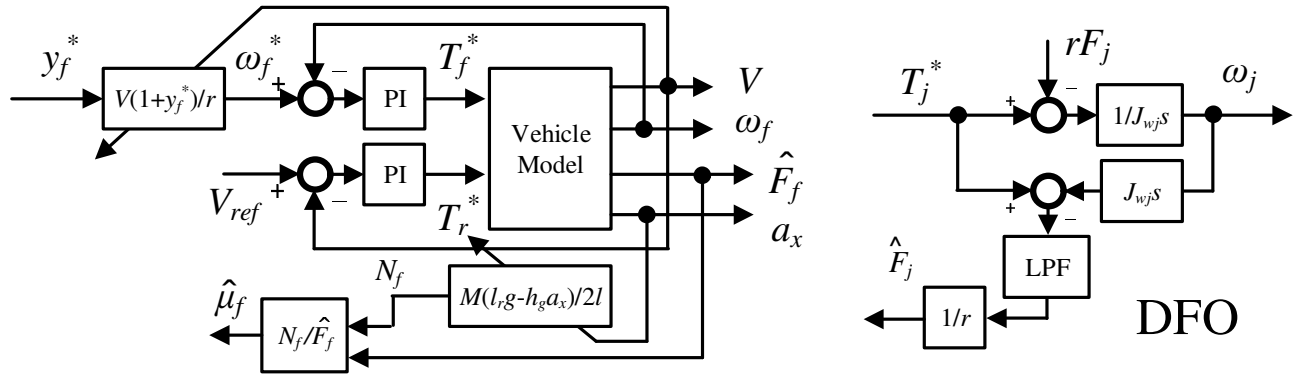


Fig. 19: μ_{\max} estimation controller and driving force observer.

め、摩擦係数 μ_f の推定は (3-6) で実現できる。

$$\hat{\mu}_f = \hat{F}_f / N_f = \frac{2l\hat{F}_f}{M(l_r g - h_g a_x)} \quad (3-6)$$

Fig. 19 に、最大摩擦係数を推定するスリップ率制御系を示す。前輪が正弦波状に変化する指令値を持つスリップ率制御系によって駆動され、後輪は車体速度制御系によって一定速度 V_{ref} を保つ。

前輪に与えるスリップ率指令値 λ_f^* は次式で与えられる。

$$\lambda_f^* = K_1 \sin(2\pi K_2 t) + K_3. \quad (3-7)$$

スリップ率指令の正弦波のパラメータ K_1 , K_2 , K_3 と推定車体速度 V_{est} の決定が重要である。 K_1 がスリップ率の変動幅を決めるが、最適スリップ率 λ_{p0} の具体的な値がある程度わかっている程度小さい方が望ましい。また、 K_3 も同様におおよその予測値に設定すべきである。 K_2 と V_{ref} は最大摩擦係数推定の空間分解能 $\Delta X_{\mu\text{-est}}$ を決定し、以下の式で与えられる。

$$\Delta X_{\mu\text{-est}} = V_{\text{ref}} / K_2. \quad (3-8)$$

路面の最大摩擦係数は位置によって変動することが予想されるため、推定の時間分解能は小さい方が望ましい。しかしながら、 V_{ref} が低いと一定距離に対する推定時間が反比例で長くなってしまふ。また、 K_2 はスリップ率制御系の帯域によって制限される。

3.2 シミュレーションによる μ 変化のある路面での推定

本節では μ 変化のある路面で推定した場合のシミュレーションを行い、効果を確認する。

3.2.1 シミュレーション条件

シミュレーションで使用する車両のパラメータは FPEV-2 Kanon と同一とする。スリップ率制御系に使用する PI 制御器の極は実験車両による実験検証と等しい 15 [rad/s] とする。車体速度は 0 [m/s] から一定加速度で増加し、推定車体速度 V_{est} で再び一定値となるように車体即制御系を実装する。つまり、

$$V_{\text{ref}} = \begin{cases} a_x t & (0 \leq t \leq t_1) \\ V_{\text{est}} & \text{otherwise} \end{cases} \quad (3-9)$$

Tab. 4: Simulation conditions of μ_{\max} estimation.

Initial condition	$V(0), X(0)$	0 m/s, 0 m
SRC	K_1, K_2, K_3	0.1, 1, 0.1
Velocity control	a_x, t_1, V_{est}	1.0, 3.0, 3.0
Road condition	μ_{\max}, λ_{p0}	$\begin{cases} 0.5 & (15 \leq X \leq 25) \\ 0.2 & \text{otherwise} \end{cases}, 0.16$

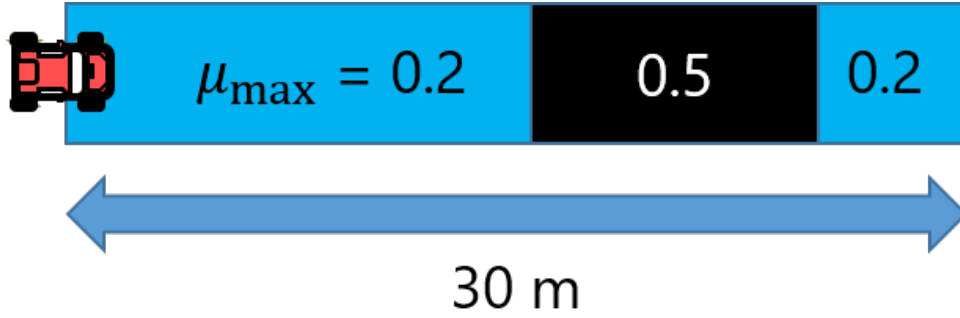


Fig. 20: Illustration of the simulation of μ_{\max} estimation.

で与えられる。推定車体速度に到達後にスリップ率制御系による前輪の駆動をスタートさせる。Table 4 に μ_{\max} 推定のシミュレーション条件を示す。

路面の μ_{\max} は 0.5 と 0.2 の値をとるようにした。それぞれウェットアスファルトとパウダースノーを想定している。推定開始時の位置を $X = 0$ [m] とし、 $15 \leq X \leq 25$ の間が $\mu_{\max} = 0.2$ であり、それ以外の区間は $\mu_{\max} = 0.5$ と設定した。本シミュレーションでは最適スリップ率 $\lambda_{p0} = 0.16$ とした。

3.2.2 シミュレーション結果

Fig. 21 に μ_{\max} のシミュレーション結果を示す。Fig. 21(a) によれば、前輪のスリップ率 λ_f は指令値 λ_f^* に対して位相が遅れ追従性が悪いことが確認できる。これは明らかに制御系の帯域の低さが原因である。より指令値に対する追従性を高めるにはスリップ率指令値パラメータの K_1 と K_2 を小さくするか、制御系の極の絶対値を大きくする必要がある。Fig. 21(b) で明らかなように、前輪の駆動力が常に正であるのに対し、後輪は負である。これは前輪が加速しようと正の駆動力で引っ張るのに対し、車体速制御系が一定速を保とうとしているからである。その結果、車体速度 V はほぼ一定速度となっている (Fig. 21(c))。駆動力推定値 $F_{j\text{-DFO}}$ は真値 $F_{j\text{-true}}$ とよく一致しており、DFO による推定値は十分信頼できるほどの精度があることを示している (Fig. 21(b))。ちなみに、DFO のカットオフ周波数は 100 [rad/s] である。Fig. 21(d) に推定摩擦係数 $\hat{\mu}_f$ と路面の最大摩擦係数 μ_{\max} をプロットしたものを示す。摩擦係数のピークが 1 [s] 毎に現れていることが確認でき、その大きさは μ_{\max} に一致している。 μ_{\max} が急変すると、直後はスリップ率が指令値から大きくずれ推定ができないが、次の μ ピークでは再び推定値のピークが真値に一致している。このように、スリップ率制御系と DFC を組み合わせることで、路面の μ 変化に関わらず最大摩擦係数 μ_{\max} を推定することが可能である。

スリップ率が最適スリップ率 λ_{p0} を大きく超えて変化すると、駆動力は最大値付近で飽和する。これ

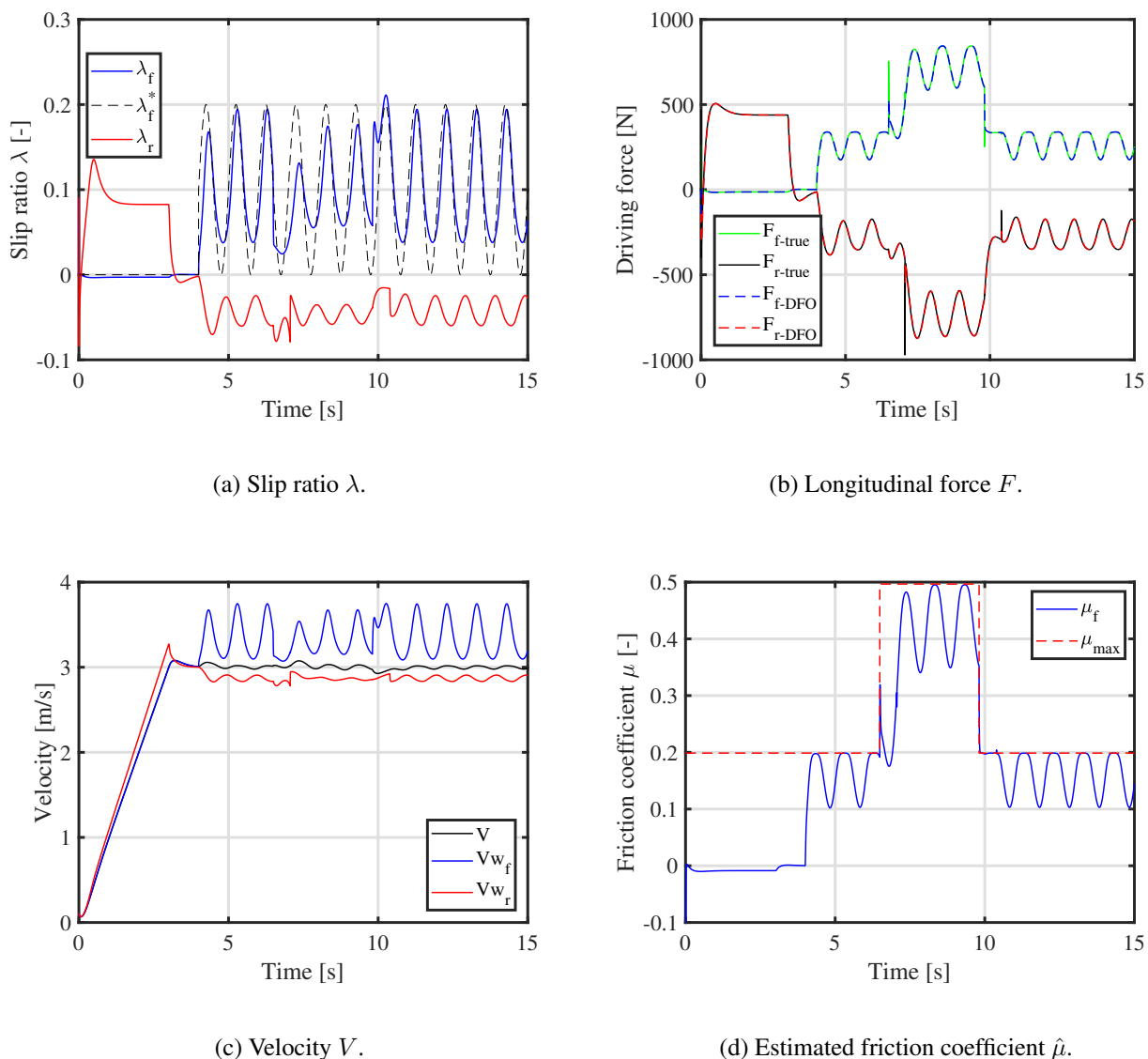


Fig. 21: Simulation results of μ_{\max} estimation.

より、 λ_{p0} は駆動力が飽和する前後に存在すると考えられ、測定結果から予測、推定が可能である。

3.3 低 μ 路上での推定実験の検証

提案する μ 推定の手法を実車を用いて実験検証した。Table 5 に実験検証の諸条件を示す。シミュレーションと同様に、車両は推定車体速度 V_{est} まで加速し、低 μ 路到達後にスリップ率制御系による推定を開始する。Fig. 23 に実験検証の様子を示す。低 μ 路は高分子シートによって再現され、 μ_{\max} は完全に濡らした状態で約 0.2 である。本実験では、光学式車体速計を用いて車体速の真値を取得した。

Fig. 24 に μ_{\max} 推定の実験結果を示す。Fig. 24(a) にスリップ率を示す。はじめの 5[s] でスリップ率の測定値は大きく変動しているが、これは光学式車体速計による測定が開始されていないためである (Fig. 24(b))。光学式車体速計を車体速度が 0 のときに ON させると測定値が出力される問題があったため

Tab. 5: Experimental conditions of μ_{\max} estimation.

Initial condition	$V(0), X(0)$	0 m/s, 0 m
SRC	K_1, K_2, K_3	0.1, 1, 0.1
Velocity control	a_x, t_1, V_{\max}	1.0, 3.0, 3.0
Road condition	$\left\{ \begin{array}{l} \text{wet polymer sheet } (7.5 \leq X \leq 22.5) \\ \text{aspalt otherwise} \end{array} \right.$	

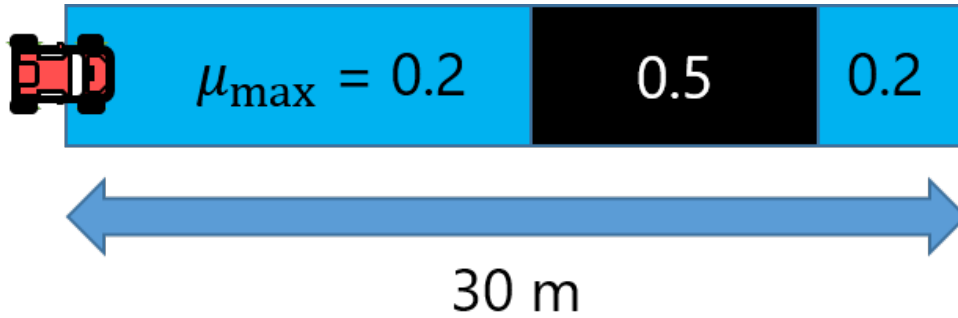


Fig. 22: Illustration of the experiment of μ_{\max} estimation.

ある)。前輪スリップ率 λ_{fj} は指令値 λ_f^* (fig 中では λ_{ref}) に約 0.1 [s] の遅れがあるものの追従している。左前輪車輪速 $V_{w_{fl}}$ は λ_{fl} の変化に伴って増減していることから、スリップ率制御系による前輪のスリップ率制御がうまくいっていることが確認できる。車体速度が 3 [m/s] でほぼ横ばいになっていることから、車体速度制御系による一定速化も同様に成功している。

Fig. 24(d) に低 μ 路の摩擦係数の推定結果を示す。本推定結果は位相遅れのないフィルタ $[(z + 2 + z^{-1})/4]^{20}$ を用いてプロットしている。シミュレーションと異なり推定値が大きく変動しており、これには制御系の帯域や路面の状況の変化など様々な理由が考えられる。しかしながら、推定値 $\hat{\mu}$ はおよそ 0.2 と 0.3 の間で変動しているため、最大値はある程度予測できる。Fig. 25 に λ と $\hat{\mu}$ の拡大図を示す。 λ が小さい時、 $\hat{\mu}$ は同位相で正弦波状に変化している。これは、スリップ率が最適スリップ率より小さく、摩擦係数が単調増加する領域にあるからである。一方、 λ が大きいとき、 $\hat{\mu}$ は細かい変動を伴いながら飽和している。 saturates even fine fluctuation entails. 飽和時の $\hat{\mu}$ の平均をとるとおよそ 0.27 になる (Fig. 25 の黒い破線)。また、 $\hat{\mu}$ の飽和はスリップ率が 0.1 から 0.2 の間で起こっている。この結果より、最適スリップ率は 0.16 と推定し、本推定値をスリップ率制御系のリミッタとして用いる。

このように、スリップ率制御系と DFO を組み合わせることで、最大摩擦係数や最適スリップ率を推定することが可能である。推定値の妥当性は次章の直線路の最短時間運動で示す。

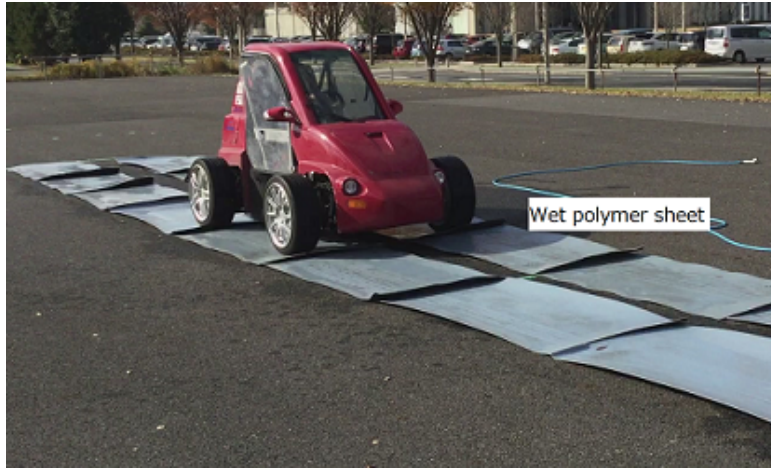
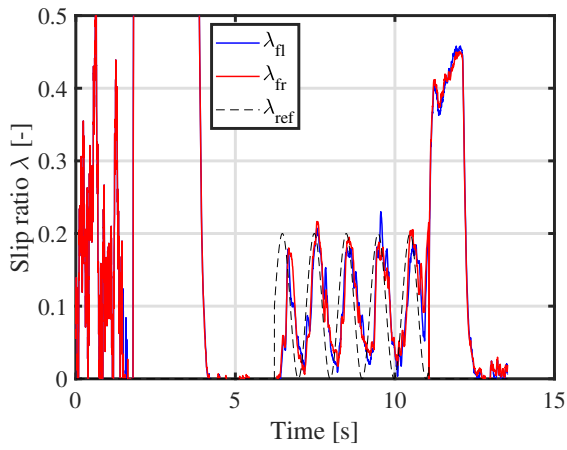
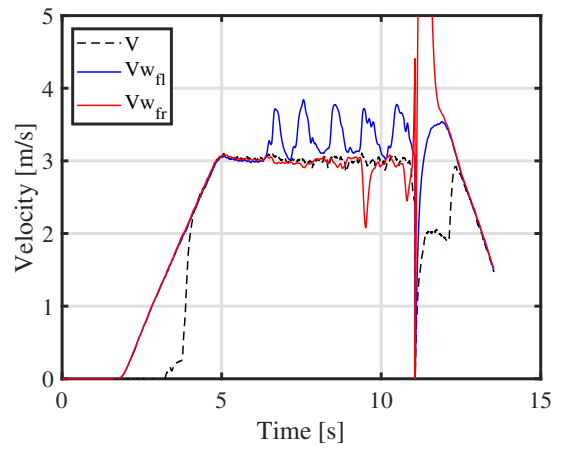


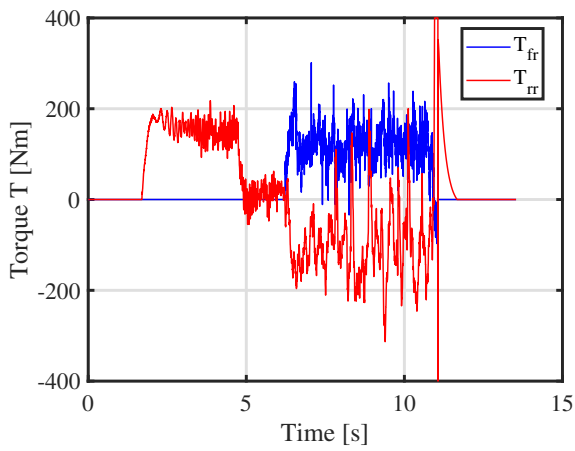
Fig. 23: Experimental setup.



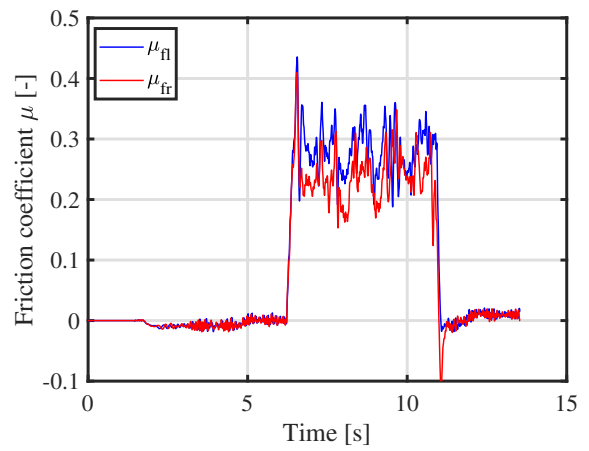
(a) Slip ratio λ .



(b) Velocity V .



(c) Torque T .



(d) Estimated friction coefficient $\hat{\mu}$.

Fig. 24: Experimental results of μ_{\max} estimation.

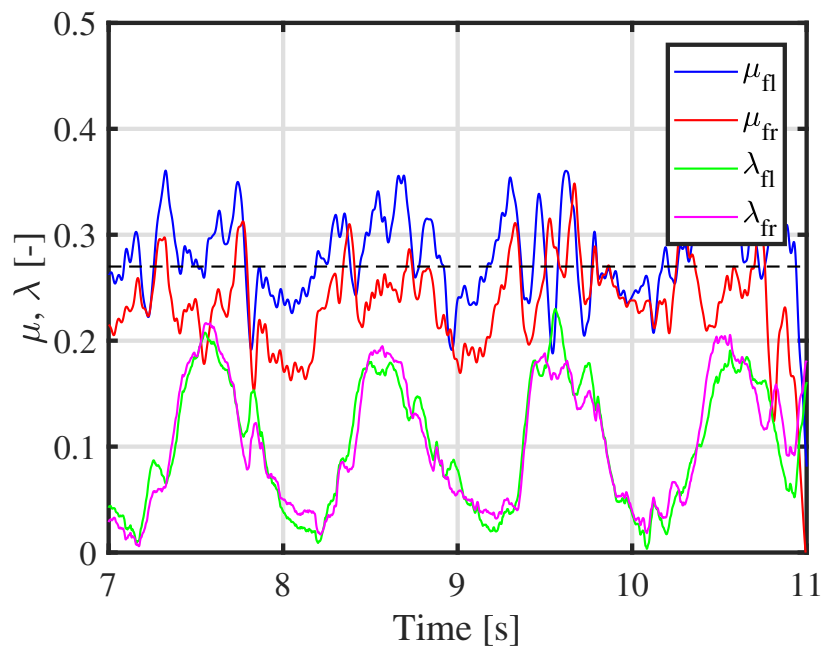


Fig. 25: Enlarged view of λ and μ curves.

第4章

直線路の最短時間運動制御

スリップ率制御系を用いれば、指令値を最適スリップ率に定めることで、常に駆動力を最大化できるため、最も効率良く加減速が可能となる。

つまり、最大摩擦係数や最適スリップ率が既知であれば、直線路の最短時間運動制御が可能となる。本章では最適制御問題の枠組みで定式化を行い、シミュレーションと実験によって検証する。そして、前章で推定した情報が信頼できることを確認する。

4.1 最適制御問題の定式化

4.1.1 直線路車両の運動モデル

本節では直線路に限定した4輪独立駆動が可能な自動車の運動モデルについて述べる。ここでは直進走行のみを考慮するので、左右のトルクは等しい。また、本問題に限り、詳細なモデル化として、空気抵抗やダウンフォースによる垂直荷重の増加を考慮する。車輪の回転運動方程式は(4-1)、車体の運動方程式は(4-2)、(4-3)で表される。

$$J\omega_j \dot{\omega}_j = T_j - rF_j \quad (4-1)$$

$$M\dot{V} = F_{\text{all}} - F_{\text{DR}}(V) \quad (4-2)$$

$$F_{\text{all}} = 2 \sum_{j=f,r} F_j \quad (4-3)$$

ここで、 N_j は車両が車体速 V 、総制駆動力 F_{all} で運動しているときの前後一輪当たりの垂直抗力であり、次式で表される。

$$N_f(V, F_{\text{all}}) = \frac{1}{2} \left(\frac{l_r}{l} Mg - \frac{h_g}{l} \{F_{\text{all}} - F_{\text{DR}}(V)\} \right) (1 + DF) \quad (4-4)$$

$$N_r(V, F_{\text{all}}) = \frac{1}{2} \left(\frac{l_f}{l} Mg + \frac{h_g}{l} \{F_{\text{all}} - F_{\text{DR}}(V)\} \right) (1 + DF) \quad (4-5)$$

ここで、 l_f 、 l_r は車両重心点から前後駆動点までの距離、 h_g は重心高である。このように、車体が加速をすれば前輪の荷重が小さくなり、後輪が大きくなる。減速をすればそれとは逆になる。また、 DF は

ダウンフォースによる輪荷重の増加を示しており、次式で表されるものとする。

$$DF = K_{DF}V^2 \quad (4-6)$$

K_{DF} は空気密度，車体やウイングの形状によって決まる係数である。ここでは簡単化のため，ダウンフォースは空気抵抗と同様に車体重心に働き，速度の2乗に比例するとしている。ダウンフォースは車輪の接地荷重を増やし，加速性能，旋回性能，接地性能の向上に不可欠な要素である。しかしながら，ダウンフォースを大きくしようとする空気抵抗も増加する傾向があるため，注意が必要である。

4.1.2 直線路における最短時間問題

直線路における最短時間問題は以下のように定式化できる。一つ前のコーナー立ち上がりにおける車両の位置と脱出速度と，次のコーナーの位置と進入速度を条件として与える。

$$\min. \quad t_t = \int_{t_0}^{t_f} dt \quad (4-7)$$

$$\text{s.t.} \quad |F_{\text{all}}(t)| \leq F_{\text{lim}}(\mu_{\text{max}}(X), V) \quad (4-8)$$

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) \\ &= \begin{pmatrix} \frac{1}{M}(F_{\text{all}} - F_{\text{DR}}(V)) \\ V(t) \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (4-9)$$

$$\begin{aligned} \chi(\mathbf{x}(t_0)) &= \mathbf{x}(t_0) - \mathbf{x}_0 \\ &= \begin{pmatrix} V(t_0) - V_0 \\ X(t_0) - X_0 \end{pmatrix} = \mathbf{0} \end{aligned} \quad (4-10)$$

$$\begin{aligned} \psi(\mathbf{x}(t_f)) &= \mathbf{x}(t_f) - \mathbf{x}_f \\ &= \begin{pmatrix} V(t_f) - V_f \\ X(t_f) - X_f \end{pmatrix} = \mathbf{0} \end{aligned} \quad (4-11)$$

ここで， $F_{\text{lim}}(\mu_{\text{max}}(X), V)$ ， $\chi(\mathbf{x}(t_0))$ ， $\psi(\mathbf{x}(t_f))$ はそれぞれ最大総制駆動力，初期条件，終端条件である。

最大制駆動力制約

$F_{\text{lim}}(\mu_{\text{max}}(X), V)$ は4輪全てのタイヤが出しうる合計の最大の制駆動力であり，最大摩擦係数 $\mu_{\text{max}}(X)$ と車体速度 V の関数とする。最大摩擦係数 $\mu_{\text{max}}(X)$ は路面の状況変化を考慮し車体の位置 $X(t)$ の関数とする。最大総制駆動力が車体速度の関数にもなっているのは，ダウンフォースによる輪荷重の増加を考慮しているためである。最大総制駆動力 $F_{\text{lim}}(\mu_{\text{max}}(X), V)$ は，(4-3)，(4-4)，(4-5) に最大摩擦係数 $\mu_{\text{max}}(X)$ を代入することで，(4-12) で表される。

$$F_{\text{lim}} = \mu_{\text{max}}Mg(1 + K_{DF}V^2) \quad (4-12)$$

また，車輪速度が増加すると，モータの出力制約によって発生できる駆動力が小さくなる。車輪速度を Vw_j ，モータの最大出力を $P_{\text{max}-j}$ とすると，モータが発生可能な最大駆動力は近似的に次の式で表される。

$$F_{\text{lim}-j} \approx P_{\text{max}-j}/Vw_j \quad (4-13)$$

タイヤが発生可能な最大駆動力は μ_{\max}/N_j であるため、車輪速度 V_{w_j} が以下の条件を満たす場合、駆動力はタイヤ力制約からモータ出力制約に切り替わる。

$$V_{w_j} \geq P_{\max-j}/\mu_{\max}N_j \quad (4-14)$$

更に、モータの最大トルク T_{\max} による制約もある場合、発生できる駆動力は近似的に以下のような制約を受ける。

$$F_j \approx T_{\max}/r \quad (4-15)$$

路面の最大摩擦係数が大きい場合や、車体重量に対して十分に大きな最大トルクや最大出力をモータが持っていない場合は、タイヤは空転することなく常にモータのトルクや出力制約の下で制駆動される。逆の場合、車体速度が低い時はタイヤ力制約、高い時はモータ制約で制駆動される。以降は、機械ブレーキの併用を前提にすることで、制動時はモータによる制約を無視し、タイヤ力制約のみを考えることにする。

バンバン制御

最短時間問題の目的は、初期状態から終端状態への移動時間を最小化することである。ここで、状態変数の変化を示す状態方程式 (4-9) は、制御入力 F_{all} の一次関数になっている。制御入力 F_{all} は (4-8) によって制約を受けるため、制約による最大値 F_{lim} と最小値 $-F_{\text{lim}}$ だけをとれば、状態変数をもっとも大きく変化し、移動時間が最小化されることになる。このように、最短時間問題において、状態方程式が不等式制約付き制御入力の一次関数で表される場合、制御入力は最大値か最小値のみをとることが分かっている [80]。これをバンバン制御 (Bang-bang control) という。バンバン制御になる場合、制御入力が最大値から最小値 (もしくはその逆) へ変化する切り替え時刻 t_s (Switching time) を求める単純な問題に帰着する。今回の直線路における最短時間問題では、はじめは最大駆動力 F_{lim} で加速を行い、切り替え時刻 t_s を境界に最大制動力 $-F_{\text{lim}}$ で減速すればよいことになる。

4.1.3 切り替え時刻 t_s の導出

切り替え時刻 t_s の導出には、(4-2) を数値的に解く方法と、いくつか簡単化された仮定の下で (4-2) を解析的に解く方法がある。両手法では、(4-2) に初期速度 V_0 、終端速度 V_f 、移動距離 $X_{\text{dis}} = X_f - X_0$ を与え、加速から減速に転じる切り替え時刻 t_s を求める。

車両の運動方程式を数値的に解く方法

この方法では、終端条件から (4-2) を逆時間的に解き、最大総制動力 $-F_{\text{lim}}(\mu_{\max}(X), V)$ で減速した場合の速度軌道と車両の位置を次のように求める。

$$\begin{aligned} a_x(t - \Delta t) &= -\frac{1}{M}(F_{\text{lim}}(t) + F_{\text{DR}}(t)) \\ &= -\frac{1}{M}((\mu_{\max}(t)Mg + a) + bV(t) + (\mu_{\max}(t)MgK_{DF} + c)V^2(t)) \end{aligned} \quad (4-16)$$

$$V_{\text{lim}}(t - \Delta t) = V_{\text{lim}}(t) - a_x(t - \Delta t)\Delta t \quad (4-17)$$

$$X(t - \Delta t) = X(t) - V_{\text{lim}}(t - \Delta t)\Delta t \quad (4-18)$$

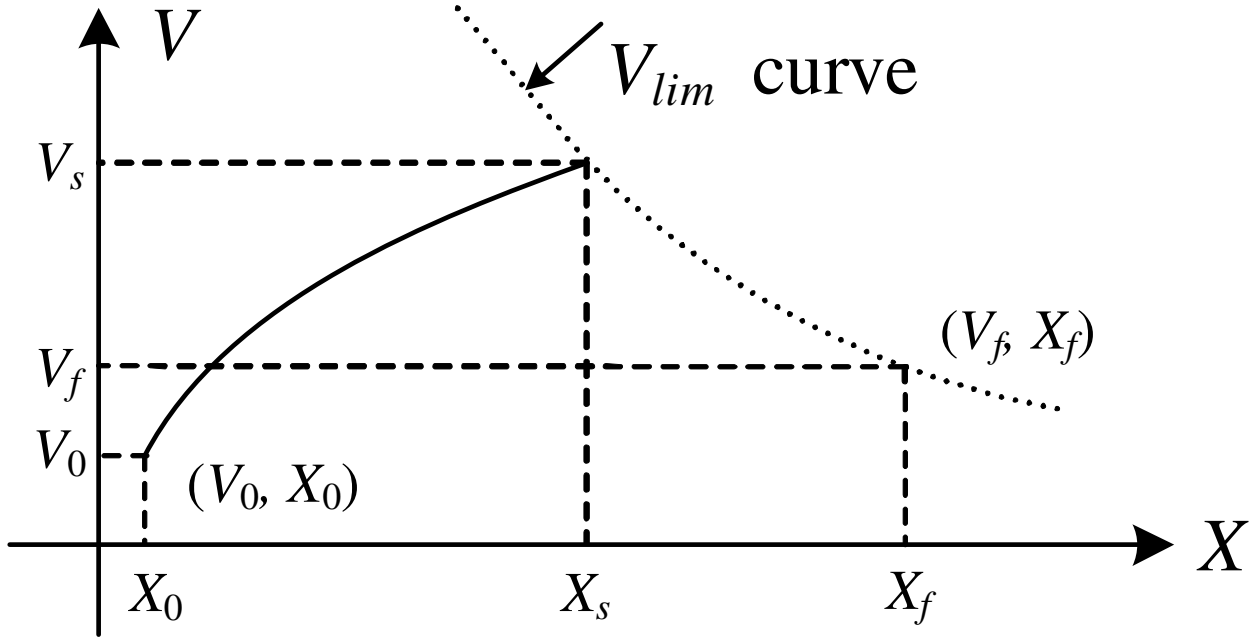


Fig. 26: $V_{lim}(X)$ Curve.

これにより、位置 X に対して、終端条件を満たす限界速度 $V_{lim}(X)$ が得られる。加速中に速度 $V(t)$ と位置 $X(t)$ が分かれば、 $V(X)$ と $V_{lim}(X)$ を比較することで減速へ切り替わる時刻（位置）が分かる。ただし、限界速度 $V_{lim}(X)$ は離散的な X の値に対して与えられているため、時間分解能 Δt を十分小さくする必要がある。後述するシミュレーションでは、時間分解能を $\Delta t[n] = \Delta X_{interval}/V_{lim}[n-1]$ とし、一定距離で区切れるようにしている。Fig. 26 に切り替え時刻導出の概念図を示す。

車両の運動方程式を解析的に解く方法

路面の最大摩擦係数 μ_{max} が常に一定であると仮定すれば、制動時の速度軌道の解析解が得られる。(4-16) を微分方程式の形で表すと以下のようなになる。なお、引き続き機械ブレーキの併用を想定し、モータの最大出力による制動力制約は考えていない。

$$\begin{aligned} \frac{dV_{dec}}{dt} &= -\frac{1}{M} ((\mu_{max}Mg + a) + bV + (\mu_{max}MgK_{DF} + c)V^2) \\ &= -\frac{c'}{M}(V^2 + BV + C') \end{aligned} \quad (4-19)$$

ここで、 $c' = \mu_{max}MgK_{DF} + c$ 、 $B = b/c'$ 、 $C' = (\mu_{max}Mg + a)/c'$ である。この微分方程式は平方完成を経て積分公式を用いて直接積分できる。 $V_{dec}(t_s < t < t_f)$ は次のように求めることができる。

$$V_{dec}(t) = \frac{\sqrt{4C' - B^2}}{2} \tan \left(\frac{c'\sqrt{4C' - B^2}}{2M}(t_f - t) + \tan^{-1} \frac{2V_f + B}{\sqrt{4C' - B^2}} \right) - \frac{B}{2} \quad (4-20)$$

$$X_{dec}(t) = \frac{M}{c'} \ln \frac{\cos \left(\frac{c'\sqrt{4C' - B^2}}{2M}(t_f - t) + \tan^{-1} \frac{2V_f + B}{\sqrt{4C' - B^2}} \right)}{\cos \left(\tan^{-1} \frac{2V_f + B}{\sqrt{4C' - B^2}} \right)} + \frac{B}{2}(t_f - t) + X_f \quad (4-21)$$

終端条件として $V_{dec}(t_f) = V_f$ 、 $X_{dec}(t_f) = X_f$ を用いた。これらの解析解を用いると、大きく分けて3種類の方法で切り替え時刻を求めることができる。一つ目の方法では、(4-20) と (4-21) を用いて、 t を

終端時間 t_f から減少変化させていき、両者の関係を限界速度 $V_{\text{dec}}(X)$ としてプロットしておけば、数値的に解く方法と同様の手順で切り替え時刻が分かる。ただしこの場合も、限界速度は離散的な X の値に対して与えられているため、プロットする時間の刻み幅を十分小さくする必要がある。また2つ目方法では、現在の位置 $X(t)$ から終端位置 X_f までの距離を $X_{\text{dis}}(t)$ とおき、 $X_{\text{dec}}(t) = X_{\text{dis}}(t)$ を満たす終端時間 t_f を数値的に解き、それを $V_{\text{dec}}(t)$ に代入して求め、それを現在の速度 $V(t)$ と比較する。この場合、位置 $X(t)$ が変化するたびに終端時間 t_f を数値的に解く必要があるが、正確な切り替え時刻が求められる。3つ目の方法では、速度に比例する走行抵抗を $b = 0$ と仮定し、 $V_{\text{dec}}(X_{\text{dec}})$ の関係式を導出する。この場合、(4-20), (4-21) は簡単化され、(4-22), (4-23) のように表される。

$$V_{\text{dec}}(t) = \sqrt{C'} \tan \left(\frac{c' \sqrt{C'}}{M} (t_f - t) + \tan^{-1} \frac{V_f}{\sqrt{C'}} \right) \quad (4-22)$$

$$X_{\text{dec}}(t) = \frac{M}{c'} \ln \frac{\cos \left(\frac{c' \sqrt{C'}}{M} (t_f - t) + \tan^{-1} \frac{V_f}{\sqrt{C'}} \right)}{\cos \left(\tan^{-1} \frac{V_f}{\sqrt{C'}} \right)} + X_f \quad (4-23)$$

(4-23) を変形すると、

$$t_f - t = \frac{M}{c' \sqrt{C'}} \cos^{-1} \left(\cos \left(\tan^{-1} \frac{V_f}{\sqrt{C'}} \right) e^{-\frac{c'}{M} (X_f - X_{\text{dec}}(t))} - \tan^{-1} \frac{V_f}{\sqrt{C'}} \right) \quad (4-24)$$

が得られ、これを (4-22) に代入すると、

$$V_{\text{dec}}(t) = e^{\frac{c'}{M} (X_f - X_{\text{dec}}(t))} \sqrt{V_f^2 + C' (1 - e^{-\frac{2c'}{M} (X_f - X_{\text{dec}}(t))})} \quad (4-25)$$

と、 $V_{\text{dec}}(t)$ と $X_{\text{dec}}(t)$ を陽に対応付ける関係式が得られる。ここで、

$$\cos \left(\tan^{-1} \frac{V_f}{\sqrt{C'}} \right) = \sqrt{\frac{C'}{V_f^2 + C'}} \quad (4-26)$$

の関係を用いた。 $V(X)$ をこの式と比較すれば、近似や数値的に解くことが不要なため、最も正確に切り替え時刻を求めることができる。

最大摩擦係数情報の取得

最短時間運動制御では、路面の最大摩擦係数と最適スリップ率が既知であることが不可欠である。走行するコースを事前に周回し、スリップ率指令値を逐次変化させながら駆動力オブザーバで摩擦係数を推定すれば、最大摩擦係数のマッピングが可能であると考えられる。そのため、最大摩擦係数の位置による関数もあらかじめ与えられているものとしてシミュレーションを行う。

4.2 スリップ制御系による最短時間運動制御のシミュレーション

前述した最短時間運動制御では、タイヤ力を最大限発揮する必要があるが、EV であればスリップ率制御系を用いて最適スリップ率で駆動できるため、容易に実現が可能である。前章では最大摩擦係数と最適スリップ率を推定する手法を提案しているため、これらの推定情報を利用して最短時間運動制御を実現できる。

本節ではシミュレーションによる最短時間運動制御を行い、その有効性や μ_{max} 推定や切り替え時刻の導出の重要性を示す。

a, b, c, K_{DF}	109, 0, 0.602, 0
$V_0, X_0, V_f, X_f, \Delta X_{interval}$	3 m/s, 0 m, 3 m/s, 30 m, 0.01 m
μ_{max}, λ_{p0}	$\begin{cases} 0.2 & (20 \leq X \leq 25) \\ 0.5 & \text{otherwise} \end{cases}, 0.16$

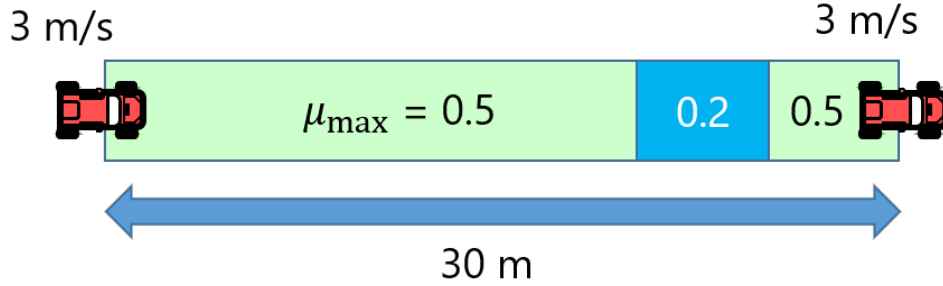


Fig. 27: Illustration of the simulation of minimum-time maneuver.

4.2.1 切り替え時刻の修正

駆動モータのトルクは有限なので、駆動状態から制動状態へ切り替えるとき、スリップ率の変化に一定の時間がかかる。そのため、切り替え時刻を調整する必要がある。切り替え時、車輪速度は $V(1 + \lambda_{p0})$ から $V(1 - \lambda_{p0})$ へ変化する。この過渡期にかかる時間 ΔT_{trans} はおよそ次の式で表される。

$$\Delta T_{trans} = \frac{2\lambda_{p0}VJ_{w_f}}{rT_{max}}. \quad (4-27)$$

この間に車両は ΔX_{trans} だけ進み、

$$\Delta X_{trans} = V\Delta T_{trans} = \frac{2\lambda_{p0}V^2J_{w_f}}{rT_{max}}. \quad (4-28)$$

で与えられる。 ΔT_{trans} を切り替え時刻 t_s の導出に考慮することで、切り替え時にかかる時間に起因する”オーバーラン”を防ぐことができる。

4.2.2 シミュレーション条件

シミュレーション条件を Table 6 と Fig. 27 に示す。シミュレーションに用いた車両パラメータはこれまでと共通である。本シミュレーションでは、距離 30 [m] を移動する所要時間を最小化する運動制御が可能であることを示す。前章のシミュレーションと同様に、 μ 変化がある状況を想定している。比較として、間違った $\mu_{max}(X)$ 情報をもとに最適化された場合のシミュレーションも行った。この場合、最大摩擦係数情報は $\mu_{max}(X) = 0.5$ で一定とし、低 μ 路部分は無視されている。低 μ 路部では加速度が小さくなるため、終端条件を満たせなくなることが予想される。

シミュレーションでは終端条件 (V_f, X_f) を満たす最短時間運動制御が可能であることを示す。車両が終端位置 X_f に到達した場合、車体速度が終端速度 V_f を満たしているに関わらずシミュレーションを終了する。

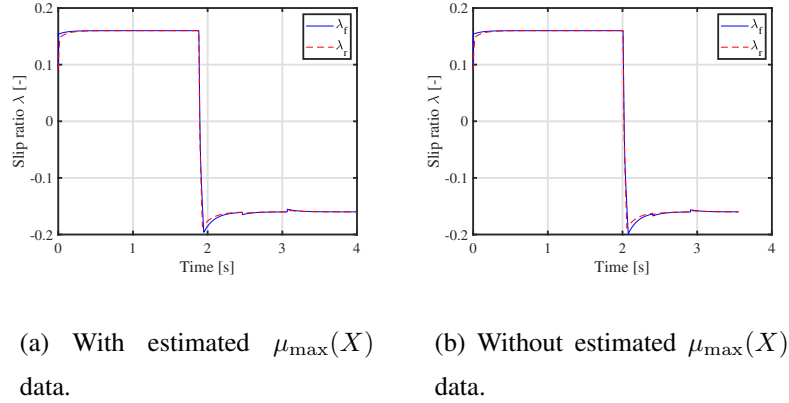


Fig. 28: Slip ratio λ of the minimum-time maneuver simulation. λ takes either λ_{p0} or $-\lambda_{p0}$.

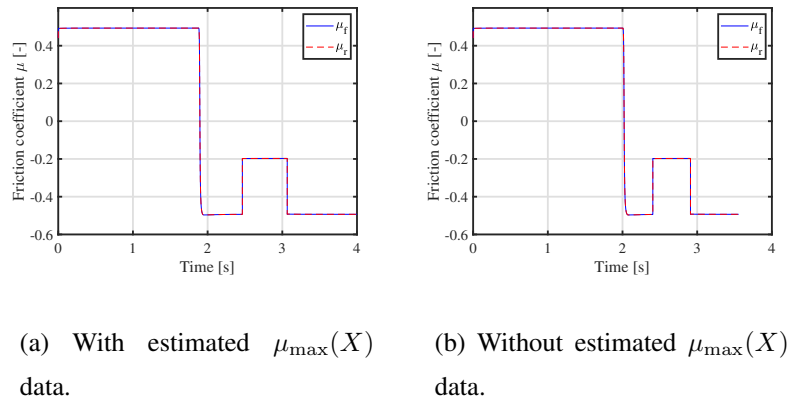


Fig. 29: Friction coefficient μ of the minimum-time maneuver simulation. Thanks to the SRC, μ always stays at μ_{\max} .

4.2.3 シミュレーション結果

Fig. 28～Fig. 31 にシミュレーション結果を示す。

スリップ率制御を利用することの利点として、 μ_{\max} の変動に関わらず制御入力を単純に λ_{p0} とすれば良いことである Fig. 28。 λ_{p0} が多少変動 (0.01 ほど) したとしても、 μ - λ 曲線はほぼ最大値付近でとどまるため、駆動力は常に最大化される。正しい $\mu_{\max}(X)$ 情報によって最適化された場合の結果を見ると、確かに終端条件 $(V_f, X_f) = (3.0, 30)$ を満たしていることが分かる (Fig. 30(a) および Fig. 31(a))。

2つのシミュレーション結果で大きく異なるのは切り替え時間 t_s である。低 μ 路も考慮した場合とそうでない場合の t_s はそれぞれ 1.9 [s], 2.0 [s] である。低 μ 路部分がある場合は減速により多くの時間と距離を要するため、切り替え時刻が早くなるのは直感的に理解できる。わずか 0.1 [s] の差ではあるが、この違いは大変大きい。終端位置に到達する時間は 0.4 [s] も異なる。そして、終端速度は条件である 3 [m/s] に対し、低 μ 路を考慮しない場合は 6 [m/s] と大きく上回り、いわゆる ”オーバーラン” となっている。このシミュレーション結果より、提案法の有効性と正確な μ_{\max} 推定や切り替え時刻の導出の重要性が示された。

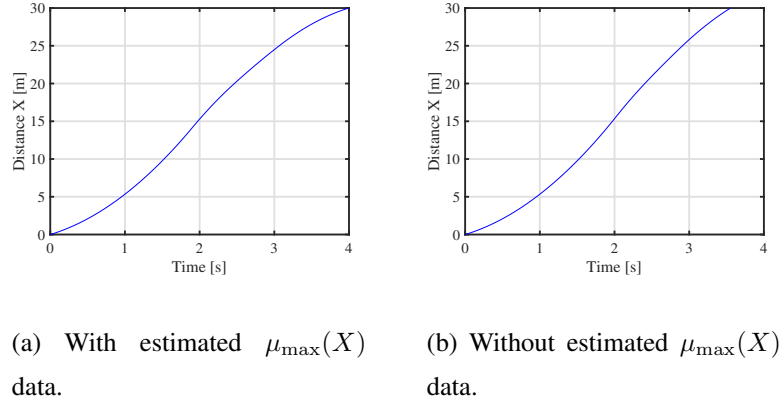


Fig. 30: Distance X of the minimum-time maneuver simulation.

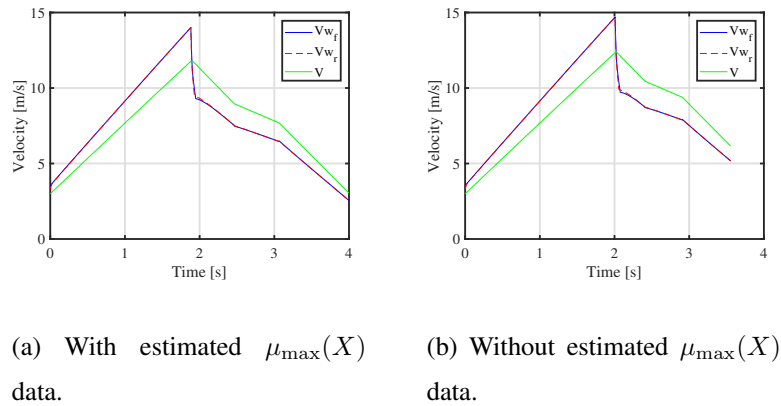


Fig. 31: Velocity V of the minimum-time maneuver simulation. The maneuver with correct μ_{\max} information meets the terminal velocity condition V_f . While the other violates it.

4.3 直線路における最短時間運動の実験検証

シミュレーションでは均一な路面状況や忠実な μ - λ 曲線を再現できるため、極めて理想的な条件であるといえる。しかしながら、現実では路面状況やタイヤの接地具合などが絶えず変化するため、実車を用いた検証が不可欠である。そこで、低 μ 路上で最短時間運動制御の実験を行い、シミュレーションと同様の傾向の結果となるかを検証した。

初期条件と終端条件はそれぞれ $V_0 = V_f = 3$ [m/s], $X_f - X_0 = 12$ [m] とし、前章の推定で得られた最大摩擦係数 $\hat{\mu}_{\max} = 0.27$ と最適スリップ率 $\lambda_{p0} = 0.16$ を切り替え時刻の導出やスリップ率制御系の指令値に利用する。Fig. 32 に実験条件を示す。

実験結果との比較のため、実験検証と路面状況が等しい条件で行った最短時間運動制御のシミュレーション結果を Fig. 33 に示す。

また、最短時間運動制御の実験結果を Fig. 34 と Table 8 に示す。

Fig. 34(a) に前輪のスリップ率指令値 λ_f^* と前左右輪の測定値を示す。図中には示していないが、後輪も等しいスリップ率指令値を与え駆動していたことを注記しておく。 λ_{fr} と λ_{fl} は指令値 λ_f^* を中心に概ね追従できていることが分かる。これにより、 X - V 曲線もシミュレーションのそれとほぼ等しくなって

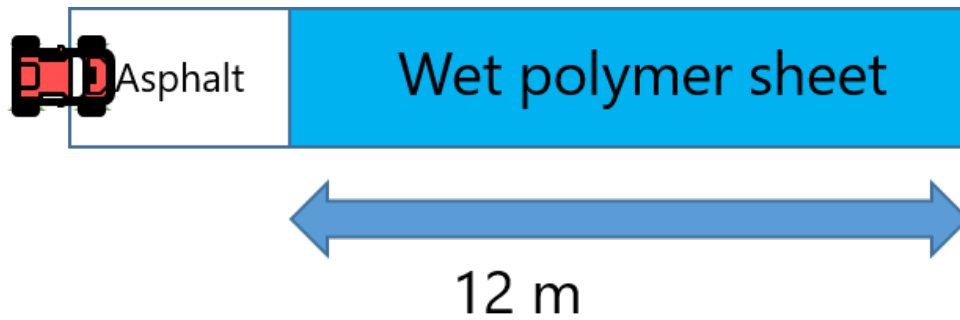


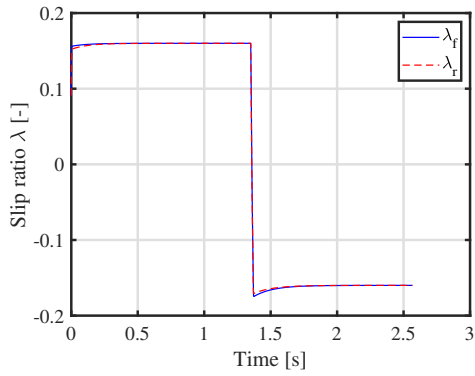
Fig. 32: Illustration of the experiment of the minimum-time maneuver.

Tab. 7: Experimental conditions of minimum-time maneuver.

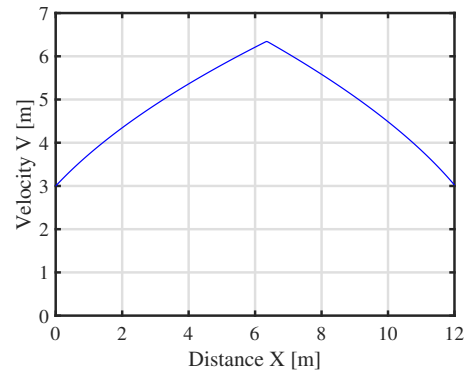
V_0, X_0	3 m/s, 0 m
V_f, X_f	3 m/s, 12 m
μ_{\max}, λ_{p0}	0.27, 0.16

いる。(Fig. 33(b)と Fig. 34(b))。これは、最大摩擦係数や最低スリップ率の推定情報が妥当であり、信頼できることを示している。

Table 8 には切り替え時刻 t_s 、所要時間 t_f 、終端速度 V_f を示している。実験結果はシミュレーションよりも所要時間が長く、終端速度も条件よりも若干大きい結果となっているが、これはスリップ率を 0 の状態で最短時間運動制御を開始し、スリップ率が最適スリップ率に到達するまでにおよそ 0.4 [s] を要しているためである。

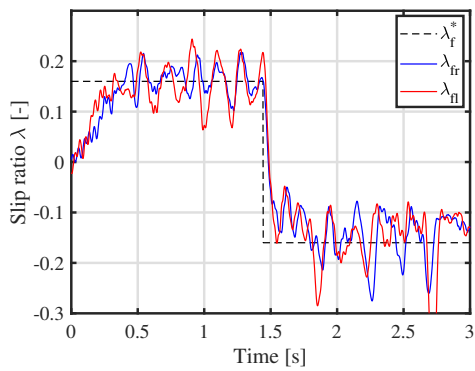


(a) Slip ratio λ .

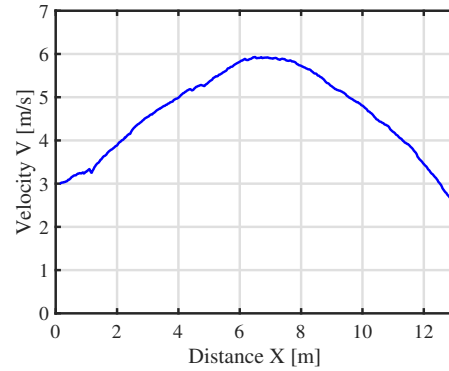


(b) X - V trajectory.

Fig. 33: Simulation results of minimum-time maneuver.



(a) Slip ratio λ .



(b) X - V trajectory.

Fig. 34: Experimental results of minimum-time maneuver.

Tab. 8: Experimental result of minimum-time maneuver.

	Simulation	Experiment
Switching time t_s [s]	1.35	1.40
Execution time t_f [s]	2.55	2.60
Terminal velocity V_f [m/s]	3.0	3.45

第5章

λ-Methodに基づくタイヤ負荷率最大化の 手法

ここまで、最大摩擦係数と最適スリップ率の推定手法を提案し、直線路の最短時間運動制御の実験検証によって推定値の妥当性を示した。本章では、得られたタイヤ特性パラメータとλ-Methodに基づき、タイヤ負荷率が最大となるスリップ率と横滑り角の条件を定量的に導出する。

これを利用することで、タイヤ力を摩擦円限界領域まで利用することが可能となり、従来のトラクション制御にはない、タイヤの縦滑りと横滑りを同時に考慮した新しい制御が可能になる。

5.1 タイヤ負荷率最大化条件の導出

直進時($\alpha = 0$)、スリップ率ベクトルの絶対値は(2-17)、(2-18)に代入することで、 $|\lambda| = \lambda$ が得られる。前章で述べたとおり、 $\alpha = 0$ 、 $\lambda = \lambda_{p0}$ の時、摩擦係数 μ は最大値 μ_{\max} をとる。これより、タイヤ負荷率を最大化するためには

$$\mu(|\lambda|) = \mu(\lambda_{p0}) = \mu_{\max} \quad (5-1)$$

を満たせばよい。つまり、スリップ率ベクトルの大きさが常に最適スリップ率 λ_{p0} となるよう横滑り角 α とスリップ率 λ を制御すれば、任意のタイヤ力方向 θ にタイヤ負荷率 η を最大化することが可能となる。 θ の大きさにより3通りの場合がある。

5.1.1 $0 \leq \theta < \cos^{-1} \lambda_{p0}/2$ の場合

この場合を駆動モードと呼ぶことにする。 $|\mathbf{V}_w| > |\mathbf{V}|$ が成立し、 $K > 1$ である。Fig. 35(a)に駆動モードの場合の幾何学的関係を示す。与えられた $|\lambda| = \lambda_{p0}$ と θ の条件より、

$$\alpha(\theta) = \tan^{-1} \frac{\lambda_{p0} \sin \theta}{1 - \lambda_{p0} \cos \theta} \quad (5-2)$$

$$\lambda_p(\theta) = 1 - \sqrt{1 - 2\lambda_{p0} \cos \theta + \lambda_{p0}^2} \quad (5-3)$$

が得られる。

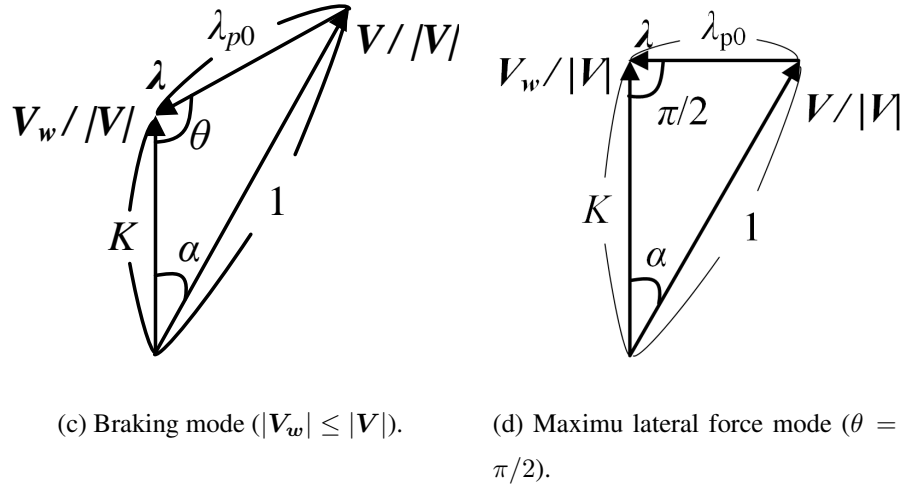
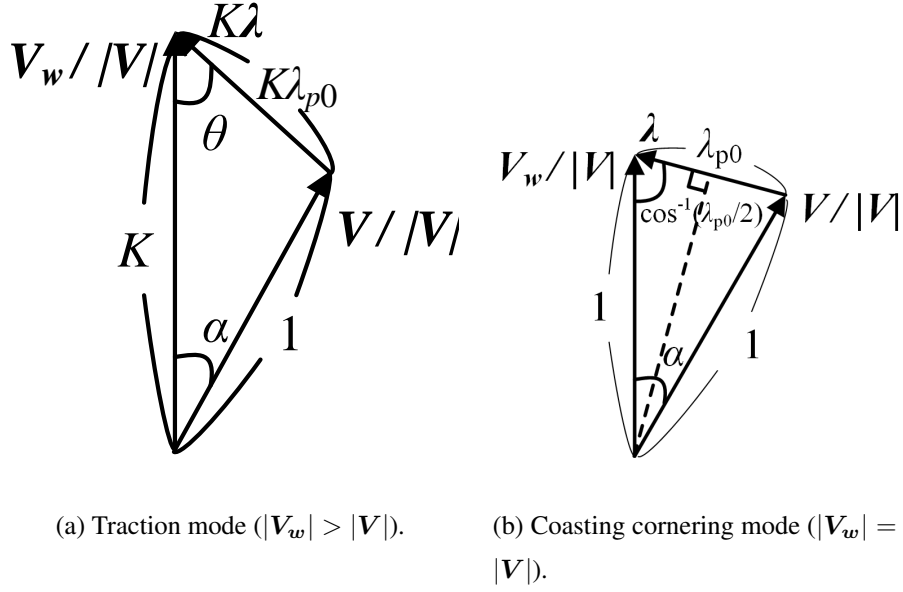


Fig. 35: Geometric relations of λ method.

5.1.2 $\theta = \cos^{-1} \lambda_{p0}/2$ の場合

この場合を惰性旋回モードと呼ぶことにする。 $|V_w| = |V|$ が成立し、 $K = 1$ である。Fig. 35(b) に惰性旋回モードの場合の幾何学的関係を示す。この時、

$$\alpha(\theta = \cos^{-1} \lambda_{p0}/2) = \cos^{-1} \sqrt{1 - \frac{\lambda_{p0}^2}{4}} \quad (5-4)$$

$$\lambda(\theta = \cos^{-1} \lambda_{p0}/2) = 0 \quad (5-5)$$

が得られる。

5.1.3 $\cos^{-1} \lambda_{p0}/2 \leq \theta < \pi$ の場合

この場合を制動モードと呼ぶことにする。 $|\mathbf{V}_w| \leq |\mathbf{V}|$ が成立し、 $0 < K \leq 1$ である。Fig. 35(c) に制動モードの場合の幾何学的関係を示す。この時、

$$\alpha(\theta) = \sin^{-1}(\lambda_{p0} \sin \theta) \quad (5-6)$$

$$\lambda_p(\theta) = \lambda_{p0} \cos \theta + \sqrt{1 - \lambda_{p0}^2 \sin^2 \theta} - 1 \quad (5-7)$$

が得られる。

また、横力が最大になる条件は $\theta = \pi/2$ を代入することで、

$$\alpha_{\text{lat-max}} = \sin^{-1}(\lambda_{p0}) \quad (5-8)$$

$$\lambda_{\text{lat-max}} = \sqrt{1 - \lambda_{p0}^2} - 1 \quad (5-9)$$

が得られる。Fig. 35(d) にこのときの幾何学的関係を示す。 λ_{p0} が十分に小さければ、 $\alpha_{\text{lat-max}}$ は λ_{p0} 等しいとみなせる。

5.1.4 提案手法の実装と適用

提案手法では λ -Method に基づき、任意のタイヤ力方向 θ にタイヤ負荷率が最大化されるスリップ率と横滑り角を導出した。駆動モータとアクティブ操舵を用いれば高速かつ精度の高いスリップ率制御や横滑り角制御が可能であるため、任意のタイヤ力方向に各輪のタイヤ負荷率を最大化するタイヤ力制御を実装できる。

もう一つの提案手法の適用として、旋回中に発生する横滑り角からタイヤ力が最大となるスリップ率を逐次算出し、これをスリップ率制御系やそれをインナーループに持つ駆動力制御系 [31] のスリップ率制限値として動的に可変にする方法がある。ドライバがマニュアルで操舵する車両では、これを適用することでスムーズな旋回が可能になる。これは第7章で詳しく取り上げる。

5.1.5 1輪に対するタイヤ力制御のシミュレーション

提案手法の有効性を示すために、1輪に対するタイヤ力制御のシミュレーションを行った。Fig. 36 と Table 9 にそのブロック図とシミュレーション条件を示す。本シミュレーションでは最適スリップ率 λ_{p0} とタイヤ力方向 θ の指令値を入力とし、提案手法によって算出されるスリップ率 λ と横滑り角 α を出力とする。これらの値を λ -Method と Magic formula で記述したタイヤモデルに入力し、前後力 F_X と横力 F_Y を出力させる。タイヤ力の大きさ F は

$$F = \sqrt{F_X^2 + F_Y^2} \quad (5-10)$$

で求める。タイヤ負荷率 η 、及びその前後成分、横成分 η_x 、 η_y は

$$\eta = |F/\mu_{\max}N|, \eta_x = |F_X/\mu_{\max}N|, \eta_y = |F_Y/\mu_{\max}N| \quad (5-11)$$

で計算する。Fig. 37 に1輪に対するタイヤ力制御のシミュレーション結果を示す。 $\theta = 0, 180 \text{ deg}$ の時、タイヤは直進状態にある。この時、 F_X が最大化され、 F_Y はゼロであることが Fig. 37(c) から確認でき

Tab. 9: Simulation condition of tire force maximization.

θ	λ_{p0}	μ_{\max}	V	N
0-180 deg	0.16	1.0	10 m/s	2500 N

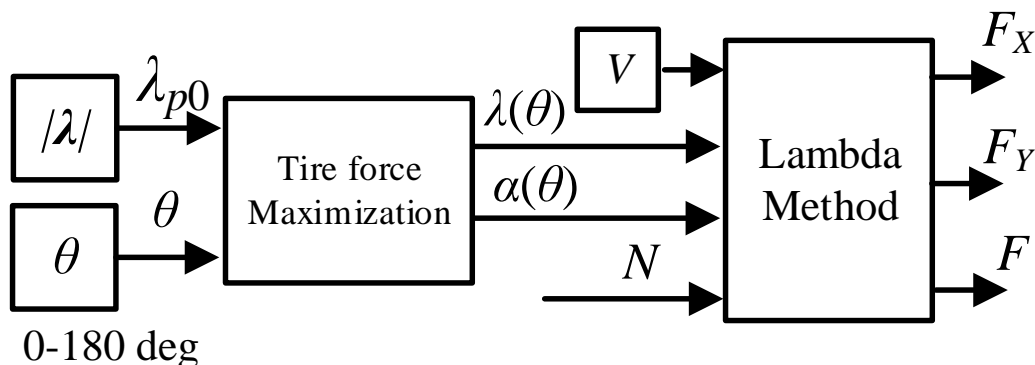


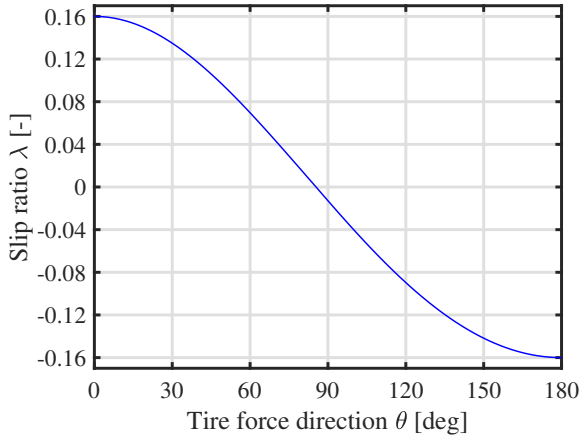
Fig. 36: Tire workload maximization simulation.

る。また、 $\theta = 90 \text{ deg}$ の時は逆に、 F_X はゼロとなり、 F_Y が最大化されている。 θ の増加に合わせて F_X と F_Y が正弦波状に変化し、 F が一定になっている。Fig. 37(d) で明らかなように、タイヤ負荷率 η が常に一定値 1 をとり、任意のタイヤ力方向 θ でタイヤ力が最大化されていることがわかる。

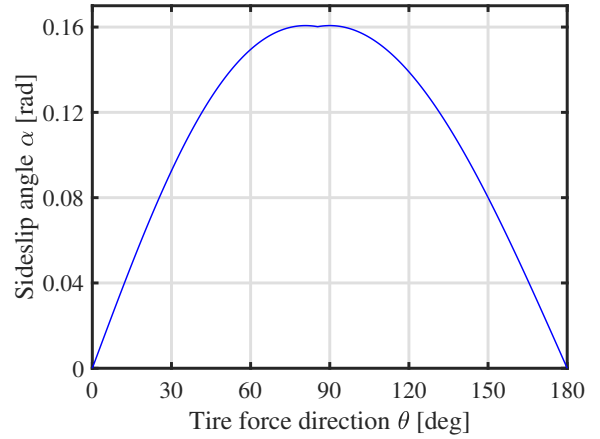
Fig. 38 は同じタイヤモデルに対し λ と α を変化させた時のタイヤ負荷率 η をプロットしたものである。 λ と α が 0 に近い時、これらの絶対値が増加すると η も伴って増加するが、1 になるとそれ以降は単調減少する。 $\eta = 1$ を満たす集合が閉曲線として存在し、これはタイヤ負荷率最大化手法で導出した λ と α の組み合わせにほかならない。図中で駆動モードと制動モードの集合をそれぞれ赤線と青線で示しており、その線上で $\eta = 1$ となっていることが分かる。また、この線上では $|\lambda| = \lambda_{p0}$ が成り立つ。閉曲線の外側ではタイヤはスリップ状態にあり、安定した走行のために避けられるべき領域である。よって、スリップ率と横滑り角を常に閉曲線内の領域に収まるように制御することで車両運動の安定化にも応用することが可能である。

5.2 タイヤ力制御の実験検証

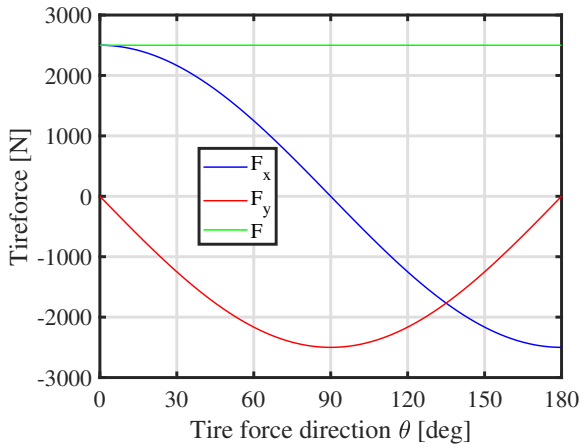
実車を用いた実験によってタイヤ力制御の有効性を検証した。Fig. 50 に実験で使用した制御系のブロック線図を示す。本実験では旋回低 μ 路上を走行し、ドライバーが操舵しながら旋回する。横滑り角やタイヤ力方向の制御は行わない一方、測定される横滑り角の変化に合わせて駆動輪のスリップ率指令を動的に変化させ、常にタイヤ負荷率が最大化されるようにする（3.3 節における後者のタイヤ力制御である）。よって、前章では最適スリップ率 λ_{p0} と所望の入力、スリップ率 λ と横滑り角 α を出力としていたが、本制御系では α が入力、 λ と θ が出力となっている。出力される θ は、横滑り角が α で与えられた場合にタイヤ負荷率が最大化されるタイヤ力方向を λ -Method で計算した値となる。前輪をスリップ率制御系で駆動させる一方、後輪は車体速度制御系で駆動し、一定速度を維持させる。



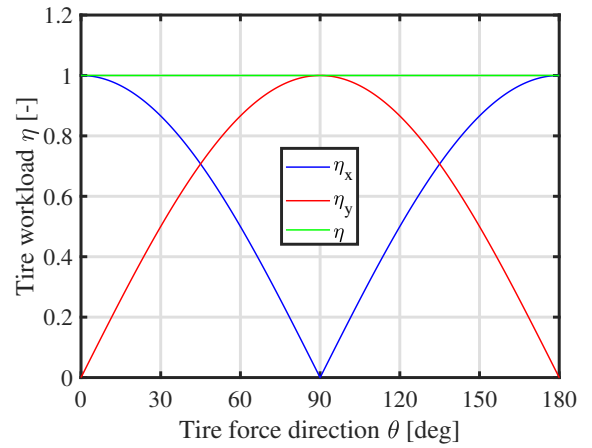
(a) θ - λ curve.



(b) θ - α curve.



(c) θ - F curve.



(d) θ - η curve.

Fig. 37: Simulation results of tire workload maximization.

5.2.1 スリップ率指令値の生成

Fig. 37(b) で明らかなように、同一の横滑り角 α に対し、タイヤ負荷率 η が最大化されるスリップ率 λ が駆動モードと制動モードで2つ与えられるため、区別する必要がある。

Fig. 35(a) より、駆動モードにおいて横滑り角 α_{fj} が与えられた場合に、タイヤ負荷率 η が最大化されるタイヤ力方向 $\theta_{\text{trac}}(\alpha_{fj})$ とスリップ率指令値 $\lambda_{p\text{-trac}}(\alpha_{fj})$ は幾何学的に

$$\theta_{\text{trac}}(\alpha_{fj}) = \tan^{-1} \frac{\sin \alpha_{fj}(1 - \lambda_{p0}^2)}{\sqrt{\cos^2 \alpha - 1 + \lambda_{p0}^2}} \quad (5-12)$$

$$\lambda_{p\text{-trac}}(\alpha_{fj}) = 1 - \frac{1 - \lambda_{p0}^2}{\cos \alpha_{fj} + \sqrt{\cos^2 \alpha_{fj} - 1 + \lambda_{p0}^2}} \quad (5-13)$$

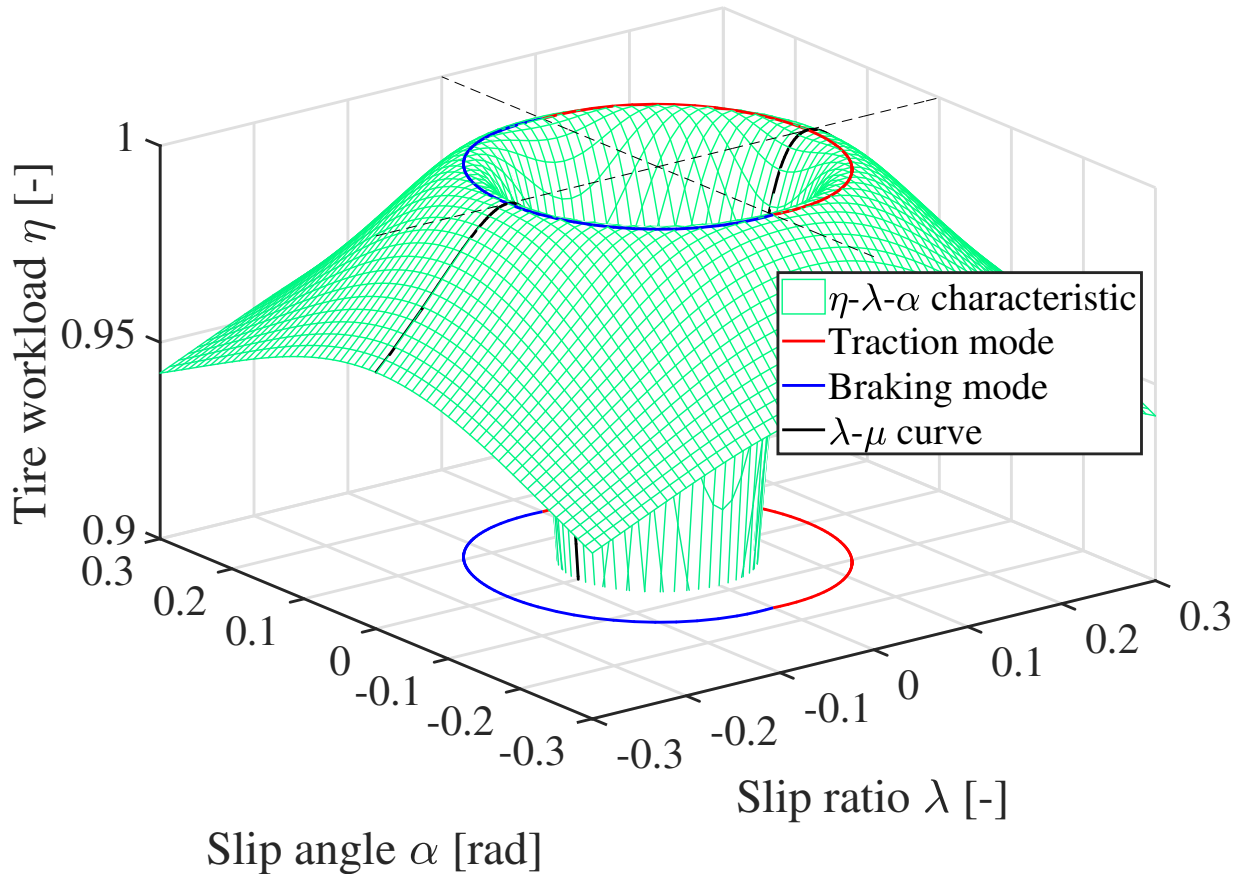


Fig. 38: Tire workload η characteristic. The circle is a set of λ and α where $\eta = 1$ holds, obtained by proposed method.

と求まる。同様に、制動モードの場合は

$$\theta_{\text{brk}}(\alpha_{fj}) = \pi - \tan^{-1} \frac{\sin \alpha_{fj}}{\sqrt{\cos^2 \alpha_{fj} - 1 + \lambda_{p0}^2}} \quad (5-14)$$

$$\lambda_{p\text{-brk}}(\alpha_{fj}) = 1 - \cos \alpha_{fj} - \sqrt{\cos^2 \alpha_{fj} - 1 + \lambda_{p0}^2} \quad (5-15)$$

である。両モードにおいて横滑り角が $\alpha_{fj} > \sin^{-1}(\lambda_{p0})$ となる場合は、スリップ率 λ に関わらずタイヤ負荷率 η は最大化されず、スリップ領域に入ってしまう。この場合はタイヤのスリップを最小化すべくスリップ率指令値 $\lambda_p(\alpha_{fj}) = 0$ とする。

5.2.2 実験条件

実験では、駆動モードと制動モードそれぞれにおけるタイヤ力制御を行った。Table 11 と Fig. 51 に実験条件と概略図を示す。実験は低 μ 路を再現するために水で濡らした高分子シートを用いた。

この低 μ 路の横滑り角が 0 の時の最適スリップ率 λ_{p0} はおよそ駆動モードで $\lambda_{p0\text{-trac}} = 0.16$ 、制動モードで $\lambda_{p0\text{-brk}} = -0.2$ であり、これらをタイヤ力制御の指令値に利用する。また、駆動モードで $\mu_{\text{max-trac}} = 0.27$ 、制動モードで $\mu_{\text{max-brk}} = -0.23$ の最大摩擦係数を持つ。これは第 3 章と第 4 章で得

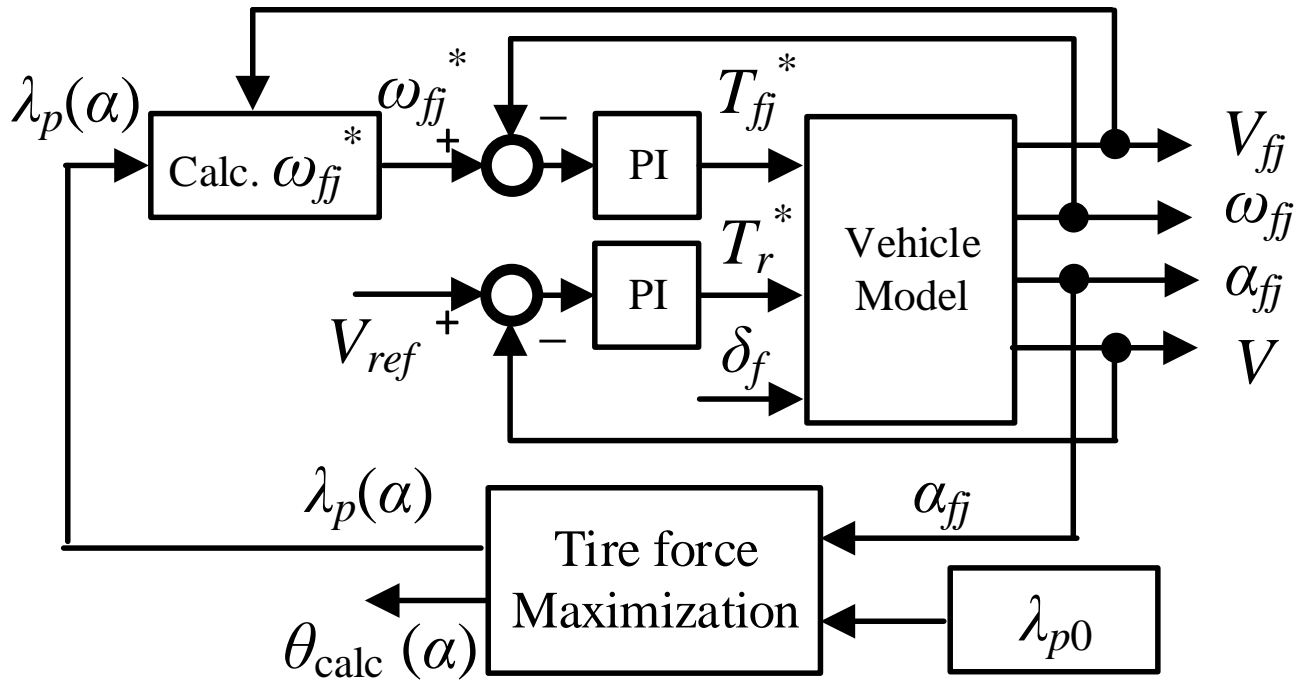


Fig. 39: Slip ratio control system for experimental verification of tire force control on critical cornering.

られた推定結果に基づいている。

駆動モードと制動モードで最大摩擦係数や最適スリップ率 λ_{p0} の大きさが異なる理由として、本実験が水で濡らした高分子シート上で行われたことが挙げられる。実験で使用したタイヤは排水用の溝があるラジアルタイヤであり、駆動時と制動時では水の掃け方が変化する。そのため、これらパラメータも伴って変化したのではないかと考えられる。当然ながら、水の有無にもかかわらず、制駆動時のタイヤの変形の仕方や合成も異なることも要因であると思われる。なお、最大摩擦係数情報はタイヤ負荷率の算出のみに用いられ、タイヤ力制御には不要であることを明記しておく。

後輪に適用する車体速度制御系の車体速度指令値は $V_{ref} = 6$ [m/s] である。実験車両が低 μ 路に進入してからタイヤ力制御に基づくスリップ率指令値で前輪を駆動させる。同時に、前輪操舵角の絶対値を徐々に増加させる。これによりタイヤの横滑り角が増加するため、前輪に与えるスリップ率指令値の大きさは徐々に小さくなる。

駆動モードの場合、Fig. 40(b)のように、タイヤ力の向きは摩擦円の縁を前後方向が最大となる点 start から横力が最大となる点 finish に移動していくはずである。

また、駆動モードでは従来法として、前輪横滑り角に関わらず前輪スリップ率指令値を最適スリップ率 $\lambda_{p0-trac}$ で一定とした場合も実験検証した。この場合、横滑り角が0の時のみタイヤ負荷率の最大化は可能であるが、スリップ率指令値を固定しているためスリップ率ベクトルの大きさが過大となり、タイヤ負荷率は最大化されない。

5.2.3 各輪の横力の推定

実験でのタイヤ力方向 θ やタイヤ負荷率 η の算出のためには各前輪の横力 F_{yfl} と F_{yfr} を推定する必要がある。簡単化のため、 $(F_{yfl} - F_{yfr}) \sin \delta_f \approx 0$ と仮定する。この仮定を (2-5) と (2-6) に当てはめる

Tab. 10: Experimental condition of tire force control.

$\lambda_{p0\text{-trac}}$	$\lambda_{p0\text{-brk}}$	$\mu_{\text{max-trac}}$	$\mu_{\text{max-brk}}$	V_{ref}
0.16	-0.2	0.27	-0.23	6 m/s

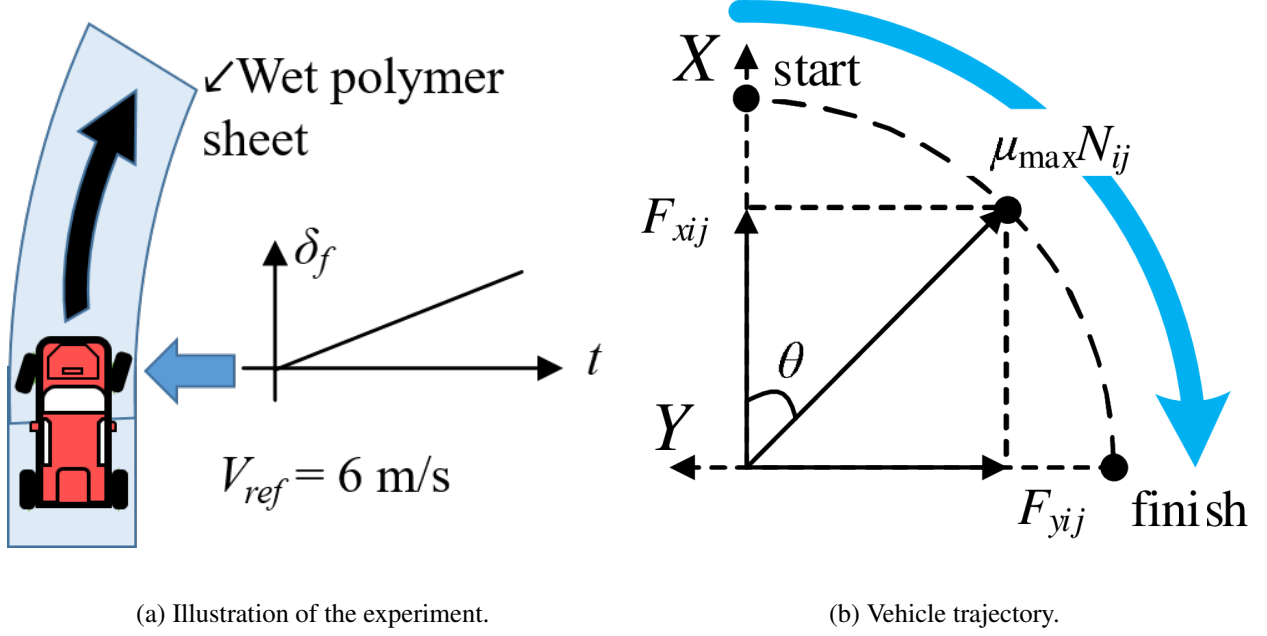


Fig. 40: Experimental setup.

ことで,

$$F_{yfl} + F_{yfr} = \frac{1}{l \cos \delta_f} (l_r M a_y - l(F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta_f + I \dot{\gamma} - \frac{d}{2}(-F_{xfl} + F_{xfr} - F_{xrl} + F_{xrr})) \quad (5-16)$$

が得られる。

推定のため、左右輪の横滑り角は等しいと仮定し ($\alpha_{fl} = \alpha_{fr}$)、左右輪の横力の推定値 \hat{F}_{yfl} , \hat{F}_{yfr} は車輪の垂直抗力 N_{ij} で比例分配されるとする。つまり,

$$F_{yfl} + F_{yfr} = \hat{F}_{yfl} + \hat{F}_{yfr} \quad (5-17)$$

$$\hat{F}_{yfl} : \hat{F}_{yfr} \approx N_{fl} : N_{fr} \quad (5-18)$$

とする。 N_{ij} は次式で表す。

$$N_{fl} = \frac{l_r}{2l} Mg - \frac{h_g}{2l} M a_x - \frac{h_g}{2d_f} M a_y \quad (5-19)$$

$$N_{fr} = \frac{l_r}{2l} Mg - \frac{h_g}{2l} M a_x + \frac{h_g}{2d_f} M a_y \quad (5-20)$$

横力の推定値は次のように得られる。

$$\hat{F}_{yfl} = (F_{yfl} + F_{yfr}) \frac{N_{fl}}{N_{fl} + N_{fr}} \quad (5-21)$$

$$\hat{F}_{yfr} = (F_{yfl} + F_{yfr}) \frac{N_{fr}}{N_{fl} + N_{fr}} \quad (5-22)$$

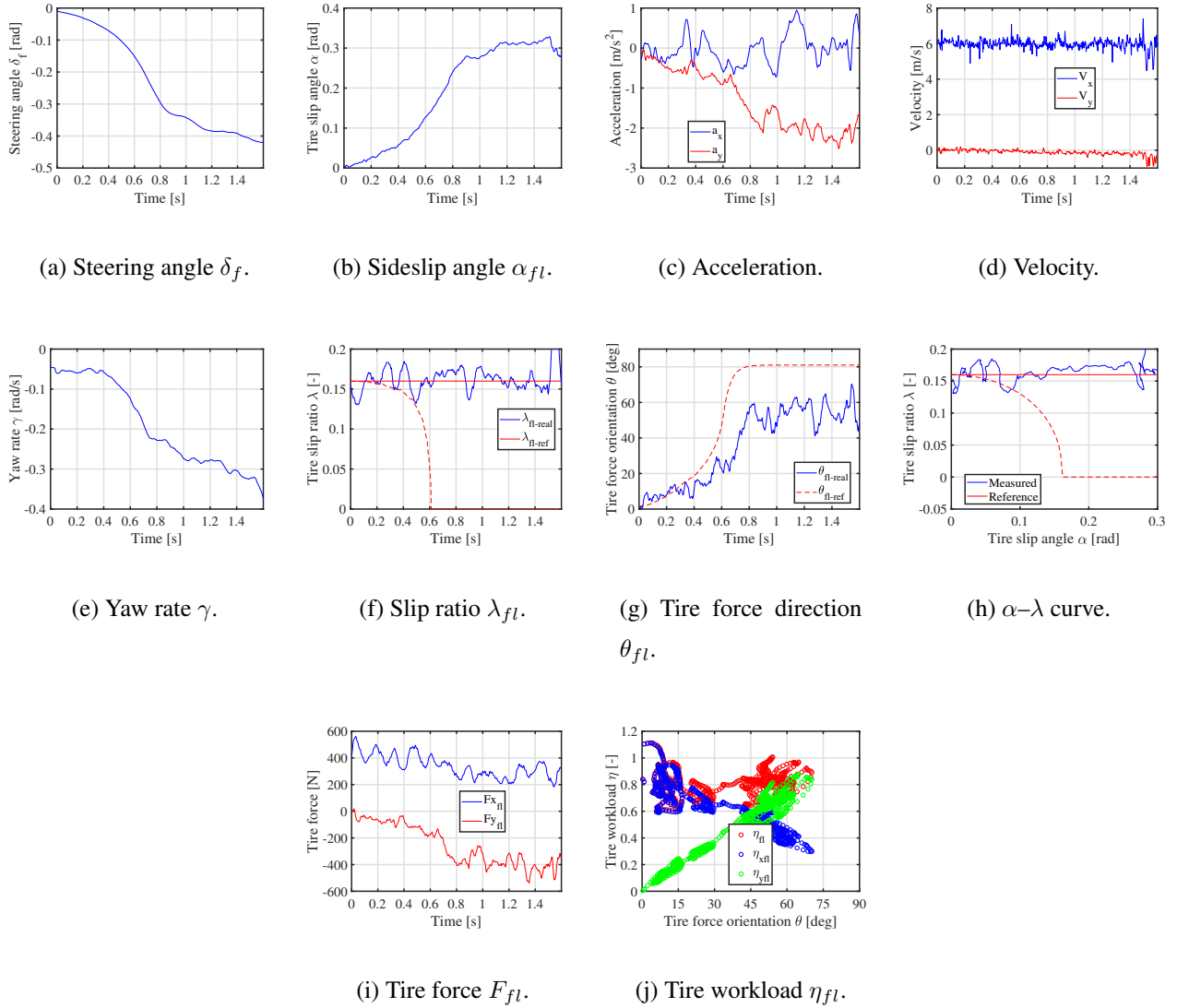


Fig. 41: Experimental results of tire force control (Traction mode, fixed slip ratio as the conventional).

5.2.4 実験結果

Fig. 41 に駆動モードにおいて前輪スリップ率指令値を最適スリップ率 λ_{p0} $\lambda_{p0-trac}$ で一定とした従来法, Fig. 42 と Fig. 43 に駆動モードと制動モードにおけるタイヤ力制御の実験結果をそれぞれ示す (左前輪の結果のみ示している)。

まず, 駆動モードで前輪スリップ率指令値を最適スリップ率 λ_{p0} $\lambda_{p0-trac}$ で一定とした従来法と, 可変としたタイヤ力制御の実験結果について述べ, 比較を行う。Fig. 41(a), Fig. 41(b), Fig. 41(c), Fig. 41(d), Fig. 41(e) はそれぞれ従来法における前輪操舵角 δ_f , 横滑り角 α_{fl} , 加速度 a , 車体速度 V , ヨーレート γ を示す。 $|\delta_f|$ の増加に伴い, α_{fl} , γ , 横加速度 a_y の大きさも増加していることが確認できる。また, 後輪に適用された車体速度制御系によって, 前後加速度 a_x はほぼ 0 付近を前後し, 前後速度 V_x もほぼ一定となっている。これは提案制御手法の場合も同様である。Fig. 42(f) と Fig. 42(g) に, 提案法におけるスリップ率 λ の指令値 λ_{p-trac} とタイヤ力方向 θ の計算値 $\theta_{calc-trac}$ (図中ではそれぞれ λ_{fl-ref} , $\theta_{fl-calc}$ と表記している) と測定値 $\lambda_{fl-real}$, $\theta_{fl-real}$ を示す。 $\theta_{fl-real}$ は $\theta_{fl-real} = |\tan^{-1}(\hat{F}_{yfl}/\hat{F}_{xfl})|$ で算出しており, \hat{F}_{xfl} は DFO による推定値である。従来法ではスリップ率指令値は固定値である一方, 参考と

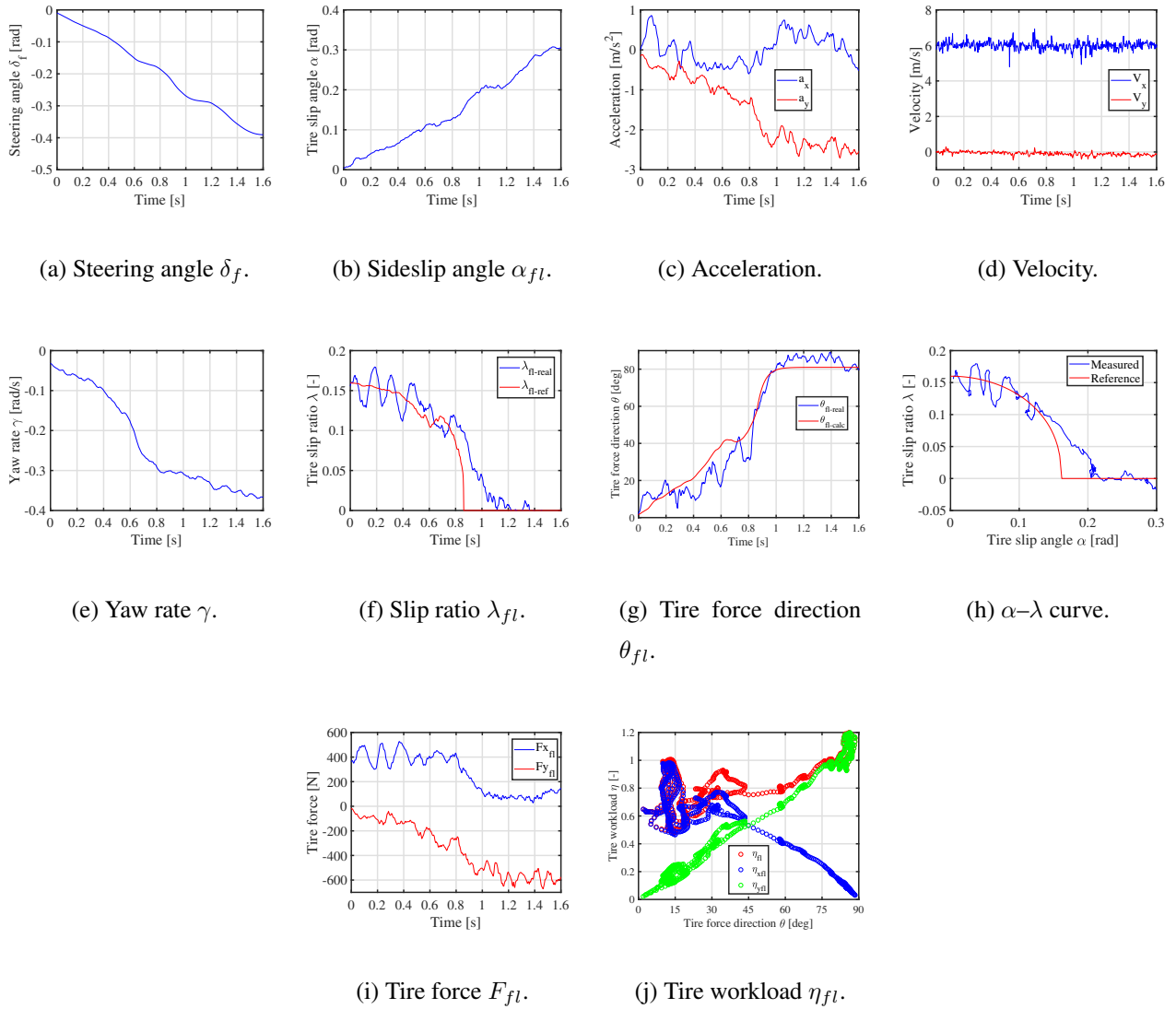


Fig. 42: Experimental results of tire force control (Traction mode, variable slip ratio as the proposed).

して赤の破線で提案法によるスリップ率指令値を示した (Fig. 41(f))。また、タイヤ力方向 θ についても赤の破線で提案法による計算値を示した (Fig. 41(g))。

提案法では、 λ -Method に基づいて予測されるタイヤ力方向 θ の計算値 θ_{fl-ref} と測定値 $\theta_{fl-real}$ も良好な一致が確認でき、その誤差はおよそ 10 deg 以内である。この誤差の範囲内であれば、 $\cos(10 \text{ deg}) \approx 0.985$ であるため、ほぼ計算値の方向にタイヤ力が発生する。これは、 λ -Method を用いることの妥当性とタイヤ力方向 θ の制御が可能であることを示している。

Fig. 41(h) と Fig. 42(h) に、従来法と提案法それぞれの横滑り角に対するスリップ率 λ の指令値と測定値を示す。従来法ではスリップ率指令値は固定値であるが、参考として赤の破線で提案法によるスリップ率指令値を示してある。これらのグラフは前後方向だけでなく横方向も含めたタイヤの滑り度合いを表しており、グラフの左下から右上に向かってスリップが増大する。提案法によって計算される赤い曲線を境に、右上の領域ではタイヤ力がピークに達し、スリップしている領域である。このエリアではスリップ率ベクトルの大きさ $|\lambda|$ が λ_{p-trac} より大きくなっている。従来法では横滑り角が増加してもスリップ率は一定値をとっているため、スリップが大きくなっている。一方、提案法では指令値である赤

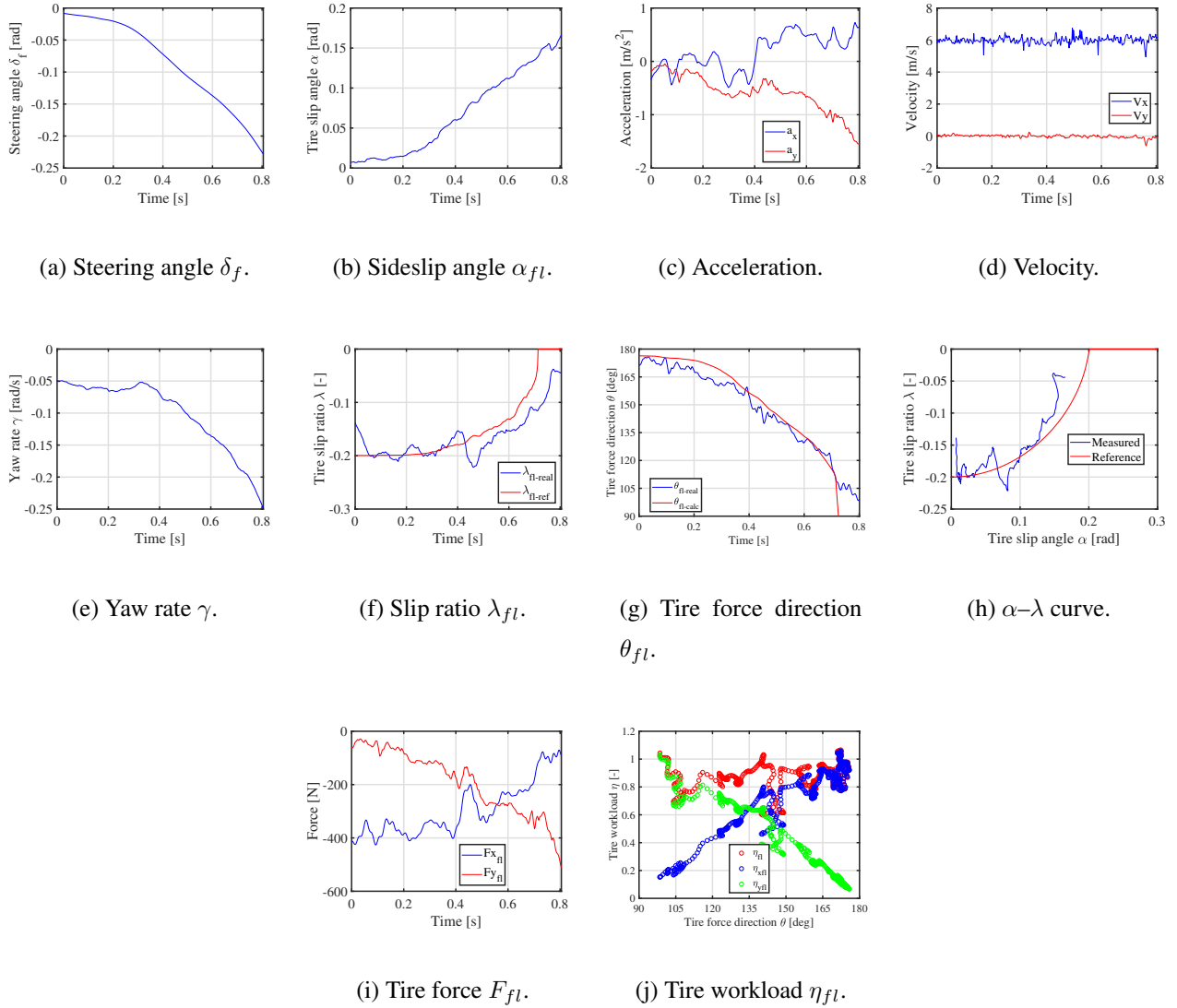


Fig. 43: Experimental results of tire force control (Braking mode, variable slip ratio as the proposed).

い曲線上に測定値が概ね追従しているため、明らかにスリップが小さくなっている。

Fig. 42(i) に前後力と横力の推定値 $\hat{F}_{x_{fl}}$, $\hat{F}_{y_{fl}}$ を示す。はじめは前後力が大きく横力が小さいが、時間の経過につれ大小関係が逆転している。これに対し従来法では (Fig. 41(i)), 似たような傾向を示すものの前後力が十分に小さくならず、これに伴い横力の大きさも増加が小さくなっている。Fig. 42(j) はタイヤ負荷率 η_{fl} の推定値である。横軸は $\theta_{fl-real}$ である点に注意されたい。ほぼすべてのタイヤ力方向 $\theta_{fl-real}$ に対し、 η_{fl} が 0.8-1.0 付近に保たれていることが分かる。限界領域における旋回性能の指標である最大横 G に着目すると、Fig. 42(c) より、提案法 (駆動モード) で得られた最大横加速度の絶対値 2.5 m/s^2 は横 G に換算すると約 0.26 G であり、路面が発生できる最大値 0.27 G にほぼ等しい。よって、各輪ではタイヤ負荷率が 0.8-1.0 の間で変動することはあっても、4 輪トータルであればほぼ最大横 G を発生できることから、提案したタイヤ力制御は限界領域における車両運動を制御するに適用できるだけの精度があると言える。制動モードにおけるタイヤ力制御の実験結果も同様であり、タイヤ力方向 θ の計算値と測定値が概ね一致し、タイヤ負荷率 η が 1 近くに保たれていることが確認できる。

両モードを通じて、駆動力やタイヤ負荷率の測定値に変動が見られるのは、高分子シートの水の濡れ

具合が位置によって異なることや、シート間の境目などが摩擦係数分布を不均一にしていることが原因と思われる。そのため、より整備された実験環境で実験を行い、良好な結果を得ることが今後の課題の一つである。

第 6 章

ブラシモデルに基づくタイヤ負荷率最大化の手法

前章では、 λ -method タイヤモデルに基づくタイヤ力方向の制御と負荷率最大化を提案した。提案手法ではタイヤ力が任意の方向 θ に最大化されるタイヤのスリップ率 λ と横滑り角 α の定量的な条件式を示し、これを用いて旋回中に発生する横滑り角に応じて動的にスリップ率指令値を可変するものであった。実験検証では、タイヤ負荷率は 0.8~1.0 を維持することに成功し、タイヤ力の方向の誤差は最大で 10 度であった。

しかしながら、本手法では等方的な剛性特性を持つタイヤしか考慮しておらず、トレッドに溝の掘られた一般的なタイヤでは、縦方向と横方向でグリップ特性が異なること（つまり、タイヤの縦横剛性比 ϕ が異なる）を考えると、適用できる範囲が限定される。これに対しここで取り上げるのは、タイヤブラシモデルに基づくタイヤ力制御やとタイヤ負荷率最大化の手法である。タイヤ力ベクトルを示す式から所望のタイヤ力を得るスリップ率と横滑り角の条件を導く過程は λ -method タイヤモデルによるアプローチと共通であるが、タイヤブラシモデルではタイヤの縦横剛性比も考慮できる。さらに、タイヤ負荷率を最大化するだけでなく、任意の大きさにも制限が可能であり、後半にこれを示す。

6.1 タイヤ負荷率最大化条件 ($s = 1$) の導出

まず、任意のタイヤ力方向 θ にタイヤ力を最大化するスリップ率と横滑り角の条件を導く。

6.1.1 駆動時 ($\cos \theta > 0$)

ここでは、直進加速時の最適スリップ率 λ_{p0t} が事前の推定などによって既知であるとする。最適スリップ率の定義より、直進状態でスリップ率が λ_{p0t} である時、 $s = 1$ となるため、(2-26) に代入することで以下の関係が成立する。

$$1 = K\lambda_{p0t} \tag{6-1}$$

これより、パラメータ K は

$$K = \frac{1}{\lambda_{p0t}} \quad (6-2)$$

となる。これより、駆動時にタイヤ力が最大化される条件式は、

$$\lambda_{p0t} = \sqrt{\lambda^2 + \phi^2(1 - \lambda)^2 \tan^2 \alpha} \quad (6-3)$$

となり、スリップ率と横滑り角が一对一の関係で表される。この式を α と λ についてそれぞれ解けば、

$$\alpha_{\text{trac}}(\lambda) = \pm \tan^{-1} \frac{\sqrt{\lambda_{p0t}^2 - \lambda^2}}{\phi(1 - \lambda)} \quad (6-4)$$

$$\lambda_{\text{trac}}(\alpha) = \frac{\phi^2 \tan^2 \alpha + \sqrt{\lambda_{p0t}^2 + (\lambda_{p0t}^2 - 1)\phi^2 \tan^2 \alpha}}{1 + \phi^2 \tan^2 \alpha} \quad (6-5)$$

が得られる。(6-4) が正負両方あるのは、左右それぞれに操舵するケースがあるからである。これらの式を三角関数の式に代入すれば、

$$\alpha_{\text{trac}}(\theta) = -\tan^{-1} \frac{\lambda_{p0t} \sin \theta}{\phi(1 - \lambda_{p0t} \cos \theta)} \quad (6-6)$$

$$\lambda_{\text{trac}}(\theta) = \lambda_{p0t} \cos \theta \quad (6-7)$$

と、任意のタイヤ力方向にタイヤ力を最大化するためのスリップ率と横滑り角の条件を導ける。

6.1.2 制動時 ($\cos \theta < 0$)

まず、直進減速時の最適スリップ率が $-\lambda_{p0\text{-brk}}$ で与えられ、既知とする ($\lambda_{p0\text{-brk}} > 0$)。この時、 $s = 1, \lambda = -\lambda_{p0\text{-brk}}, \alpha = 0$ であるため、制動時の s の式 (2-31) に代入すれば、

$$K = \frac{1 - \lambda_{p0\text{-brk}}}{\lambda_{p0\text{-brk}}} \quad (6-8)$$

が得られる。この K は駆動側のそれと等しいはずであるため、

$$K = \frac{a^2 b C}{6\mu_{\text{max}} N} = \frac{1}{\lambda_{p0t}} = \frac{1 - \lambda_{p0\text{-brk}}}{\lambda_{p0\text{-brk}}} \quad (6-9)$$

が成立する。つまり、駆動側と制動側の最適スリップ率は絶対値が異なる。また、どちらか一方が決まれば他方は計算で求めることが可能である。これより、制動時の条件式は、

$$1 = K \frac{\sqrt{\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha}}{1 + \lambda} = \frac{\sqrt{\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha}}{\lambda_{p0t}(1 + \lambda)} \quad (6-10)$$

となる。この式を α と λ についてそれぞれ解けば、

$$\alpha_{\text{brk}}(\lambda) = \pm \tan^{-1} \frac{\sqrt{\lambda_{p0t}^2(1 + \lambda)^2 - \lambda^2}}{\phi} \quad (6-11)$$

$$\lambda_{\text{brk}}(\alpha) = \frac{-\lambda_{p0t} + \sqrt{\lambda_{p0t}^2 + (\lambda_{p0t}^2 - 1)\phi^2 \tan^2 \alpha}}{\lambda_{p0t}^2 - 1} \quad (6-12)$$

が得られる。これらの式を三角関数の式に代入すれば,

$$\alpha_{\text{brk}}(\theta) = \alpha_{\text{trac}}(\theta) \quad (6-13)$$

$$\lambda_{\text{brk}}(\theta) = \frac{\lambda_{p0t} \cos \theta}{1 - \lambda_{p0t} \cos \theta} \quad (6-14)$$

と, 任意のタイヤ力方向にタイヤ力を最大化するためのスリップ率と横滑り角の条件を導ける。(6-13)が(6-6)と等しいのは, 駆動と制動で定義式が異なるスリップ率 λ にこれらの式が依存しないためである。最適スリップ率 $\lambda_{p0t} = 0.16$, 前後左右せん断剛性比 $\phi = 1$ という条件で, タイヤ力が最大化されるスリップ率と横滑り角の条件をプロットすると次の図のようになる。比較として, λ -Method タイヤモデルによるタイヤ力最大化条件も一緒にプロットした。駆動側では殆ど変わらないが, 減速側ではかな

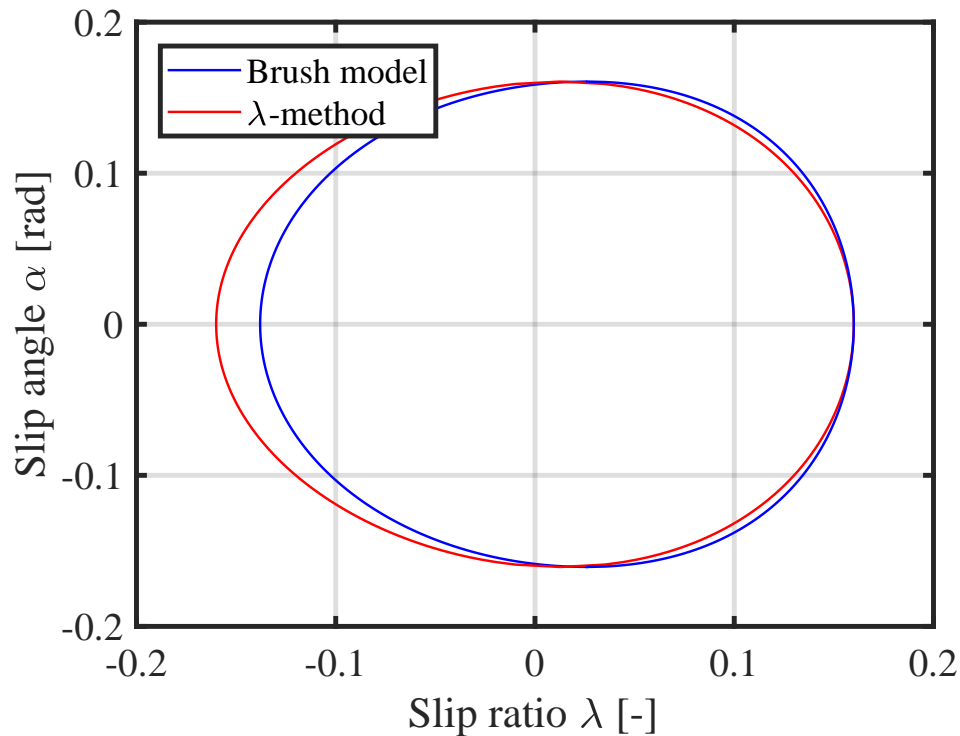


Fig. 44: λ - α condition for tire force maximization. The two methods reveal remarkably different curves on the braking region ($\lambda < 0$).

り異なることが分かる。これは, ブラシモデルでは駆動時と制動時の最適スリップ率の絶対値が異なることに起因している。

6.1.3 負荷率を変数とする場合 ($s \neq 1$)

前説ではタイヤ力が最大となる条件, つまり, $s = 1$ を満たすスリップ率, 横滑り角を導出した。しかしながら, $s \neq 1$ の場合でも同様に, その条件を満たすスリップ率, 横滑り角を導ける。タイヤの負荷率 η は(??)と(2-20)より, s の関数として,

$$\eta = s(3 - 3s + s^2), [0 \leq s \leq 1] \quad (6-15)$$

で与えられる。逆に、 η を始めに与え、これを満たす s を導くには、上式を s を変数とする3次方程式として解けば良い。これを満たす s の実数解は、

$$s = 1 - (1 - \eta)^{\frac{1}{3}}, [0 \leq \eta \leq 1] \quad (6-16)$$

となる。これにより、タイヤの摩擦円内の任意のポイントにタイヤ力を制御することが可能となる。負荷率 η と s の関係を次に示す。

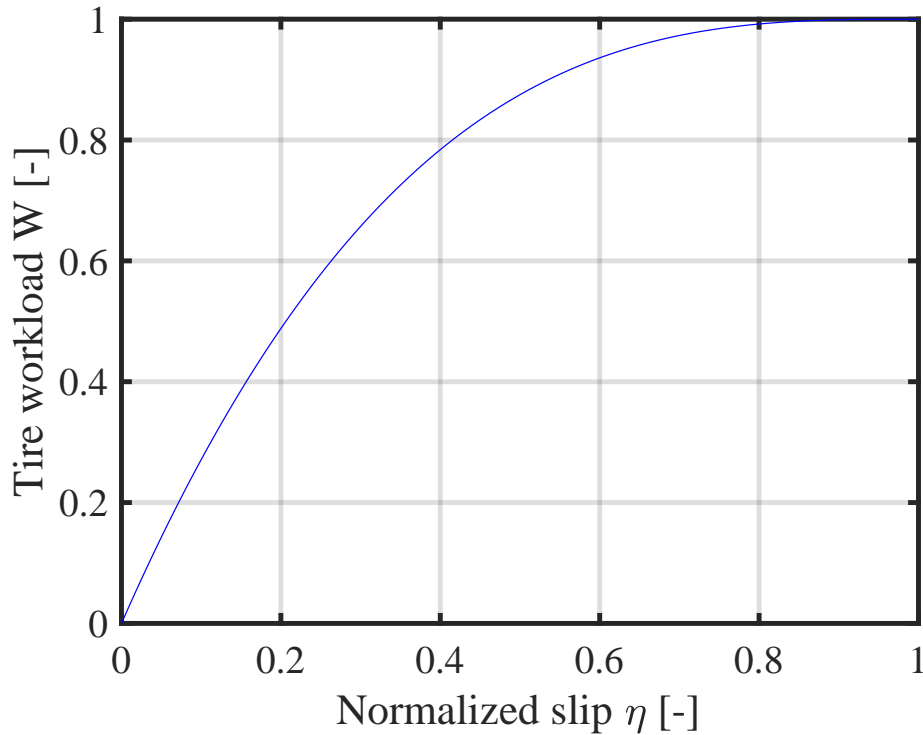


Fig. 45: s - η curve.

駆動側での条件式は、

$$\alpha_{\text{trac}}(\lambda, s) = \pm \tan^{-1} \frac{\sqrt{s^2 \lambda_{\text{p0t}}^2 - \lambda^2}}{\phi(1 - \lambda)} \quad (6-17)$$

$$\lambda_{\text{trac}}(\alpha, s) = \frac{\phi^2 \tan^2 \alpha + X}{1 + \phi^2 \tan^2 \alpha} \quad (6-18)$$

$$\alpha_{\text{trac}}(\theta, s) = \tan^{-1} \frac{s \lambda_{\text{p0t}} \sin \theta}{\phi(1 - s \lambda_{\text{p0t}} \cos \theta)} \quad (6-19)$$

$$\lambda_{\text{trac}}(\theta, s) = s \lambda_{\text{p0t}} \cos \theta \quad (6-20)$$

$$X := \sqrt{s^2 \lambda_{\text{p0t}}^2 + (s^2 \lambda_{\text{p0t}}^2 - 1) \phi^2 \tan^2 \alpha} \quad (6-21)$$

となり，制動側では，

$$\alpha_{\text{brk}}(\lambda, s) = \pm \tan^{-1} \frac{\sqrt{s^2 \lambda_{\text{p0t}}^2 (1 + \lambda)^2 - \lambda^2}}{\phi} \quad (6-22)$$

$$\lambda_{\text{brk}}(\alpha, s) = \frac{-s^2 \lambda_{\text{p0t}}^2 + X}{s^2 \lambda_{\text{p0t}}^2 - 1} \quad (6-23)$$

$$\alpha_{\text{brk}}(\theta, s) = \alpha_{\text{trac}}(\theta, s) \quad (6-24)$$

$$\lambda_{\text{brk}}(\theta, s) = \frac{\lambda_{\text{p0t}} s \cos \theta}{1 - \lambda_{\text{p0t}} s \cos \theta} \quad (6-25)$$

と，任意のタイヤ力方向と負荷率を実現するためのスリップ率と横滑り角の条件を導ける。

ある s を実現するスリップ率と横滑り角の組み合わせの内，取りうる横滑り角の最大値は， $\alpha_{\text{trac}}(\theta, s)$ 式を微分したものが 0 になることから以下のように得られる。

$$\frac{\partial \alpha}{\partial \theta} = \frac{s \lambda_{\text{p0t}} \phi (\cos \theta - s \lambda_{\text{p0t}})}{\phi^2 (1 - s \lambda_{\text{p0t}} \cos \theta)^2 + (s \lambda_{\text{p0t}} \sin \theta)^2} = 0 \quad (6-26)$$

これより，

$$\theta_{\alpha_{\text{max}}} = \cos^{-1}(s \lambda_{\text{p0t}}) \quad (6-27)$$

横滑り角が最大値となるタイヤ力方向 θ の条件が求まる。これを (6-19) に代入すると，

$$\alpha_{\text{max}}(s) = \tan^{-1} \frac{s \lambda_{\text{p0t}}}{\phi \sqrt{1 - s^2 \lambda_{\text{p0t}}^2}} \quad (6-28)$$

と s の関数として取りうる横滑り角の最大値が導ける。ここで，横力が最大となるのは明らかにスリップ率が 0，タイヤ力方向が $\pm \pi/2$ の場合であるが，この時に横滑り角も最大にはならないことに注意されたい。これは，(6-27) が示すとおりである ($\cos^{-1} = 0$ ではないため)。

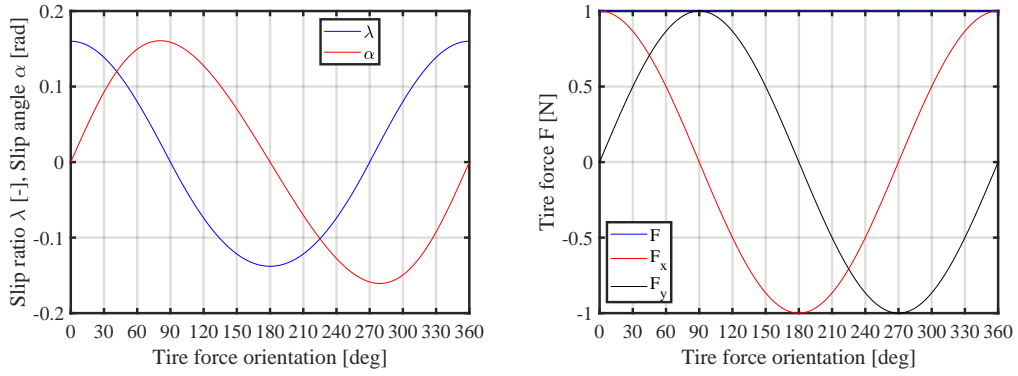
6.1.4 タイヤ力制御の例

本節では提案したタイヤ力制御の確認として，様々なタイヤ特性（最適スリップ率 λ_{p0t} と縦横せん断剛性比 ϕ ）を持つブラシモデルに提案手法で示したスリップ率 λ や横滑り角 α の条件式を代入し，所望のタイヤ力方向 θ と負荷率 η が得られることを Fig. 46(a)～Fig. 46(b) に示す。

6.1.5 提案手法の実装と応用

ブラシモデルに基づくタイヤ力制御でも，スリップ率と横滑り角を制御する。スリップ率制御はモータを用いれば容易に行え，横滑り角制御は EPS によるアクティブ操舵で可能である。スリップ率と横滑り角の測定には車体重心速度 V と車体横滑り角 β の情報が必要であるが，著者のグループではこれらを推定する手法 [26][81] を提案しており，これらを用いればタイヤ力制御が可能である。

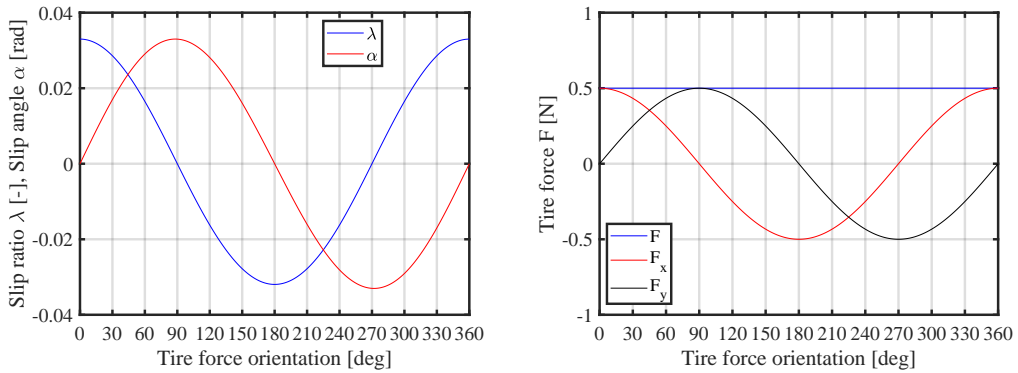
また，提案法では任意の負荷率となるスリップ率と横滑り角の条件を定量的に示しているため，タイヤの負荷率が一定値を超えないような負荷率制御も可能である。例えば，操舵はドライバーによってマニュアルに操作される車両を想定した場合，提案した式を用いてハンドル操作に応じて変化する横滑り角から駆動力制御法 (DFC) 内のスリップ率指令値のリミッタを可変に調整する。これにより，ドライバーが



(a) α - θ and λ - θ curve.

(b) F - θ curve.

Fig. 46: Simulation result of tire force control ($\lambda_{p0t}=0.16$, $\eta=1.0$, $\phi=1.0$).



(a) α - θ and λ - θ curve.

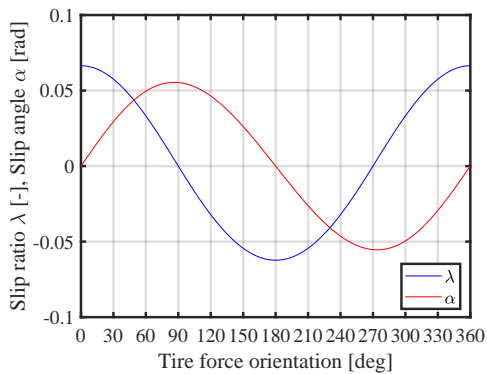
(b) F - θ curve.

Fig. 47: Simulation result of tire force control ($\lambda_{p0t}=0.16$, $\eta=0.5$, $\phi=1.0$).

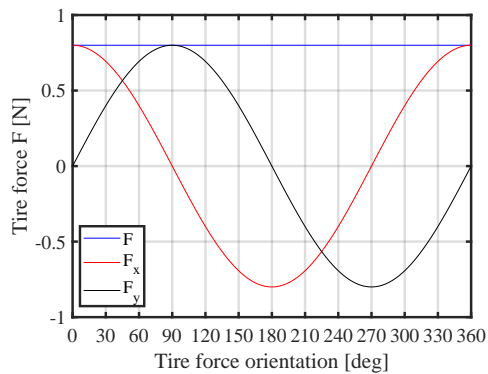
過剰な制駆動指令を与えたとしても、タイヤの負荷率は一定値以下に維持される。負荷率制限を 1 とすれば、タイヤは常に粘着領域にとどまり、タイヤ力の飽和を防げる。よって、駆動力制御法を用いた従来の駆動力配分制御全般にも適用でき、応用範囲が広い。しかしながら、横滑り角が一定値を超えるとスリップ率にかかわらず所望の負荷率以下にできない。これは、(6-28) が規定するとおりである。そのため、横方向にタイヤ力を最大化するためには、ドライバーの適切な操舵入力が求められる。

6.2 ブラシモデルに基づくタイヤ力制御の実験検証

ブラシモデルに基づくタイヤ力制御の有効性を実験によって検証した。Fig. 50 に実験で使用した制御系のブロック線図を示す。基本的には λ -Method に基づくタイヤ力制御の実験検証で用いた制御系と同じである。前章では最適スリップ率 λ_{p0} と所望のタイヤ力方向 θ を入力、スリップ率 λ と横滑り角 α を出力としていたが、本実験では α が入力、 θ が出力となっている。本制御系では、ドライバーが前輪の操舵を手動で行う。操舵によって横滑り角 α が変化するので、これに合わせてタイヤ力の最大化が可能な

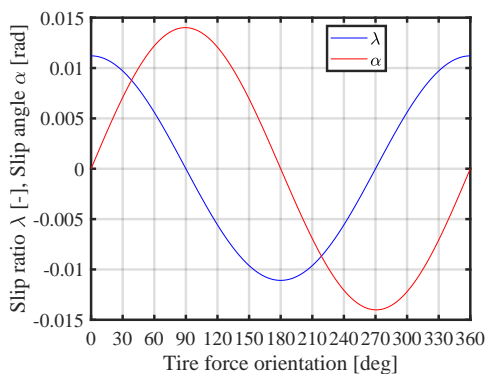


(a) α - θ and λ - θ curve.

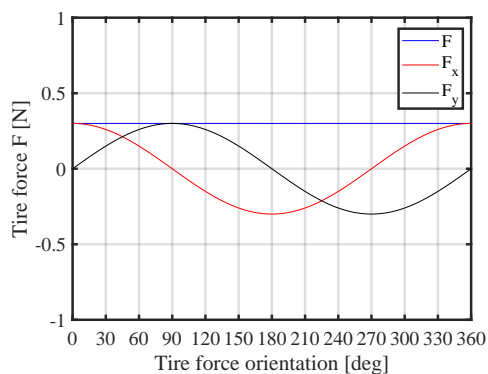


(b) F - θ curve.

Fig. 48: Simulation result of tire force control ($\lambda_{p0t}=0.16$, $\eta=0.8$, $\phi=1.2$).



(a) α - θ and λ - θ curve.



(b) F - θ curve.

Fig. 49: Simulation result of tire force control ($\lambda_{p0t}=0.10$, $\eta=0.3$, $\phi=0.8$).

θ と λ を計算し、制御入力とする。前輪をスリップ率制御系で駆動する一方、後輪は車体速度制御系で駆動し、一定速度を維持させる。

6.2.1 スリップ率指令値の生成

ある横滑り角 α に対し、ある負荷率 η を満たすスリップ率 λ は駆動と制動の場合でそれぞれ (6-18), (6-23) で与えられ、区別する必要がある。それぞれの場合におけるタイヤ力方向 θ は (6-19) を θ について解くことで、

$$\theta_{\text{trac}}(\alpha) = -2 \tan^{-1} \frac{s\lambda_{p0t} - X}{\phi \tan \alpha (1 + s\lambda_{p0t})} \quad (6-29)$$

$$\theta_{\text{dec}}(\alpha) = -2 \tan^{-1} \frac{s\lambda_{p0t} + X}{\phi \tan \alpha (1 + s\lambda_{p0t})} \quad (6-30)$$

と求まる。

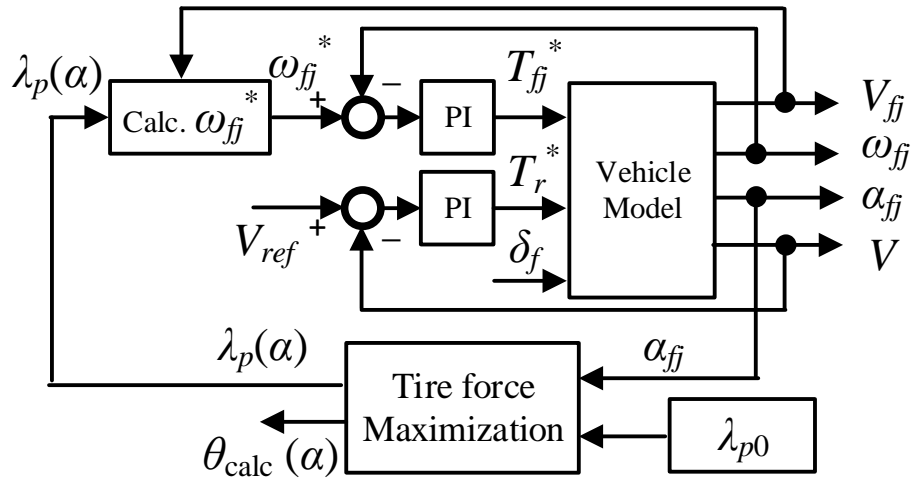


Fig. 50: Slip ratio control system for experimental validation of critical cornering.

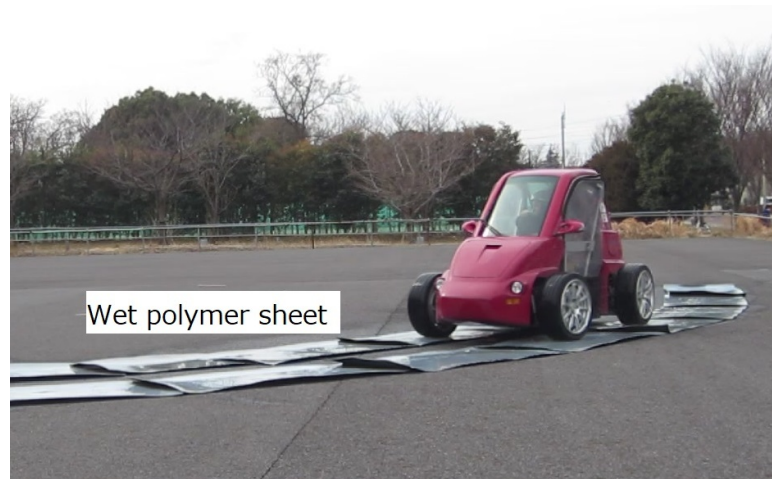


Fig. 51: Experimental setup.

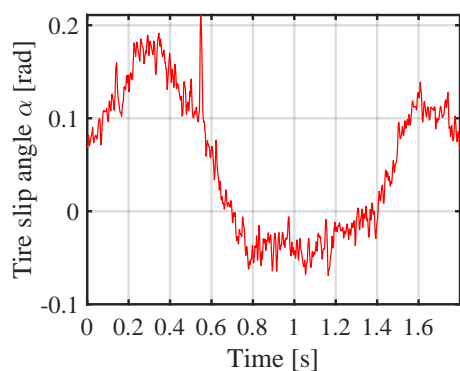
6.2.2 実験結果

実験は低 μ 路を再現するために水で濡らした高分子シートを用いた。この低 μ 路の最適スリップ率 λ_{p0t} はおよそ0.16であり、これらをタイヤ力制御の指令値に利用する。また、 $\mu_{\max-\text{trac}} = 0.27$ の最大摩擦係数を持つ。最大摩擦係数情報は負荷率の算出のみに用いられ、タイヤ力制御には不要であることに注意されたい。

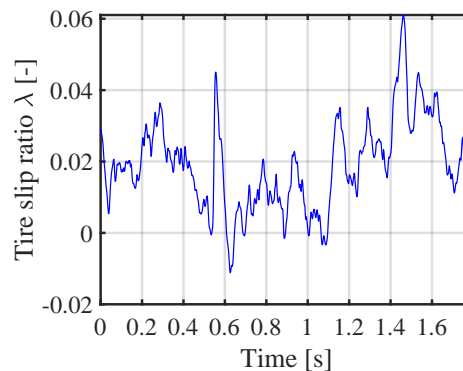
後輪に適用する車体速度制御系の車体速度指令値は $V_{\text{ref}} = 6$ [m/s]である。実験車両が低 μ 路に進入してからタイヤ力制御に基づくスリップ率指令値で前輪を駆動させる。同時に、前輪操舵角の絶対値を徐々に増加させる。

今回の実験では左の二輪が駆動しないトラブルに見舞われ、車両運動が不安定だった。そのため、何通りか試した実験パターンの中で、最も良好な結果となった、駆動モードにおいて負荷率指令値を0.7とした場合の実験結果を示す。

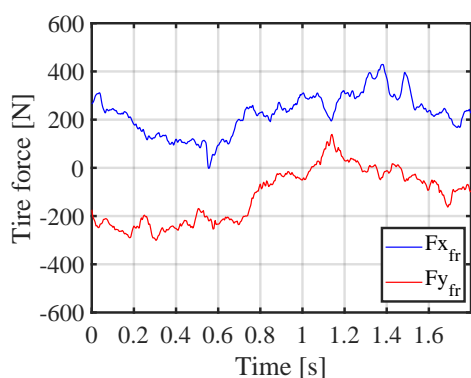
横滑り角の増減にあわせてスリップ率も上下している事がわかる。これにより、前後力と横力が連動して変化している。負荷率とタイヤ力方向でプロットすると、指令値0.7に対して、概ね0.6から0.8の間で推移していることが確認できる。



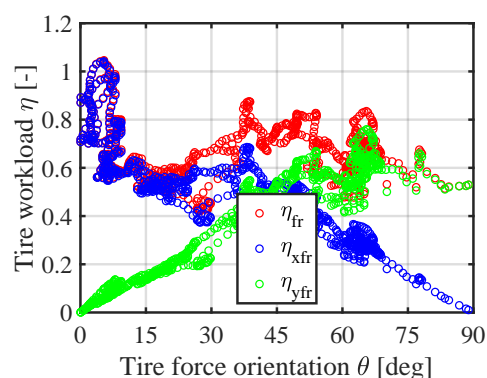
(a) Tire slip angle α .



(b) Slip ratio λ .



(c) Tire force F .



(d) Tire workload η .

Fig. 52: Experimental results of tire force control with $\eta_{ref} = 0.7$. The tire workload η is roughly maintained between 0.6 - 0.8.

これにより、タイヤ力を最大化するだけでなく、負荷率をある程度制限、制御できることが確認された。制動の場合や λ -Method との比較検討などが今後の課題である。

第7章

可変スリップ率リミッタによる旋回も考慮した駆動力制御系

7.1 可変スリップ率リミッタの導入

ここまで、最大摩擦係数と最適スリップ率の推定手法を提案し、直線路の最短時間運動制御の実験検証によって推定値の妥当性を示した。更に、得られたタイヤ特性パラメータと λ -Methodに基づき、タイヤ負荷率が最大となるスリップ率と横滑り角の条件を定量的に導出した。横滑り角に応じた可変スリップ率制御による低 μ 路上の旋回実験より、タイヤ負荷率は常に1付近を維持し、最大化されることを示した。

本章ではこれらの集大成として、可変スリップ率リミッタによる旋回も考慮した駆動力制御系 (DFC) を提案する。Fig. 53 に可変スリップ率リミッタを付加した DFC のブロック線図を示す。

従来の DFC では、スリップ率指令値の制限値 $y_{ij\max}$ と $y_{ij\min}$ がそれぞれ 0.25 と 0.2 で固定であった (スリップ率の絶対値では $|\lambda| = 0.2$ に相当する)。摩擦円を考えれば、これは横滑り角が $\alpha_{ij} = 0$ の時のみ有効であり、このままでは所望の横力が発生できない場合がある。これを改善すべく、タイヤの横滑り角 α_{ij} にあわせて y の制限値を可変にする方法を提案する。第5章で提案したタイヤ負荷率を最大化する方法を応用することで、これは容易に実現できる。

第5章では、 λ -Method タイヤモデルに基づき、タイヤ負荷率が1になる条件を駆動モードと制動モードに分けて以下のように導いた (再掲する)。

$$\lambda_{ij\max}(\alpha) = 1 - \frac{1 - \lambda_{p0}^2}{\cos \alpha + \sqrt{\cos^2 \alpha - 1 + \lambda_{p0}^2}} \quad (7-1)$$

$$\lambda_{ij\min}(\alpha) = \cos \alpha + \sqrt{\cos^2 \alpha - 1 + \lambda_{p0}^2} - 1. \quad (7-2)$$

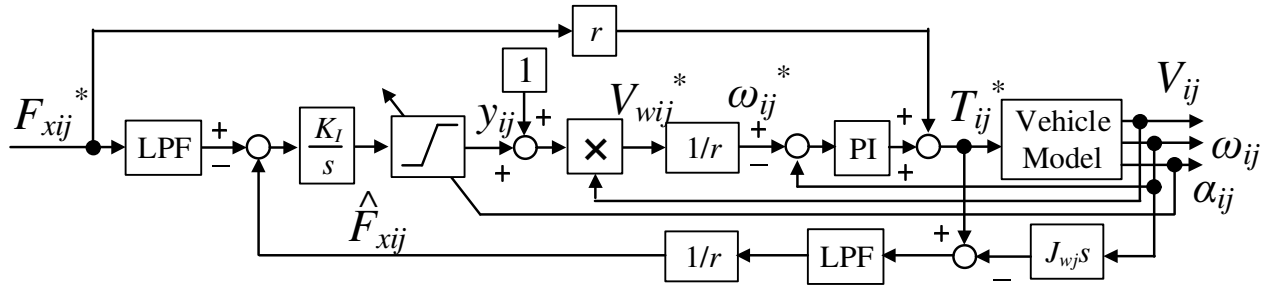


Fig. 53: Driving force control with a variable slip ratio limiter.

Tab. 11: Condition of simulation and experiment.

F_{xall}	$ \dot{\delta}_f $	λ_{p0}	μ_{max}	V_{init}
2000 N	0.15 rad/s	0.2	0.27	5 m/s

スリップ率指令値 y の定義に合わせ、DFC のスリップ率指令値の制限値は以下のように与えられる。

$$y_{ijmax}(\alpha) = \frac{1}{1 - \lambda_{p0}^2} (\cos \alpha - 1 + \lambda_{p0}^2 + \sqrt{\cos^2 \alpha - 1 + \lambda_{p0}^2}) \quad (7-3)$$

$$y_{ijmin}(\alpha) = \cos \alpha + \sqrt{\cos^2 \alpha - 1 + \lambda_{p0}^2} - 1 \quad (7-4)$$

もし横滑り角 α の絶対値が $\sin^{-1} \lambda_{p0}$ を超えた場合、スリップ率に関わらずタイヤは空転領域に入る。この場合、 $\alpha = \sin^{-1} \lambda_{p0}$ を (7-3) と (7-4) に代入する。

7.2 可変スリップ率リミッタを付加した駆動力制御の実験検証

7.2.1 シミュレーション，実験条件

提案法の有効性を示すべく、低 μ 路での旋回加速を実車の EV で検証した。シミュレーションと実験検証では、従来法にあたる固定スリップ率リミッタ (Constant Slip Ratio Limit: CSRL) と可変スリップ率リミッタ (Variable Slip Ratio Limit: VSRL) 両方の場合を検証した。

Fig. 54 に実験検証のイメージ図を示す。車両が低 μ 路に到達すると、4 輪を総駆動力 $F_{xall} = 2000$ [N]、各輪 $F_{xij}^* = 500$ [N] で加速を開始する。この値はフロントタイヤが発揮できる限界に近く、ほぼ限界コーナリングである。同時にドライバーがハンドルを徐々に切っていく。シミュレーションでは操舵角の絶対値 $|\delta_f|$ は $|\dot{\delta}_f| = 0.15$ [rad/s] の割合で増加させる。

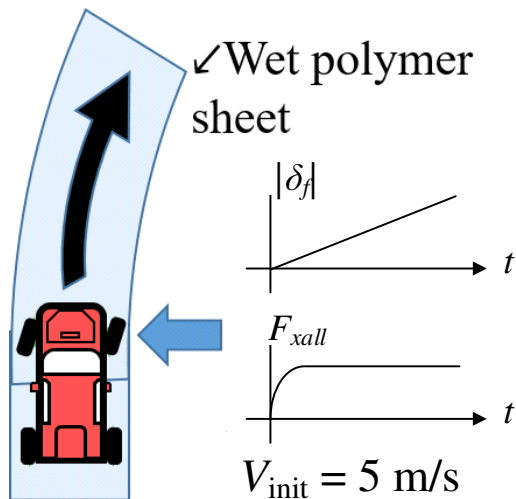


Fig. 54: Illustration of the experiment.



Fig. 55: Experimental setup.

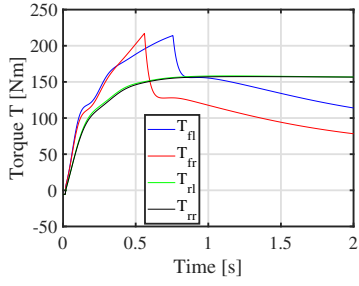
7.2.2 可変スリップ率リミッタを付加した駆動力制御による旋回加速のシミュレーション結果

Fig. 56 と Fig. 57 に CSRL と VSRL それぞれ用いた場合の加速旋回のシミュレーション結果を示す。従来法では前輪スリップ率 λ_{fj} が制限値である 0.2 に到達後も固定であるのに対し、提案法では横滑り角の増加に合わせて低下していることが分かる (Fig. 56(b), Fig. 56(c), Fig. 57(b), Fig. 57(c))。これにより、提案法では前後力 F_{xfj} が減少し、その代わりに横力 $F_{y fj}$ が増大している (Fig. 56(d), Fig. 56(e), Fig. 57(d), and Fig. 57(e))。また、横滑り角が過大にならない 0.5~2.0 [s] の間、タイヤ負荷率 η_{fj} もほぼ 1 を維持できている (Fig. 57(h))。提案法の効果は車両運動にも現れている。横速度 V_y とヨーレート γ は増大し、旋回半径は小さくなっている (Fig. 56(i), Fig. 56(k), Fig. 56(l), Fig. 57(i), Fig. 57(k), Fig. 57(l))。これは VSRL によって横力が大きくなり、よりスムーズな旋回が実現できたことを示している。

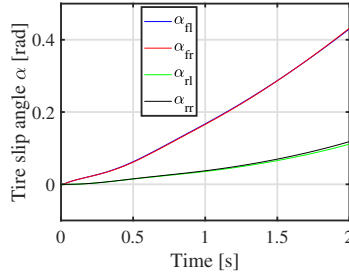
7.2.3 可変スリップ率リミッタを付加した駆動力制御による旋回加速の実験結果

Fig. 58 と Fig. 59 に実験結果を示す (前輪のみの結果を示す)。基本的にはシミュレーションと同様の傾向の結果が得られている。

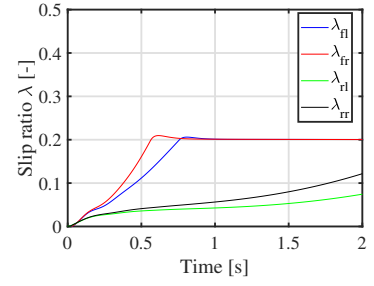
提案法では前輪横滑り角 α_{fj} の増加に伴い、前輪スリップ率 λ_{fj} が減少している (see Fig. 58(b), Fig. 58(c), Fig. 59(b), and Fig. 59(c))。VSRL の効果は 1.5 [s] 付近、 α_{fj} が $\sin^{-1} \lambda_{p0} \approx 0.2$ を超えたあたりで発動している。これによって前輪前後力 F_{xfj} が減少し、前輪横力 $F_{y fj}$ の絶対値が増加している。前輪タイヤ負荷率 η_{fj} は大きく変動し、1 を超える様子も見られる。しかしながら平均はおよそ 1 になっている。残念ながらタイヤ負荷率による改善効果を確認することは困難であり、より良い測定が今後の課題である。車両運動については、車体速度と軌道はほぼ等しいが、VSRL が効き始める 1.5 [s] からヨーレートの増加がはっきりと確認できる。Fig. 60 に CSRL と VSRL を比較した図を示す。Fig. 60(a) と Fig. 60(b) に車両の軌道と操舵角をそれぞれ示す (軌道の方を比較のため等しく合わせてある)。車両が通った軌跡はほぼ同じである一方、VSRL の方が前輪操舵角が小さく、最大で 20% である。これは、より少ない操舵角でスムーズな旋回ができていることを示している。



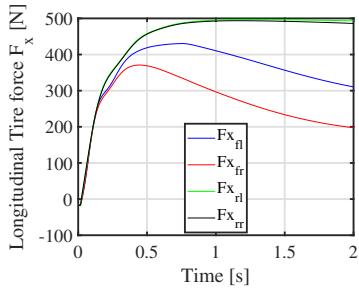
(a) Torque T .



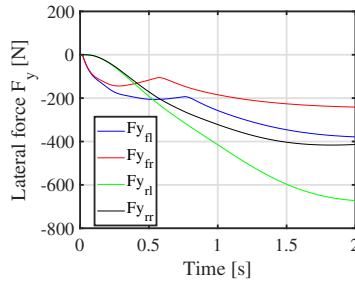
(b) Tire slip angle α .



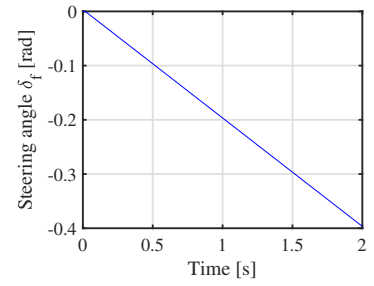
(c) Slip ratio λ .



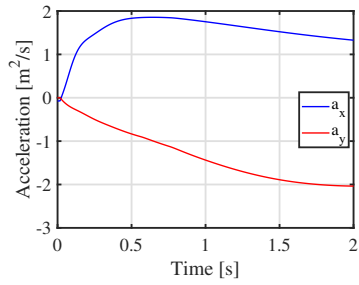
(d) Longitudinal tire force F_x .



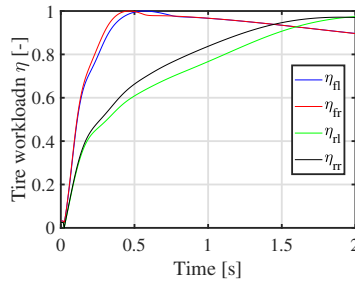
(e) Lateral tire force F_y .



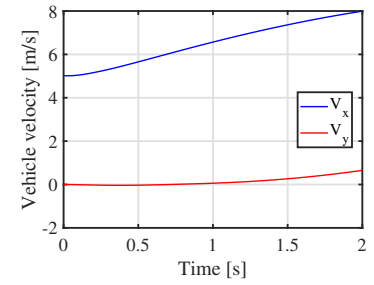
(f) Steering angle δ_f .



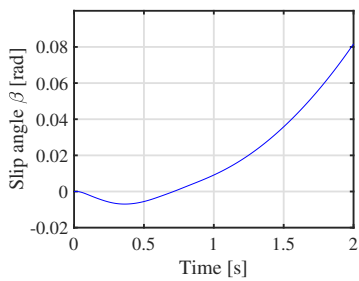
(g) Acceleration.



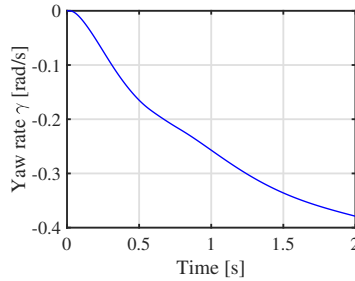
(h) Tire workload η .



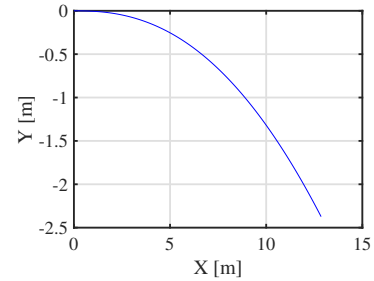
(i) Vehicle velocity V .



(j) Vehicle slip angle β .

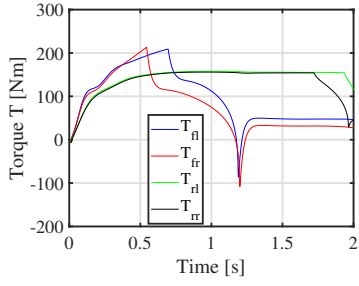


(k) Yaw rate γ .

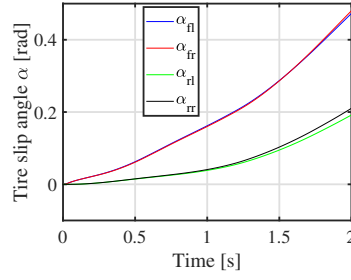


(l) Vehicle trajectory.

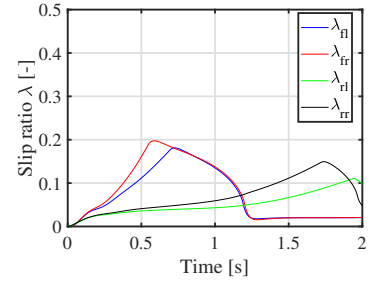
Fig. 56: Simulation results (Conventional fixed saturation y_{ijmax} and y_{ijmin}).



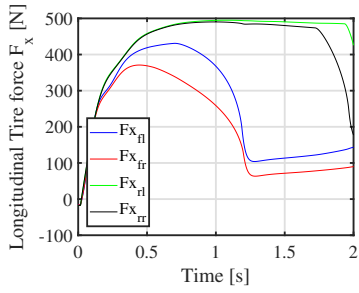
(a) Torque T .



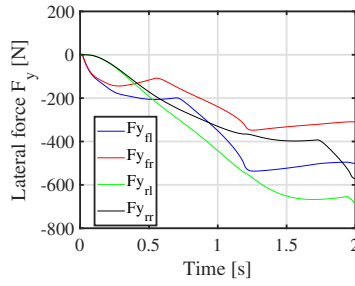
(b) Tire slip angle α .



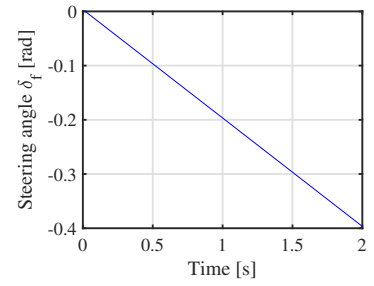
(c) Slip ratio λ .



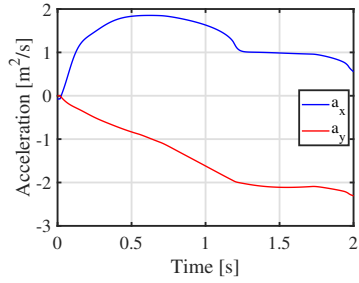
(d) Longitudinal tire force F_x .



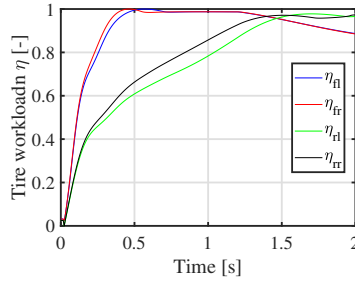
(e) Lateral tire force F_y .



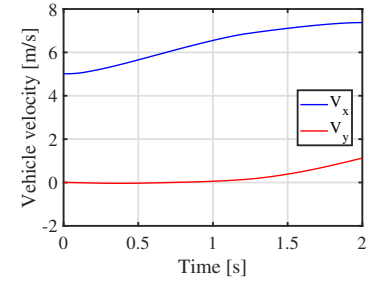
(f) Steering angle δ_f .



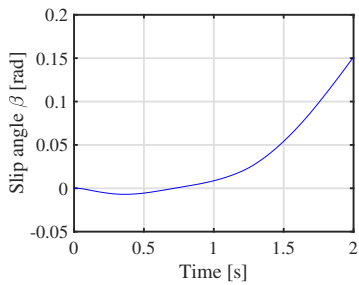
(g) Acceleration.



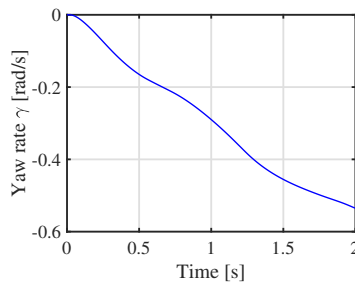
(h) Tire workload η .



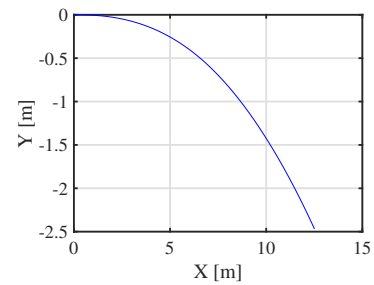
(i) Vehicle velocity V .



(j) Vehicle slip angle β .

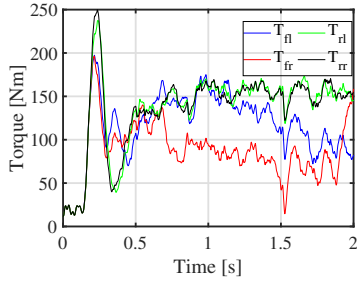


(k) Yaw rate γ .

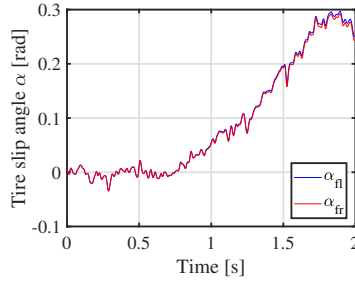


(l) Vehicle trajectory.

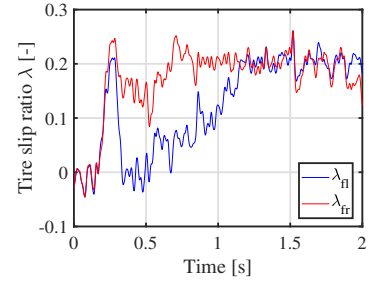
Fig. 57: Simulation results (Proposed variable saturation y_{ijmax} and y_{ijmin}).



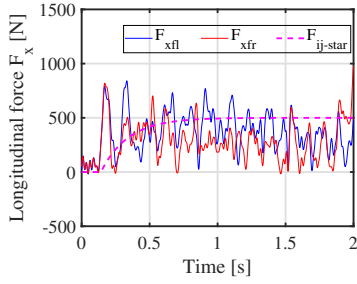
(a) Torque T .



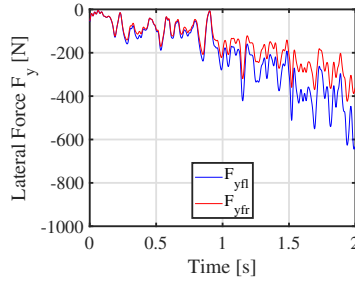
(b) Tire slip angle α .



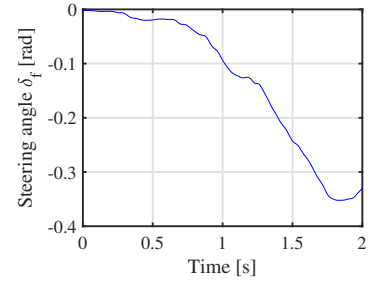
(c) Slip ratio λ .



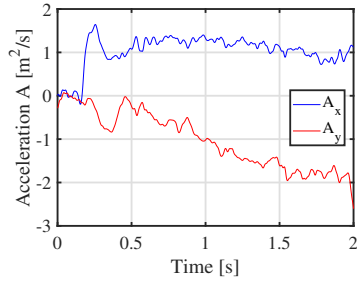
(d) Longitudinal force F_x .



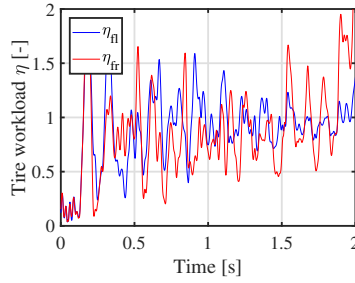
(e) Lateral tire force F_y .



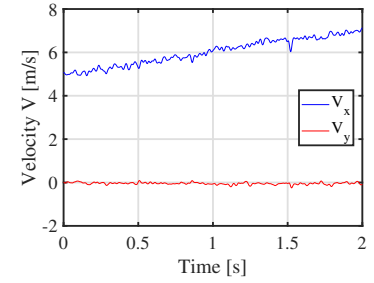
(f) Steering angle δ_f .



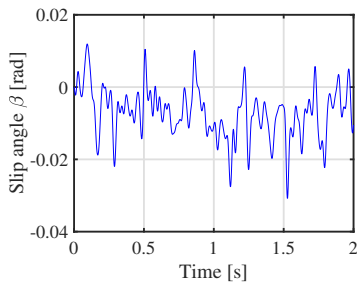
(g) Acceleration.



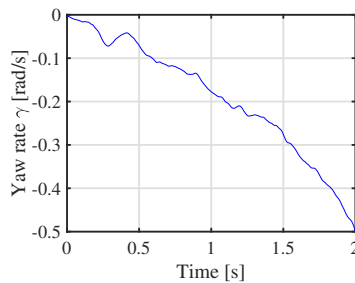
(h) Tire workload η .



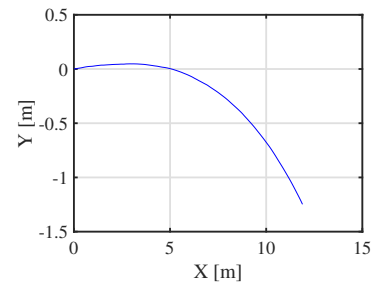
(i) Vehicle velocity V .



(j) Vehicle slip angle β .

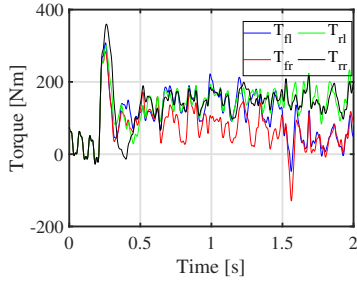


(k) Yaw rate γ .

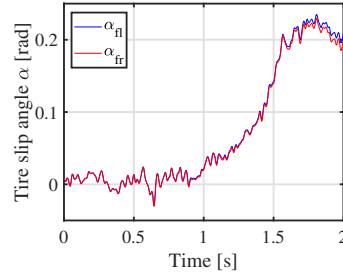


(l) Vehicle trajectory.

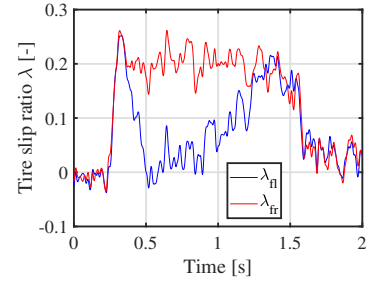
Fig. 58: Simulation results (Conventional fixed saturation y_{ijmax} and y_{ijmin}).



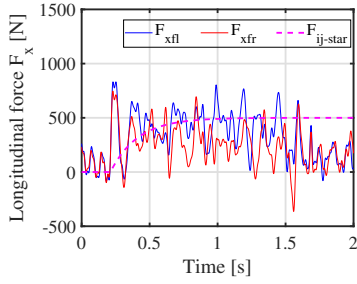
(a) Torque T .



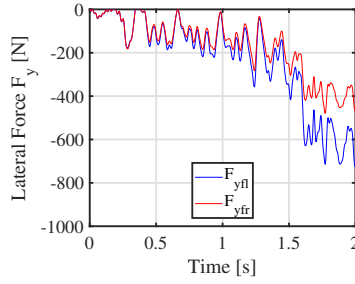
(b) Tire slip angle α .



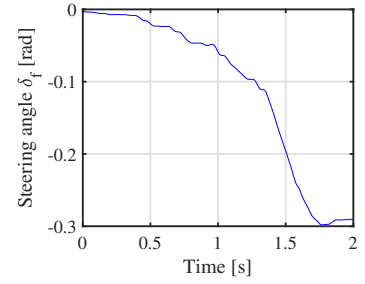
(c) Slip ratio λ .



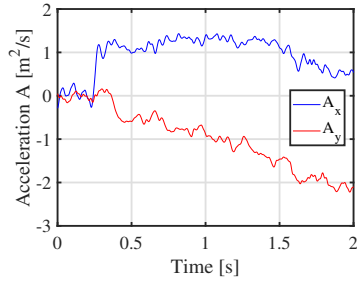
(d) Longitudinal tire force F_x .



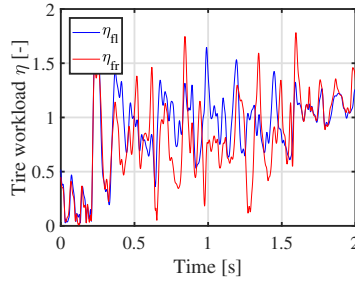
(e) Lateral tire force F_y .



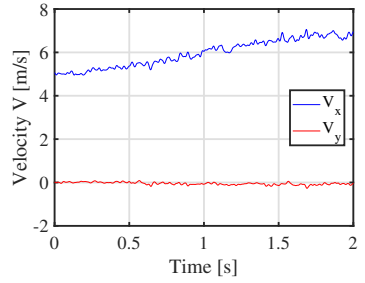
(f) Steering angle δ_f .



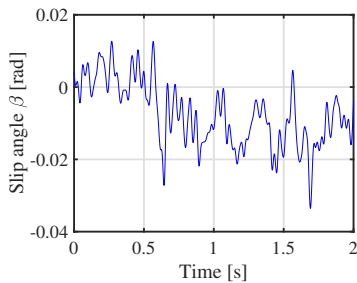
(g) Acceleration.



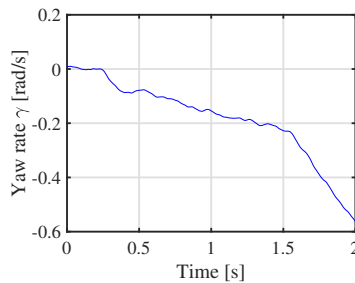
(h) Tire workload η .



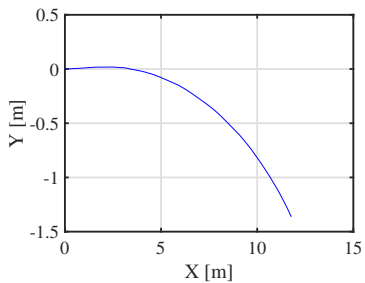
(i) Vehicle velocity V .



(j) Vehicle slip angle β .

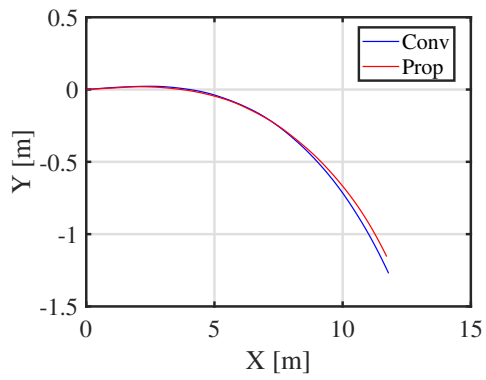


(k) Yaw rate γ .

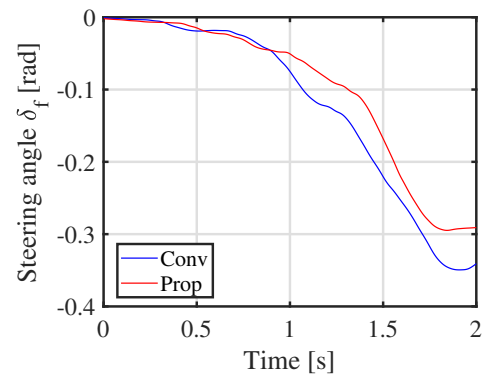


(l) Vehicle trajectory.

Fig. 59: Experimental results (Proposed variable saturation y_{ijmax} and y_{ijmin}).



(a) Vehicle trajectory.



(b) Steering angle δ_f .

Fig. 60: Comparison of the experimental results.

第 8 章

結論

本研究では、インホイールモータを搭載した電気自動車による、摩擦円限界を想定したタイヤ負荷率最大化と車両運動制御に関する研究成果を報告した。これまで、電気自動車が持つモータによる広帯域な制御性能を利用して、フィードバック制御を用いたトラクション制御や車両運動安定化制御、姿勢制御など様々な手法が提案されてきたが、厳密にタイヤの縦すべりと横滑りを同時に考慮したものはなかった。本研究で取り上げた駆動力制御系では、タイヤの滑り具合の指標となるスリップ率を直接制御し、このスリップ率指令値にリミッタを設けることで、滑りやすい路面でも空転を防止し、トラクション効果を実現していた。ところが、このスリップ率リミッタは直進時に最大摩擦係数が得られる最適スリップ率で固定されており、旋回中に発生するタイヤの横滑りを考慮していなかった。そのため、旋回中に所望のコーナリングフォースを発揮できずに車両運動が不安定化する恐れがあった。

そこで本研究では、スリップ率リミッタをタイヤの横滑りに合わせて動的に可変にする制御設計手法の提案を目指し、実用性の高い駆動力制御系を旋回路へも対応できるようにすることを試みた。

まず、制御設計や実験検証による評価に必要なタイヤ特性パラメータである最大摩擦係数と最適スリップ率を推定する手法を提案した。推定にはスリップ率制御系と駆動力オブザーバを組み合わせて採用した。正弦波状の指令値でスリップ率制御で駆動させ、得られた推定駆動力が飽和することで、路面の最大摩擦係数と最適スリップ率が推定できることを示した。推定した情報の信頼性は直線路の最短時間運動制御によるシミュレーションと実験実証の比較によって確かめられた。

次に、推定したタイヤ特性情報を λ -Method タイヤモデルに当てはめることで、タイヤ負荷率が最大となるスリップ率と横滑り角の条件式が定量的に導いた。低 μ 路上をスリップ率制御系で駆動させながら旋回することで、実際にタイヤ負荷率がほぼ 1 となり、最大化されることを実験によって示した。

最後に、得られたタイヤ負荷率最大化条件を利用し、駆動力制御系に用いられるスリップ率リミッタを横滑り角にあわせて動的に可変する設計法を提案した。提案法の妥当性や効果を、低 μ 路上の加速旋回のシミュレーションや実験検証によって、従来の固定スリップ率リミッタを用いた駆動力制御系に比べてタイヤのスリップの低減や、コーナリングフォースの増大、より少ない操舵角で旋回など、旋回性能が大幅に向上したことを示した。

提案した横滑り角にあわせて動的に可変するスリップ率リミッタを用いた駆動力制御系は従来の駆動力制御系の代わりとして利用できるため、適用範囲が極めて広い。今後は駆動力制御系を一部に組み込んだ駆動力配分制御や前後力と横力の協調制御等に本制御系を適用し、更なる安全性・安定性・快適性

の向上を目指すことが望まれる。

参考文献

- [1] Y.Hori: “Future vehicle driven by electricity and control research on four-wheel-motored “UOT electric March II””, IEEE Trans. on Industrial Electronics, Vol.51, No.5, pp.954–962, 2004.
- [2] 経済産業省資源エネルギー庁資源・燃料部, 「中長期を見据えた資源・燃料政策の視点について」, http://www.meti.go.jp/committee/sougouenergy/shigen_nenryo/pdf/023_04_00.pdf
- [3] 東工大ニュース, 「超イオン伝導体を発見し全固体セラミックス電池を開発—高出力・大容量で次世代蓄電デバイスの最有力候補に一」 <https://www.titech.ac.jp/news/2016/033800.html>
- [4] 久保登, 「超小型電気自動車を作る未来」, 次世代自動車産業研究会 8 月度技術者会講演資料, 2017.
- [5] 郡司大輔, R. L. Rodriguez, 人見尚弘, 向井善也, 下村洋輔, 松田靖之, 居村岳広, 藤本博志, 「走行中ワイヤレス給電の市街地道路への展開に関する基礎検討」, 自動車技術会学術講演会講演予稿集, No. 95, 2018.
- [6] SIEMENS, “Press release - Siemens demonstrates first eHighway system in the U.S.,” <https://www.siemens.com/press/en/pressrelease/?press=en/pressrelease/2017/mobility/pr2017110069moen.htm&content=MO>
- [7] A. Kurs, A. Karalis, R. Moffatt, J. D. Joannopoulos, P. Fisher, and M. Soljacic, “Wireless power transfer via strongly coupled magnetic resonance,” Science Express, vol. 317, no. 5834, pp. 8386, Jun. 2007.
- [8] G. Lovison, et. al., “Secondary-side-only Control for High Efficiency and Desired Power with Two Converters in Wireless Power Transfer Systems,” IEEJ J. Industry Applications, vol. 6, no. 6, pp. 473–481, 2017.
- [9] Tajima, T., Noguchi, W., and Aruga, T., “Study of a Dynamic Charging System for Achievement of Unlimited Cruising Range in EV,” SAE Technical Paper 2015-01-1686, 2015, <https://doi.org/10.4271/2015-01-1686>.
- [10] T. Tajima, H. Tanaka, et.al., “Study of High Power Dynamic Charging System”, WCX 17: SAE World Congress Experience, 2017.
- [11] EMS Nordschleife TV, “CRASH & FAIL Compilation 2018 Nrburgring Nordschleife Touristenfahrten”, 2018.

- [12] Hoseinnezhad, R. and Bab-Hadiashar, A.: Efficient Antilock Braking by Direct Maximization of Tire-Road Frictions, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 58, No. 8, pp. 3593-3600 (2011).
- [13] Jing, H., Liu, Z. and Chen, H.: A Switched Control Strategy for Antilock Braking System With On/Off Valves, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol. 60, No. 4, pp. 1470-1484 (2011).
- [14] Kawabe, T., Nakazawa, M., Nostu, I. and Watanabe, Y.: A Sliding Mode Controller for Wheel Slip Ratio Control System, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, Vol. 27, No. 5-6, pp. 393-408 (1997).
- [15] Lv, H., Jia, Y., Du, J. and Du, Q.: ABS Composite Control Based on Optimal Slip Ratio, in *Proceedings of 2007 American Control Conference*, pp. 5748-5752 (2007).
- [16] 小竹元基, 大島紀明, 永井正夫: “駆動性向上を目指した超小型電気自動車の車輪速度制御”, *日本機械学会論文集 C*, Vol. 70, No. 694, pp. 1680-1686, 2004.
- [17] G. A. Magallan, C. H. D. Angelo, and G. O. Garcia: “Maximization of the Traction Forces in a 2WD Electric Vehicle, *IEEE Trans. Vehicular Technology*”, Vol. 60, No. 2, pp. 369-380, 2011.
- [18] N. Mutoh: “Driving and Braking Torque Distribution Methods for Front and Rear-Wheel-Independent Drive-Type Electric Vehicles on Roads With Low Friction Coefficient, *IEEE Trans. Industrial Electronics*”, Vol. 59, No. 10, pp. 3919-3933, 2012.
- [19] D. Yin, S. Oh, and Y. Hori: “A Novel Traction Control for EV Based on Maximum Transmissible Torque Estimation”, *IEEE Trans. Industrial Electronics*, Vol. 56, No. 6, pp. 2086-2094, 2009.
- [20] Magallan, G. A., Angelo, C. H. D. and Garcia, G. O.: Maximization of the Traction Forces in a 2WD Electric Vehicle, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol. 60, No. 2, pp. 369-380 (2011).
- [21] Mutoh, N.: Driving and Braking Torque Distribution Methods for Front and Rear-Wheel-Independent Drive-Type Electric Vehicles on Roads With Low Friction Coefficient, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 59, No. 10, pp. 3919-3933 (2012).
- [22] Kamachi, M. and Walters, K.: A research of direct yaw-moment control on slippery road for in-wheel motor vehicle, in *Proceedings of International Battery, Hybrid and Fuel Electric Vehicle Symposium*, pp. 2122-2133 (2006).
- [23] 小竹元基, 大島紀明, 永井正夫: “駆動性向上を目指した超小型電気自動車の車輪速度制御”, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol. 70, No. 694, pp. 1680-1686 (2004).
- [24] 白土良太, 穠場亨, 藤田武志, 下平誠司: “電動車両のトラクション制御, 計測と制御”, Vol. 50, No. 3, pp. 195-200 (2011).
- [25] Yin, D., Oh, S. and Hori, Y.: A Novel Traction Control for EV Based on Maximum Transmissible Torque Estimation, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 56, No. 6, pp. 2086-2094 (2009).

- [26] Fujii, K., Fujimoto, H., Kamachi, M. and Yoshida, H.: Experimental Verification of Traction Control for Electric Vehicle Based on Slip Ratio Estimation without Vehicle Speed Detection, *Review of Automotive Engineering*, Vol. 29, No. 3, pp. 369373 (2008).
- [27] 鈴木亨, 藤本博志: 車体速度と加速度検出不要な電気自動車の減速時におけるスリップ率推定と回生ブレーキ制御, *電気学会論文誌 D*, Vol. 130, No. 4, pp. 512517 (2010).
- [28] 吉村雅貴, 藤本博志: インホイールモータを搭載した電気自動車の駆動トルク制御法, *電気学会論文誌 D*, Vol. 131, No. 5, pp. 721728 (2011).
- [29] Kanou, T. and Fujimoto, H.: Slip-ratio Based Yaw-rate Control with Driving Stiffness Identification for Electric Vehicle, in *Proceedings of 9th International Symposium on Advanced Vehicle Control*, pp. 786791 (2008).
- [30] J. Amada, and H. Fujimoto: "Torque based direct driving force control method with driving stiffness estimation for electric vehicle with in-wheel motor", *Proc. 38th Annual Conference on IEEE Industrial Electronics Society*, pp. 4886–4891, 2012
- [31] 前田健太, 藤本博志, 堀洋一: "瞬間低 μ 路での駆動力維持を目的としたインホイールモータ搭載電気自動車の前後輪駆動力配分法", *機械学会論文集 C*, Vol. 78, No. 794, pp.3383–3392, 2012
- [32] Rajamani, R.: Tire-Road Friction-Coefficient Estimation, *IEEE Control Systems*, Vol. 30, No. 4, pp. 5469 (2010).
- [33] 西原修, 坂谷祐輔, 野田真太郎, 栗重正彦: ブラシモデルによる路面摩擦係数の推定, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol. 75, No. 753, pp. 15161524 (2009).
- [34] K. Maeda, H. Fujimoto, Y. Hori, "Driving Force Control of Electric Vehicle Based on Optimal Slip Ratio Estimation Using brush model", *JIASC*, Vol. IV, pp. 137-140, 2012.
- [35] 古川公久, 内田利之, 堀洋一: 車体速度の実測が不要な電気自動車のための路面最大摩擦係数推定法の提案, *電気学会産業計測制御研究会資料*, No. IIC05-70, pp. 7176 (2005).
- [36] Gustafsson, F.: Monitoring tire-road friction using the wheel slip, *IEEE Control Systems*, Vol. 18, No. 4, pp. 4249 (1998).
- [37] Rajamani, R., Phanomchoeng, G., Piyabongkarn, D. and Lew, J. Y.: Algorithms for Real-Time Estimation of Individual Wheel Tire-Road Friction Coefficients, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 17, No. 6, pp. 11831195 (2012).
- [38] 浅野勝宏, 菅井賢, 小野英一, 梅野孝治, 山口裕之, 宮下政則, 石黒陸雄: 車輪の振動現象と制動力最大化制御, *豊田中央研究所 R&D レビュー*, Vol. 34, No. 2, pp. 2734 (1999).
- [39] Erdogan, G., Alexander, L. and Rajamani, R.: Adaptive Vibration Cancellation for Tire-Road Friction Coefficient Estimation on Winter Maintenance Vehicles, *IEEE Transactions on Control System Technology*, Vol. 18, No. 5, pp. 10231032 (2010).

- [40] Erdogan, G., Alexander, L. and Rajamani, R.: Estimation of Tire-Road Friction Coefficient Using a Novel Wireless Piezoelectric Tire Sensor, *IEEE Sensors Journal*, Vol. 11, No. 2, pp. 267279 (2011).
- [41] Haffner, L., Kozek, M., Shi, J. and Jorgl, H. P.: Estimation of the maximum friction coefficient for a passenger vehicle using the instantaneous cornering stiffness, in *Proceedings of 2008 American Control Conference*, pp. 45914596 (2008).
- [42] 澤瀬 薫, "Super All Wheel Control (S-AWC) -三菱自動車の車両運動統合制御システム-", 自動車技術会 2018 年度第 3 回講演会『自動車の走りを制御する最新技術, 講演資料, 2018.
- [43] 平賀直樹, 山門誠, 狩野芳郎, 安部正人, : G-Vectoring 制御の消費エネルギーによる評価, 自動車技術会 2012 年春季学術講演会前刷集, No. 63-12, pp. 2326(2012).
- [44] 梅津大輔, 加藤史律, 他, : 量産型 GVC Moment Plus 制御車両の開発, 自動車技術会 2018 年春季学術講演会前刷集 (2018).
- [45] S. D. Cairano, H. E. Tseng, D. Bernardini, and A. Bemporad: "Vehicle Yaw Stability Control by Coordinated Active Front Steering and Differential Braking in the Tire Sideslip Angles Domain", *IEEE Trans. Control Systems Technology*, Vol. 21, No. 4, pp. 1236–248, 2013.
- [46] H. Ogura, and T. Murakami: "Improvement of vehicle stability by reaction force control on accelerator pedal and steering wheel ", *Proc. International Power Electronics Conference*, pp. 2956–2963 2010.
- [47] H. Fujimoto, T. Saito, and T. Noguchi: "Motion stabilization control of electric vehicle under snowy conditions based on yaw-moment observer ", *Proc. The 8th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control 2004*, pp.35–40, 2004.
- [48] M. Kamachi, and K. Walters: "A research of direct yaw-moment control on slippery road for in-wheel motor vehicle ", *Proc. The 22nd International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium and Exposition, Yokohama*, pp. 2122–2133, 2006.
- [49] F. J. Perez-Pinal, I. Cervantes, and A. Emadi: "Stability of an electric differential for traction applications ", *IEEE Trans. Vehicular Technology*, Vol. 58, No. 7, pp. 3224–3233, 2009.
- [50] A. Roshanbin and M. Naraghi: "Vehicle Integrated Control-An Adaptive Optimal Approach to Distribution of Tire Forces", in *Proc. IEEE International Conference on Networking, Sensing and Control*, pp. 885–890, 2008.
- [51] E. Ono, Y. Hattori, H. Aizawa, H. Kato, S. Tagawa and S. Niwa: "Clarification and Achievement of Theoretical Limitation in Vehicle Dynamics Integrated Management", *Journal of Environment and Engineering*, Vol. 4, No. 1, pp. 89–100, 2009.
- [52] O. Mokhiamar, and M. Abe, "Effects of An Optimum Cooperative Chassis Control From The View Points of Tire Workload", *Proc. of JSAE 2003 Annual Congress*, No.33-03, pp.15–20, 2003.

- [53] 安藤直樹, 藤本博志: “電気自動車の後輪独立制駆動力配分とアクティブ前後輪操舵を用いたヨーレート制御”, 電気学会論文誌 D, Vol. 131, No. 4, pp. 616–623, 2011.
- [54] N.Shimoya, H.Fujimoto, ”Fundamental Study of Driving Force Distribution Method for Minimization of Maximum Slip Ratio for Electric Vehicles with In-wheel Motors”, International Electric Vehicle Technology Conference (EVTeC), 2016.
- [55] R. Tchamna, and I. Youn: “Yaw rate and side-slip control considering vehicle longitudinal dynamics ”, International Journal of Automotive Technology, Vol. 14, No. 1, pp. 53–60, 2013.
- [56] R. Wang, H. Zhang, and J. Wang: “Linear parameter-varying controller design for four-wheel independently actuated electric ground vehicles with active steering systems, IEEE Trans. Control System Technology ”, Vol. 22, No. 4, pp. 1281–1296, 2014.
- [57] L. Zhai, T. Sun, and J. Wang: “Electronic stability control based on motor driving and braking torque distribution for a four in-wheel motor drive electric vehicle, IEEE Trans. Vehicular Technology ”, Vol. 65, No. 6, pp. 4726–4739, 2016.
- [58] 山内雄哉, 藤本博志: “電気自動車におけるヨーモーメントオブザーバとラテラルフォースオブザーバを用いた車両姿勢制御法 ”, 電気学会論文誌 D, Vol. 130, No. 8, pp. 939–944, 2010
- [59] 下屋直人, 藤本博志, ”四輪独立駆動電気自動車における車輪の余剰負荷率を利用した 3 自由度制御法”, 第 4 回計測自動制御学会制御部門マルチシンポジウム, 2017.
- [60] S. Sato and H. Fujimoto: “Proposal of Pitching Control Method Based on Slip-Ratio Control for Electric Vehicle ”, Proc. The 34rd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, pp. 2823–2828, 2008.
- [61] K. Kawashima, T. Uchida, and Y. Hori: “Rolling stability control of in-wheel electric vehicle based on two-degree-of-freedom control ”, Proc. 10th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control, pp.751–756, 2008.
- [62] 落直哉, 藤本博志, 堀洋一: “四輪インホイールモータを搭載した電気自動車における正負のアンチダイブ力を用いたロール角制御 ”, 平成 24 年電気学会産業応用部門大会講演集, 第 IV 巻, pp. 133–136, 2012.
- [63] 福留秀樹: “インホイールモータによる前後振動低減 ”, 自動車技術会論文集 Vol. 47, No. 2, pp. 457–462, 2016
- [64] 落直哉, 藤本博志, 堀洋一: “電気自動車におけるロールおよびピッチモーメントオブザーバを用いた規範モデル追従制御 ”, 平成 25 年産業計測制御/メカトロニクス制御合同研究会資料, IIC-13-002,MEC-13-002, 2013
- [65] D. Karnopp: “Active damping in road vehicle suspension system ”, Vehicle System Dynamics, Vol. 12, No. 6, 1983.

- [66] 勝山悦生: “インホイールモータによる非連成 3D モーメント制御の開発”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.3-11, 2011.
- [67] 勝山悦生, 大前彩奈: “インホイールモータを用いたばね下逆スカイフックダンパ制御による乗り心地の研究”, 自動車技術会 2016 年春季大会, S127, pp. 674–679, 2016.
- [68] E. Katsuyama, “Improvement of ride comfort by triple Skyhook control,” in JSAE Spring Congress 2018, pp. 215234, 2018.
- [69] 角谷勇人, 藤本博志, “電気自動車の航続距離延長制御システムに対する前後輪横滑り角と左右トルク配分方の提案”, 平成 23 年電気学会産業計測制御研究会, IIC-11-134, pp.1–6, 2011
- [70] H. Fujimoto, S. Egami, J. Saito, and K. Handa: “Range Extension Control System for Electric Vehicle Based on Searching Algorithm of Optimal Front and Rear Driving Force Distribution”, Proc. the 38th Annual Conference on IEEE Industrial Electronics Society, pp. 4244–4249, 2012
- [71] 池澤 佑太, 藤本 博志, 川野 大輔, 後藤 雄一, 武田 雄資, 佐藤 宏治, “電気自動車における旋回を考慮した速度軌道最適化による航続距離延長自動運転”, 電気学会, Vol. 137, No. 12 pp.899-907, 2017.
- [72] Takuya Fukuda, Hiroshi Fujimoto, Yoichi Hori, Daisuke Kawano, Yuichi Goto, Yusuke Takeda, Koji Sato, “Range Extension Autonomous Driving of Electric Vehicle Considering Maximum Jerk Constraint”, EVS30, pp. N/A, 2017.
- [73] X. Wu, X. He, G. Yu, A. Harmandayan and Y. Wang: “Energy-Optimal Speed Control for Electric Vehicles on Signalized Arterials,” IEEE Trans. on Intelligent Transportation Systems, Vol.16, No. 5, pp. 27862796 (2016).
- [74] 福田卓也, 藤本博志, 堀洋一, 奥井伸宜, 武田雄資, 佐藤宏治, “二台の電気自動車の車間距離を考慮した協調的な航続距離延長自動運転”, 機械学会 第 26 回交通・物流部門大会, pp.N/A, 2017.
- [75] 安部正人: “自動車の運動と制御”, 東京電機大学出版局, 2012
- [76] H. B. Pacejka and E. Bakker, “The magic formula tyre model”, Tyre models for vehicle dynamic analysis”, Proc. the 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, pp. 1–18, 1991.
- [77] M. Nagai, S. Yamanaka, and Y. Hirano, “Integrated control law of active rear steering control”, In Proc. 3rd International Symposium on Advanced Vehicle Control, pp. 451-469, 1996.
- [78] Y. Horiuchi, “A proposition of the simple tire model for the Vehicle Stability Assist system”, Society of Automotive Engineers of Japan, preceding of congress, No.64-98, (1998). (in Japanese)
- [79] D. Savitski, D. Schleinin, V. Ivanov, S. Member, and K. Augsburg, “Robust Continuous Wheel Slip Control with Reference Adaptation : Application to Brake System with Decoupled Architecture,” IEEE Transactions on Industrial Informatics, Volume 14, Issue 9, pp. 112, 2018.
- [80] T. Ohtsuka, “Introduction to Nonlinear Optimal Control”, CORONA PUBLISHING CO.,LTD. (2011),(in Japanese)

- [81] C. Geng, T. Uchida, Y. Hori, "Body Slip Angle Estimation and Control for Electric Vehicle with In-Wheel Motors", IEEE conference IECON 2007.

謝辞

本論文を執筆するにあたり、日頃御指導御鞭撻を受け賜りました藤本博志准教授、堀洋一教授に心から感謝いたします。また、私の研究に関して様々なアドバイスを賜りました居村岳広特任講師、清水修特任助教に厚く御礼申し上げます。藤本准教授には論文に関する御指導のみだけでなく、企業との研究交流や講演会などにも参加させていただき、研究では得られない貴重な体験ができる機会をいただきました。また、研究の御指導にとどまらず、日々の学生への気遣いなど様々は場面でもお世話になりました。実験機の製作や調整、実験環境の確保などご尽力いただき、いつでも実機で実験を行うことができました。さらに一般公開などの行事についてもご相談にのっていただくなど、幾度となくお世話になりました。心より御礼申し上げます。堀教授にもここでは書ききれないほど様々な機会でお世話になりました。特に、先生が持つ広い人脈を通じて沢山の方々と出会うことができ、本当に感謝しております。タジマEVとは共同研究を通じて世界最速のEVをつくるプロジェクトに参加することができました。大変光栄であると同時に、一生の記憶に残る貴重な経験となりました。このような機会を与えてくださった田嶋様、安田様、柳田様、上荒磯様、石井様、酒向様、山本様、粟津原様には大変感謝しております。また、FPEV2-Kanonの不具合の際にも迅速なご協力を賜り、滞りなく研究を進めることができました。小野測器の佐藤様、武田様、他皆様にはEVチームの共同研究において大変お世話になりました。自動車や、その制御の評価のための広い環境や、再現性の高い試験ができる独自の試験装置を使用させて頂くという非常に貴重な体験をさせて頂きました。また、技術交流という形でも私の研究について助言を頂き、大変参考にさせて頂きました。深く感謝申し上げます。三菱自動車の藤田様はじめ他の皆様には技術交流という形で本研究に対するアドバイスを頂くだけでなくFPEV2-Kanonのバッテリートラブルの際にご尽力いただきました。心より感謝申し上げます。ブリヂストンの芥川様、若尾様、桑山様にはタイヤの性質について様々な助言を頂き、研究のヒントを得ることができました。堀・藤本研究室のメンバーとはたくさんの時間を共有しました。様々な研究内容について話し合い、辛いときも皆様と一緒にいたからこそここまで来ることができました。特に、いつも実験などを手伝っていただいたEVチームの皆様には本当に感謝をしております。私がこれまで計画通りに実験を進められたのは皆さまのご協力のおかげです。この修士の二年間は研究室の皆様のおかげで大変充実して過ごすことができました。この場を借りて深く感謝申し上げます。最後に、この修士課程での生活を支えていただき、いつも見守ってくれた家族に感謝致します。

発表文献

査読付国際会議論文

- [1] 著 者 H. Fuse, H. Fujimoto, Y. Hori
題 名 Minimum-time Maneuver and Friction Coefficient Estimation
Using Slip Ratio Control for Autonomously-Driven Electric Vehicle
会 議 名 The 4th IEEJ international workshop
on Sensing, Actuation, Motion Control, and Optimization (SAMCON2018)
場 所 Tokyo, Japan
発 表 日 6th, March, 2018
開催期間 6th–8th, March, 2018
- [2] 著 者 H. Fuse, H. Fujimoto
題 名 Effective Tire Force Vector Control and Maximization Method
for Independent-Four-Wheel-Drive Electric Vehicle
会 議 名 The 2018 IEEE International Transportation Electrification Conference
& EXPO Asia-Pacific (ITEC-AP2018)
場 所 Bangkok, Thailand
発 表 日 8th, June, 2018
開催期間 6th–9th, June, 2018
- [3] 著 者 H. Fuse, H. Fujimoto
題 名 Effective Tire Slip Ratio and Slip Angle Control Method
-Tire Workload Maximization Using Independent-Four-Wheel-Drive
Electric Vehicle Based on λ -Method-
会 議 名 2018 International Conference on Advanced Automotive Technology
場 所 Gwangju, Korea
発 表 日 5th, July, 2018
開催期間 5th–7th, July, 2018

- [4] 著 者 H. Fuse, H. Fujimoto
 題 名 Fundamental Study on Driving Force Control Method
 for Independent-Four-Wheel-Drive
 Electric Vehicle Considering Tire Slip Angle
 会 議 名 The 44th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society
 場 所 Washington D.C., USA
 発 表 日 22th, October, 2018
 開催期間 21st–23th, October, 2018
- [5] 著 者 H. Fuse, H. Fujimoto, Y. Hori
 題 名 Experimental Verification of Driving Force Controller
 Using High-Power Racing Electric Vehicle
 会 議 名 The 5th IEEJ international workshop
 on Sensing, Actuation, Motion Control, and Optimization (SAMCON2019)
 場 所 Chiba, Japan
 発 表 日 2019年3月発表予定
 開催期間 4th–6th, March, 2019
- [6] 著 者 H. Fuse, H. Fujimoto
 題 名 Driving Force Controller for Electric Vehicle
 Considering Sideslip Angle Based on Brush Model
 会 議 名 IEEE 2019 International Conference on Mechatronics
 場 所 Ilmenau, Germany
 発 表 日 2019年3月発表予定
 開催期間 18th–20th, March, 2019

国内会議論文

- [7] 著 者 布施 空由, 藤本博志
 題 名 4輪独立駆動する電気自動車を想定した λ -Methodに基づく
 タイヤカベクトル制御と負荷率最大化
 会 議 名 平成30年電気学会産業応用部門大会
 4-13, IV-125-IV-130, 2018
 場 所 横浜国立大学, 神奈川県
 発 表 日 2018年8月29日
 開催期間 2018年8月28–30日

投稿準備中の論文誌

- [8] 著 者 布施 空由, 藤本博志
題 名 4 輪独立駆動する電気自動車を想定した λ -Method に基づく
タイヤカベクトル制御と負荷率最大化
論文誌名 電気学会論文誌 D, 掲載決定

付録 A

ハイパーEVを用いたスリップ率制御系・駆動力制御系の実験検証

本研究室はタジマEVと共同研究を行っており、世界最速のEVの開発に取り組んでいる。パイクス・ピーク・インターナショナル・ヒルクライム選手権で優勝し、世界記録の樹立が目標である。それに先立ち、実装予定の運動制御としてもっとも重要な役割となる駆動力制御系の実験検証を行った。

今回の検証実験で用いた車両はオンボードモータを4つ搭載した4輪独立駆動するレース用EVであり、圧倒的に高い出力とグリップ力を誇る。ドライブシャフトとチェーンによって車輪は駆動されるため、本研究室が所有するダイレクトドライブIWMとは大きく異なる。今回の実験の目的をまとめると次のようになる。

1. 大出力なEVを用いた、高 μ 路におけるトラクション制御の実証
2. シャフトドライブやチェーンを搭載した車両による実証

A.1 実験車両：E-Runner 2016

本節では検証実験に用いた車両の説明を行う。今回の実験車両はパイクス・ピーク・インターナショナル・ヒルクライム・チャンピオンシップ (PPIHC) 2016に出場したレース用EV「E-runner 2016」であり、Fig. 61にその外観を示す。また、Table 12とTable 13に車両の仕様諸元を示す。今回の検証実験で用いた車両はオンボードモータを4つ搭載し、4輪独立駆動が可能である。4輪トータルで最大1100 [kW] (1500 [PS] 相当)の出力が可能であり、一般的な市販車の10倍以上の最大出力を誇る。モータのトルクも300 [Nm]以上あるため、低速領域であれば高 μ 路でもタイヤを空転させることが可能である。実験車両はレース用のスリックタイヤを装着しており、最大摩擦係数が1.3以上と高いグリップを持つ。タイヤの剛性が高いため変形しにくく、最適スリップ率は0.04から0.05と小さい。Fig. 62に実験車両のタイヤの μ - λ 曲線を示す。

今回の実験検証では、全日本ラリー選手権を9回優勝した経験を持つプロドライバー栗津原豊氏がテストドライバーを務めた。



Fig. 61: E-runner 2016, high-power racing EV for the experimental verification.

A.2 ハイパーEVによるスリップ率制御系の実験検証

A.2.1 実験条件

静岡県愛野にあるエコパでスリップ率制御系の実験検証を行った。Fig. 63 に実験のイメージを示す。また、Table 14 に具体的なシミュレーション条件を示す。実験ではアクセルペダルをベタ踏みにする全開加速を以下の3パターンで行った。

1. 制御無し（直接トルク制御），ベタ踏み
2. 制御なし，プロドライバーによるペダル操作
3. 制御あり，ベタ踏み（制御指令 ON）

スリップ率制御のスリップ率指令値は $\lambda^* = 0.02, 0.04, 0.06, 0.10$ の4通りを試験した。安全のため、前輪のみを駆動させ、後輪は車体即情報の取得に用いた。

バッテリーの放電能力を考慮し、モータの出力トルクは280 Nmで制限している（制御なしの時は270 [Nm]）。インナーループのスリップ率制御系のPIゲインは以下のように極配置法で決定した。ノミナルの車輪イナーシャ $J_{\omega n}$ はノミナルスリップ率を $\lambda_n = 0.1$ として与えた。制御系の極は $\omega_c = 2$ [rad/s] とした。条件を揃えるべく、タイヤのウォームアップ等を行わずに各条件を試験した。

Tab. 12: Vehicle specification and performance.

Vehicle mass M	1605 kg
Wheelbase l	2.7 m
Distance from center gravity to front and rear axle l_f, l_r	l_f :1.31 m l_r :1.39 m
Gravity height h_g	0.33 m
Tread d_f, d_r	1.62, 1.68 m
Equivalent front and rear wheel inertia $J_{\omega f}, J_{\omega r}$	$J_{\omega f} = 0.95 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $J_{\omega r} = 0.95 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Wheel radius r	0.35 m
Optimal slip ratio λ_{p0}	0.04-0.05
Drivetrain	Chain-driven System
Gear ratio	6.11
0-100 km/h acceleration	2.2 s
Top speed	270 km/h

Tab. 13: Specification of electric motors.

	Front	Rear
Manufacturer	Rimac Automobili	
Rated torque	250 Nm	300 Nm
Maximum torque	330 Nm	424 Nm
Rated power	160 kW	193 kW
Maximum power	319 kW	327 kW
Maximum speed	10600 rpm	10600 rpm

$$K_P = 2J_{\omega n}\omega_c \quad (\text{A-1})$$

$$K_I = J_{\omega n}\omega_c^2 \quad (\text{A-2})$$

$$J_{\omega n} = J_{\omega f} + \frac{r^2 M}{2}(1 - \lambda_n) \quad (\text{A-3})$$

A.2.2 実験結果

Fig. 65, Fig. 66, Fig. 67, Fig. 68, Fig. 69, Fig. 70 はそれぞれ, 制御なし, プロドライバによるペダルコントロール, スリップ率制御 (指令値 $\lambda^* = 0.02, 0.04, 0.06, 0.10$) の実験結果である。モータトルク T_m の図中, 緑の点線はトルクの上限值を示し, 黒の点線は”Acc”か”Ctrl”を指しているが, それぞれ, Acc はアクセルペダルの開度を百分率で示し, Ctrl は非ゼロの時に制御が ON になっていることを示している。

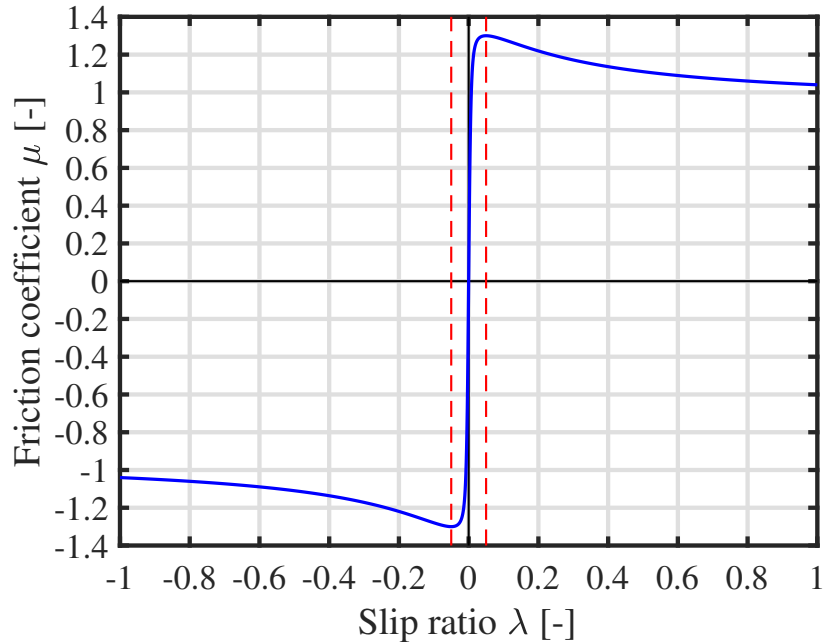


Fig. 62: The approximated λ - μ curve of the experimental vehicle.

Tab. 14: Experimental condition.

Driving wheel	Front wheels (so called "FF")
Torque limit	280 (manual: 270) Nm
PI controller	$\lambda_n = 0.1, \omega_n = 2$ rad/s
Optimal slip ratio λ_{p0}	0.04-0.05

制御なしのベタ踏み加速では (Fig. 65), アクセルペダルに応じてトルク入力直ちに最大値に達し、スリップ率は 0.8, 車輪速度は 70[m/s] まで増加している。約 1[s] でトルク入力減少しているが、これは安全装置が作動したためである。前後加速度 a_x は 3[m/s²] ほどしか得られていない。加速中の様子を Fig. 64 に示す。タイヤが大空転し、白煙が発生していることが分かる。これに対し、プロドライバーによる加速では、スリップ率の上昇は 0.6 までに抑えられ、車輪速は最大で 20 [m/s] と大幅に低減されている。ペダル操作のおかげで前後加速度 a_x は約 4 [m/s²] まで増加している。車体速度 V が 20 [m/s] に到達すると、入力トルクが制限値に到達してもタイヤのスリップが増加しなくなるが、これはダウンフォースの増加によって輪荷重が増大したためである。また、走行抵抗増加（駆動系の損失、転がり抵抗、空気抵抗）も要因である。

次に、スリップ率制御による全開加速の結果を述べる。スリップ率指令値が $\lambda^* = 0.02$ の場合、(see Fig. 67), スリップ率は大幅に抑制されている。最適スリップ率よりも指令値が小さいため、前後加速度 a_x も 4[m/s²] よりも少し小さい。耐久レースなどでタイヤの負担を抑制したい場合はこのような指令値が適しているといえる。

指令値が $\lambda^* = 0.04, 0.06$, そして 0.10 の場合の全開加速は大體同様の傾向である。車体速度 V が 20 [m/s] 以下の時はトラクション確保のため、トルク入力制限される。この間前後加速度 a_x は 4 [m/s²] よりわずかに小さい。車体速度 V が 20 [m/s] 以上になるとトルク入力制限値で最大化され、スリップ

Tab. 15: Comparison of average acceleration from $V = 10$ m/s to $V = 15$ [m/s]. Slip ratio control with $\lambda^* = 0.10$ demonstrates the fastest acceleration.

Ctrl method	Average a_x m/s ²
w/o ctrl (full throttle)	3.32
Pro-driver ctrl	3.81
w/ ctrl $\lambda^* = 0.02$	3.18
w/ ctrl $\lambda^* = 0.04$	3.73
w/ ctrl $\lambda^* = 0.06$	3.75
w/ ctrl $\lambda^* = 0.10$	3.88

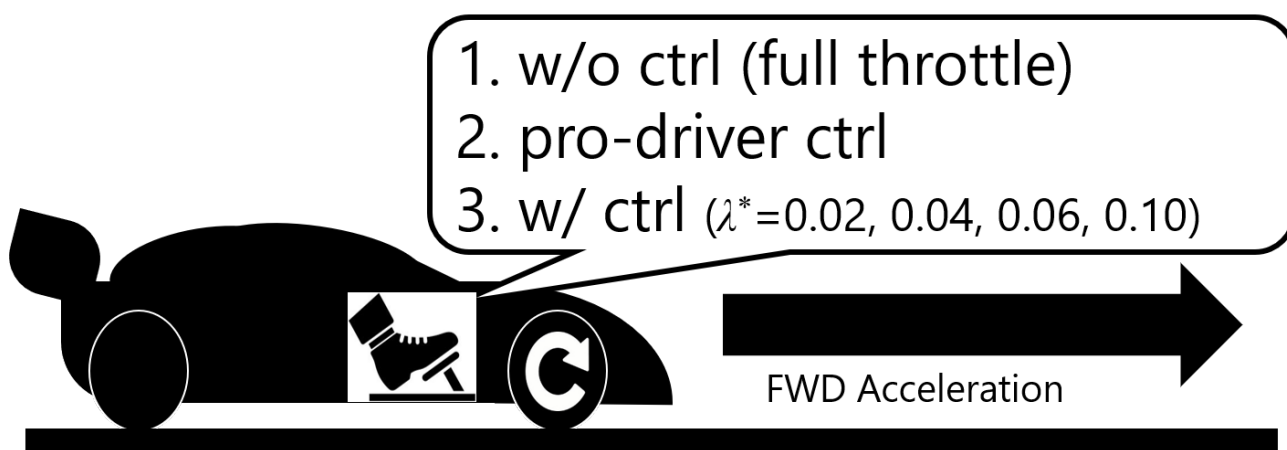


Fig. 63: Illustration of the experiment.

率はおよそ 0.01 まで低下する。スリップ率指令値を 0.04 以上に変化させても結果がほぼ変わらないのは、摩擦係数が直ちに低下しないためである (Fig. 9(b))。

Table 15 に車体速度 $V = 10 \sim 15$ [m/s] の間の平均加速度を比較したものを示す。プロドライバーによる加速は制御のないベタ踏みよりも良い結果が得られた。また、スリップ率指令値 $\lambda^* = 0.04$ と 0.06 の場合のスリップ率制御による加速度は、プロドライバーによる加速よりもわずかではあるが小さかった。更に、指令値が $\lambda^* = 0.10$ の場合はむしろ上回った。このように、スリップ率制御による全開加速はプロドライバーによるそれを優ることがわかった。これは、本制御が大出力レース用 EV にも利用できることを示唆する重要な結果である。

今後は駆動力制御系による制動試験や、旋回を考慮した駆動力配分制御なども取り組んでいく予定である。

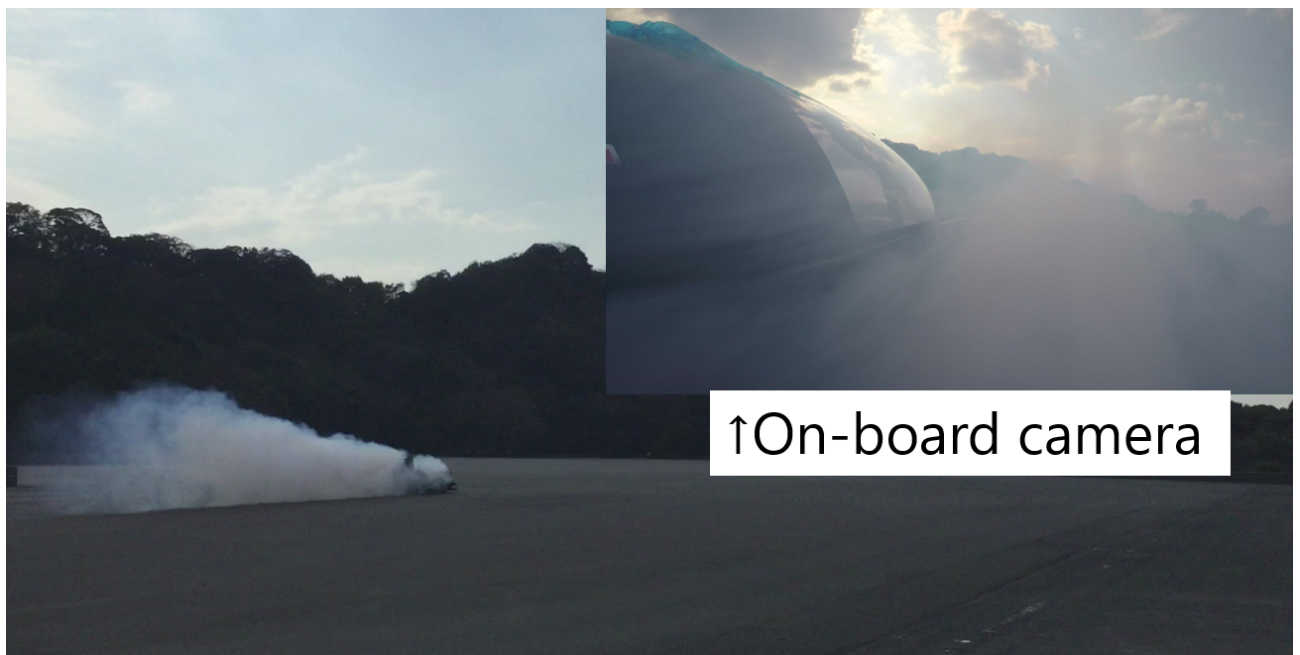
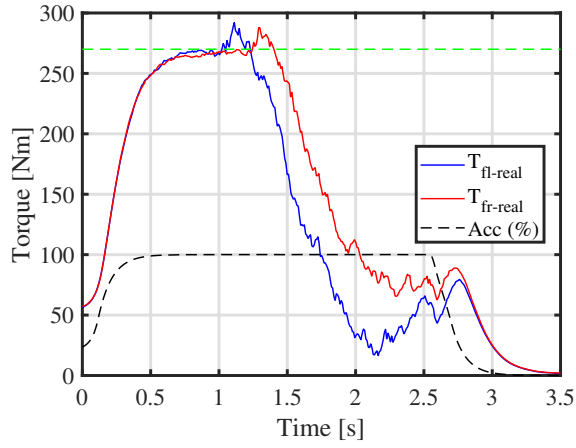
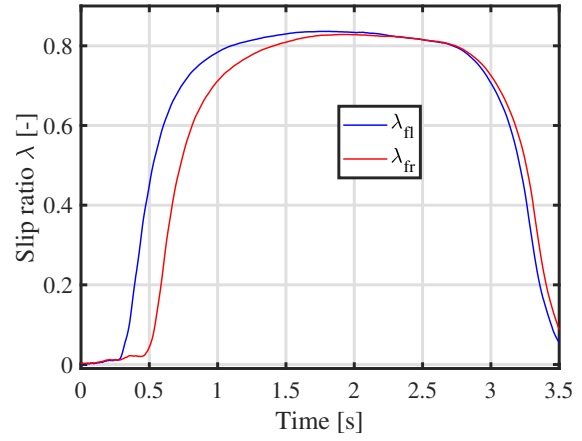


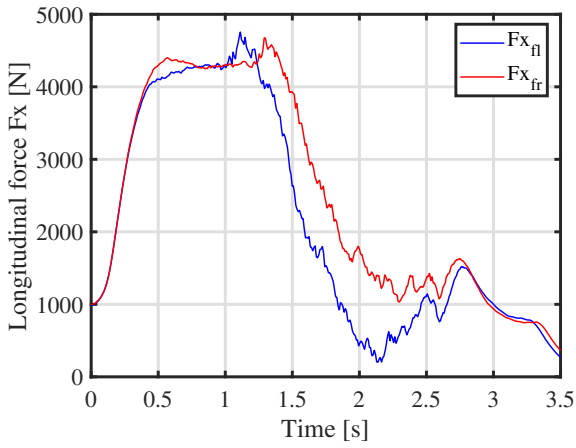
Fig. 64: Full-throttle acceleration without control. Wheels slip so much that huge amount of white smoke covers almost entire vehicle.



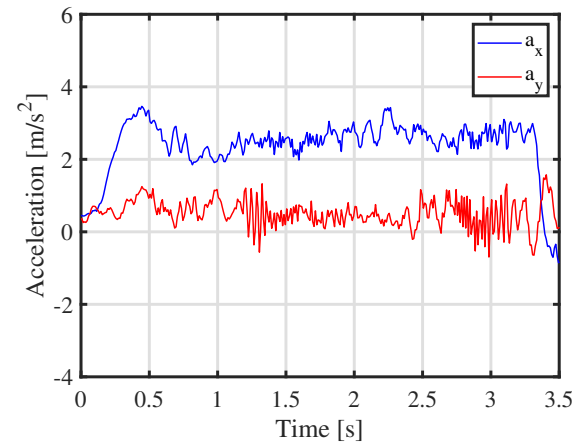
(a) Motor torque T_m .



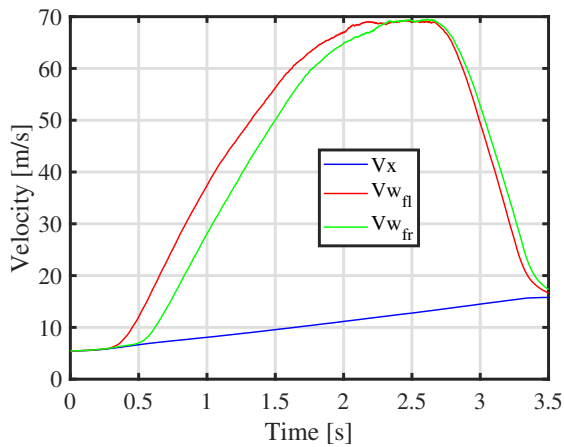
(b) Slip ratio λ .



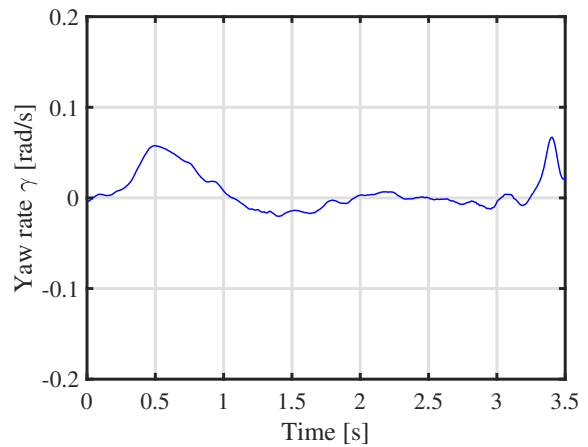
(c) Longitudinal force F_x .



(d) Vehicle acceleration.

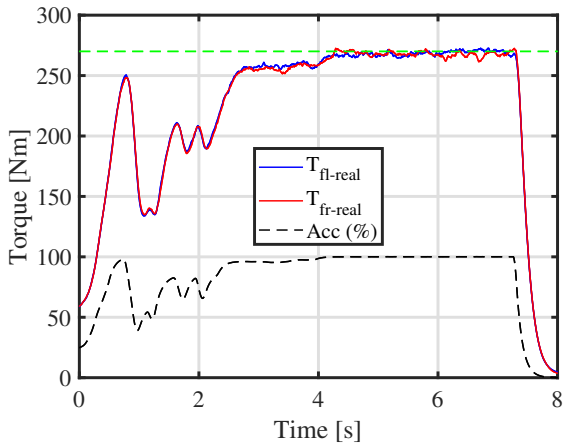


(e) Velocity V .

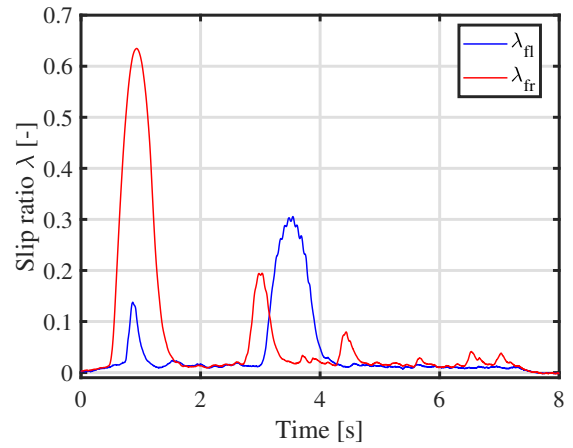


(f) Yaw rate γ .

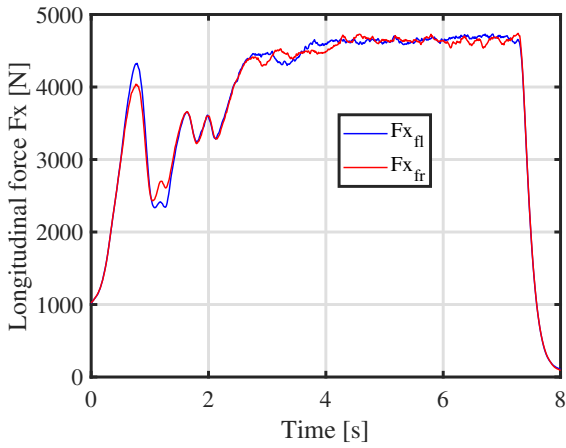
Fig. 65: All-out acceleration without control (full-throttle). Slip ratio went up to 0.8, with the wheel velocity of nearly 70 m/s.



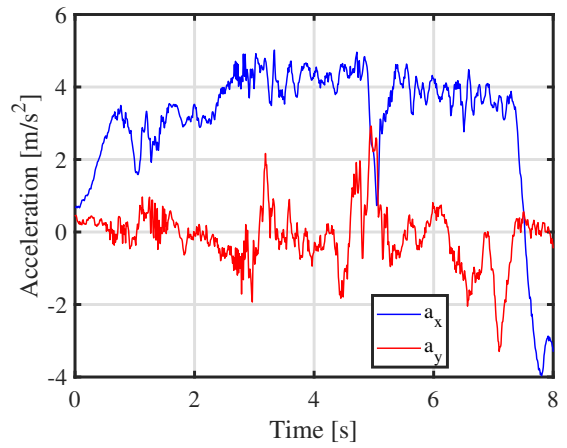
(a) Motor torque T_m .



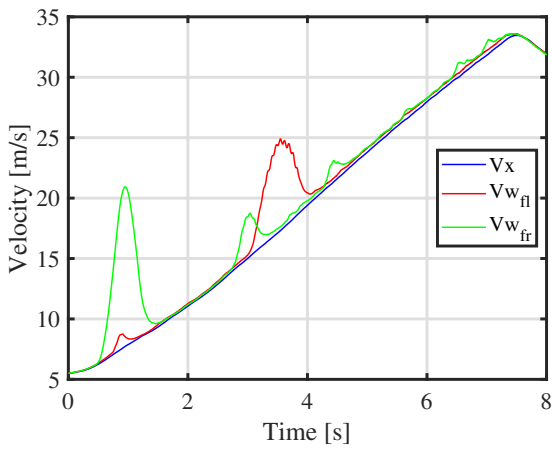
(b) Slip ratio λ .



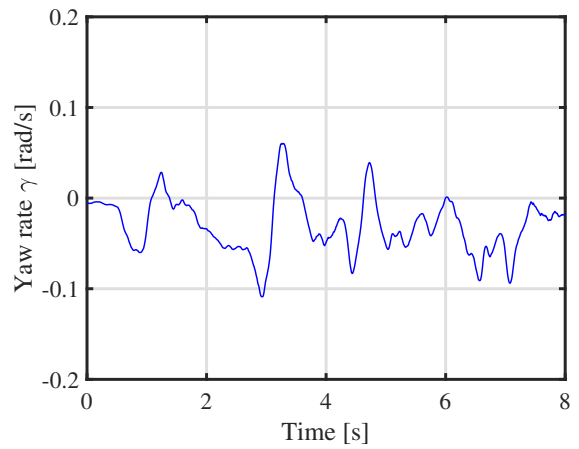
(c) Longitudinal force F_x .



(d) Vehicle acceleration.

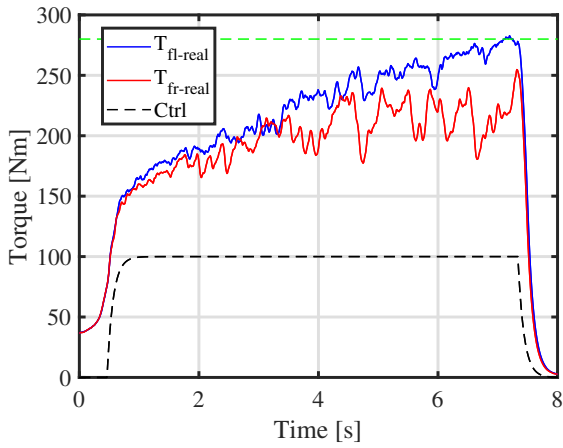


(e) Velocity V .

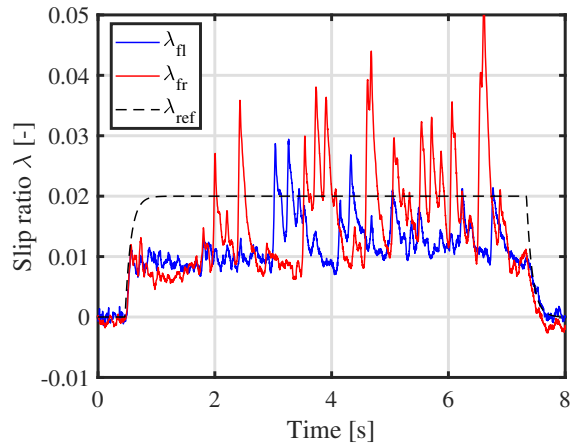


(f) Yaw rate γ .

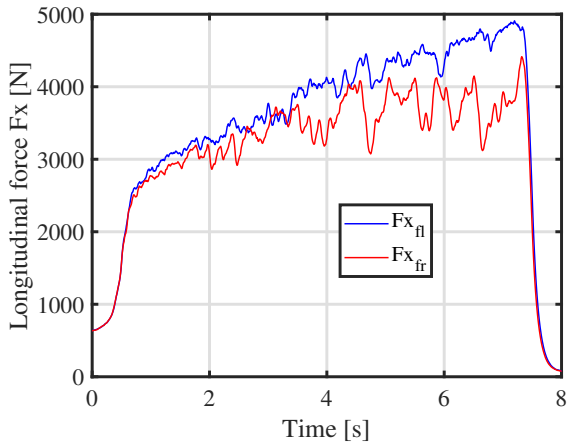
Fig. 66: All-out acceleration with throttle control by a professional driver.



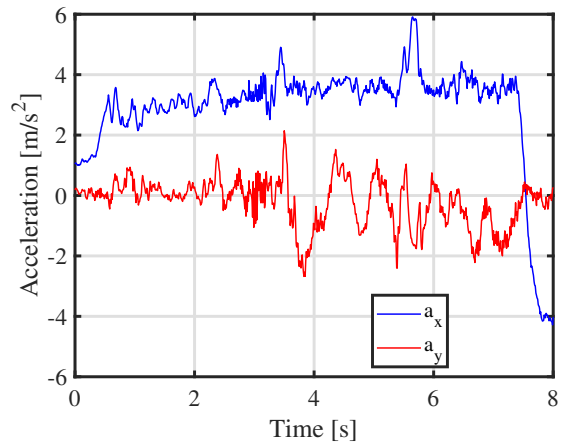
(a) Motor torque T_m .



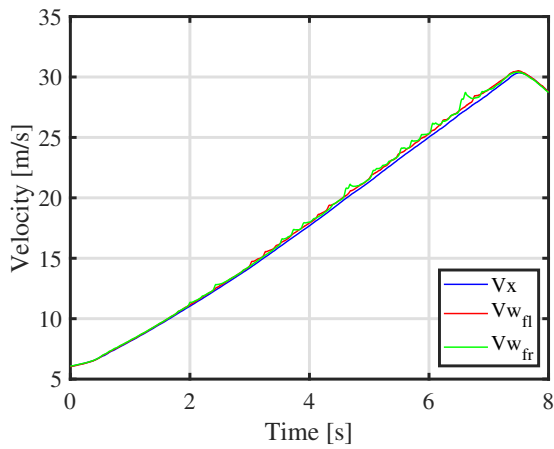
(b) Slip ratio λ .



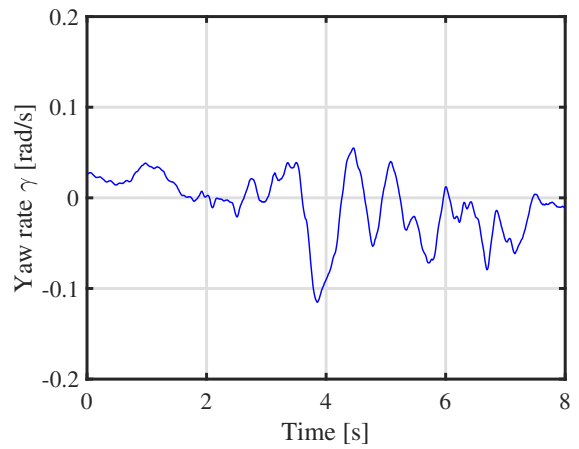
(c) Longitudinal force F_x .



(d) Vehicle acceleration.

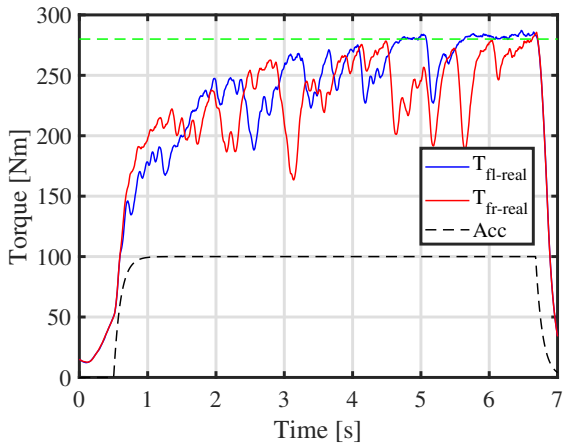


(e) Velocity V .

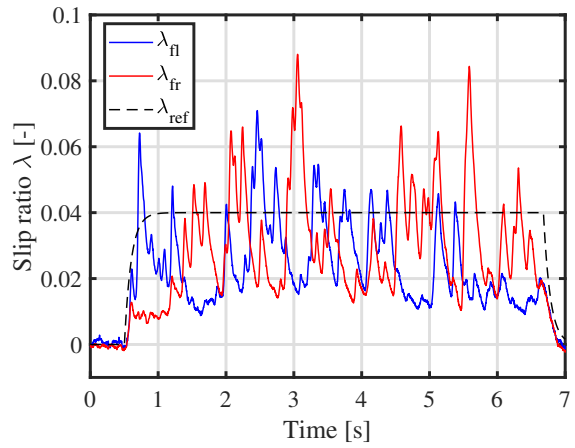


(f) Yaw rate γ .

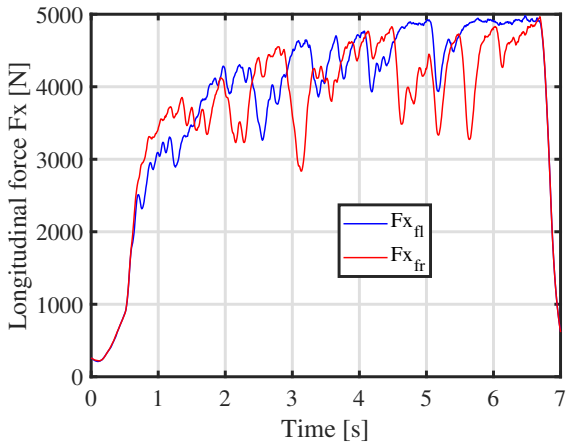
Fig. 67: All-out acceleration with slip ratio control ($\lambda^* = 0.02$).



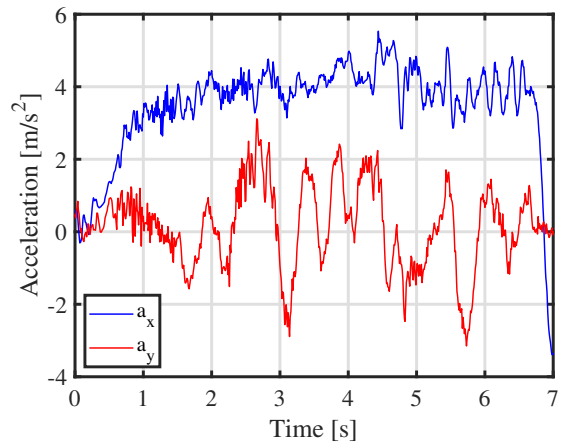
(a) Motor torque T_m .



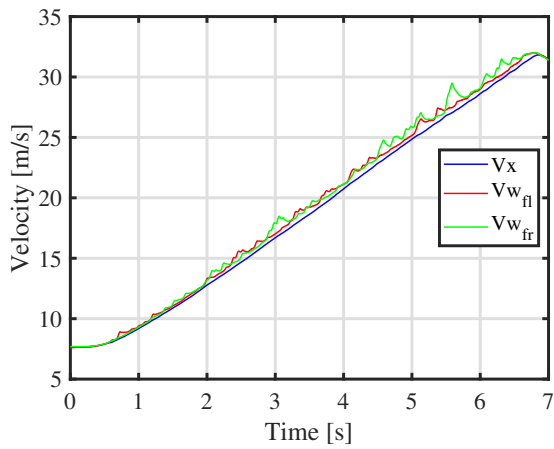
(b) Slip ratio λ .



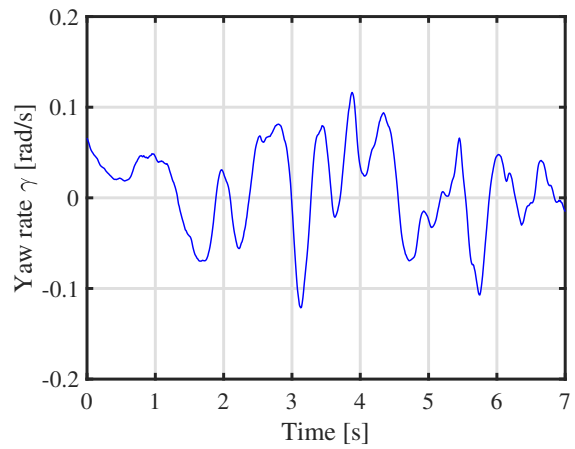
(c) Longitudinal force F_x .



(d) Vehicle acceleration.

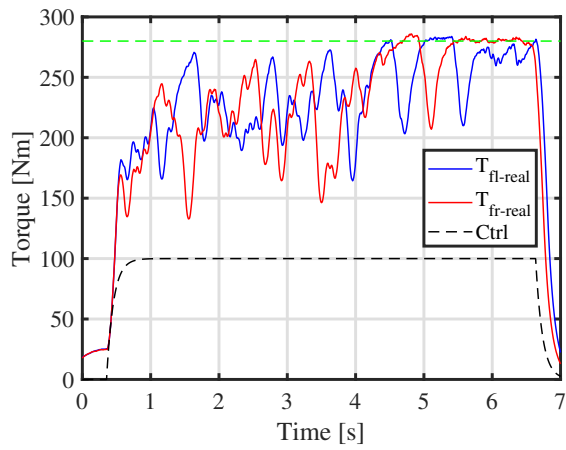


(e) Velocity V .

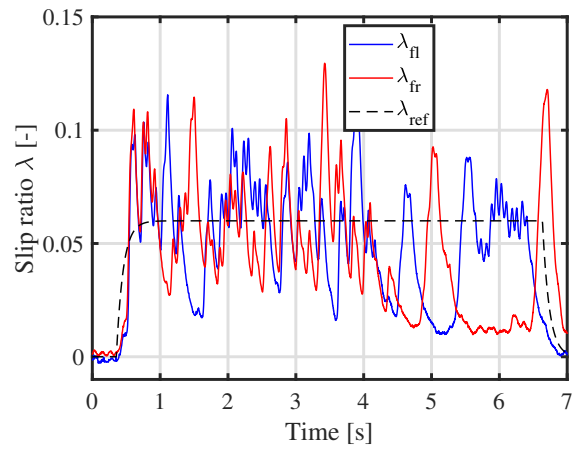


(f) Yaw rate γ .

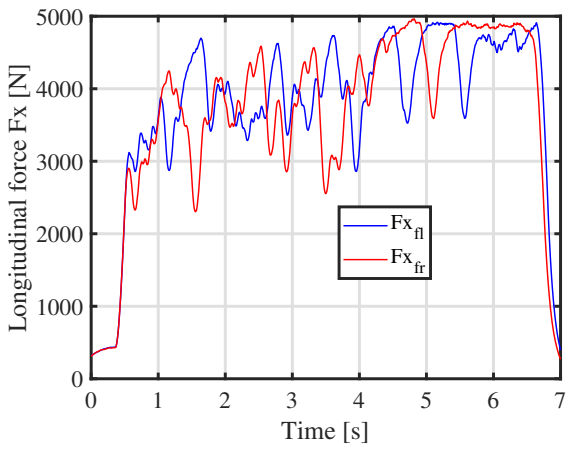
Fig. 68: All-out acceleration with slip ratio control ($\lambda^* = 0.04$).



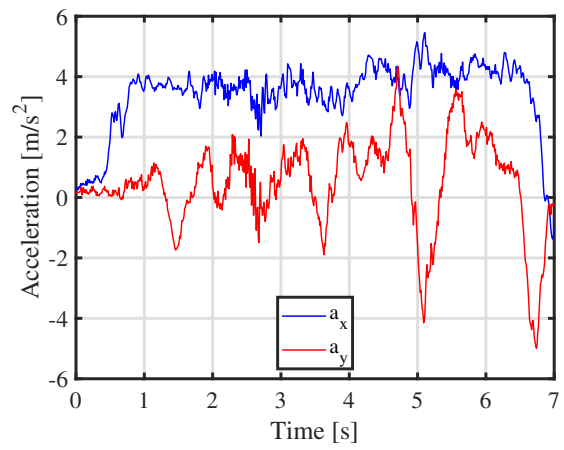
(a) Motor torque T_m .



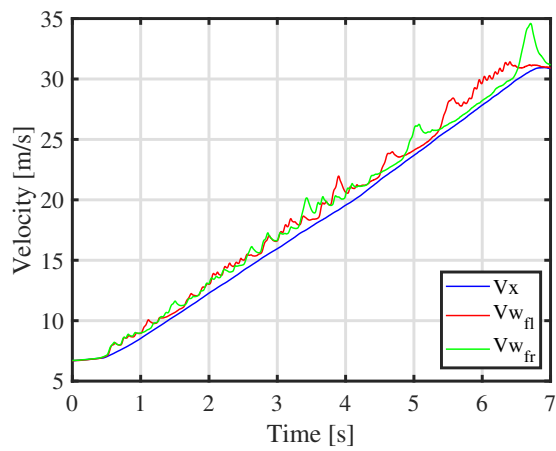
(b) Slip ratio λ .



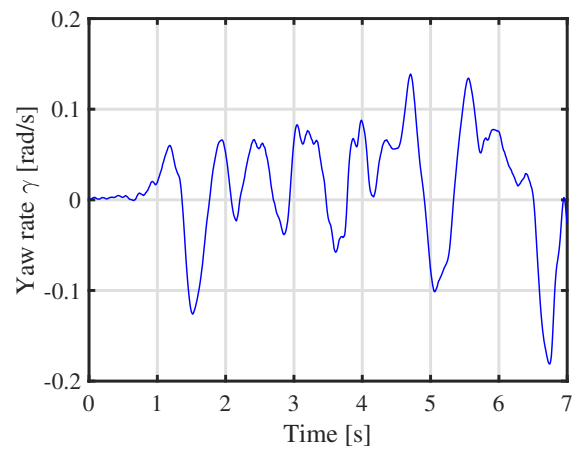
(c) Longitudinal force F_x .



(d) Vehicle acceleration.

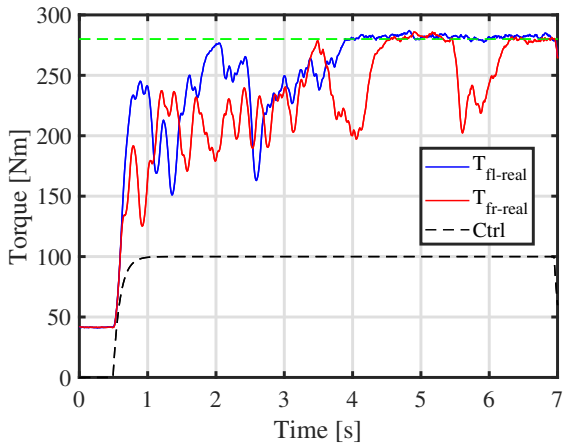


(e) Velocity V .

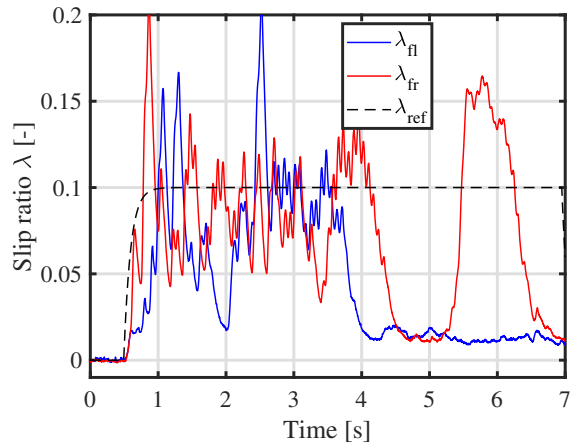


(f) Yaw rate γ .

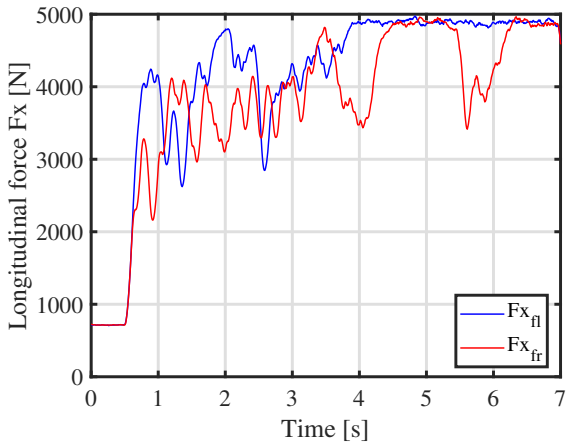
Fig. 69: All-out acceleration with slip ratio control ($\lambda^* = 0.06$).



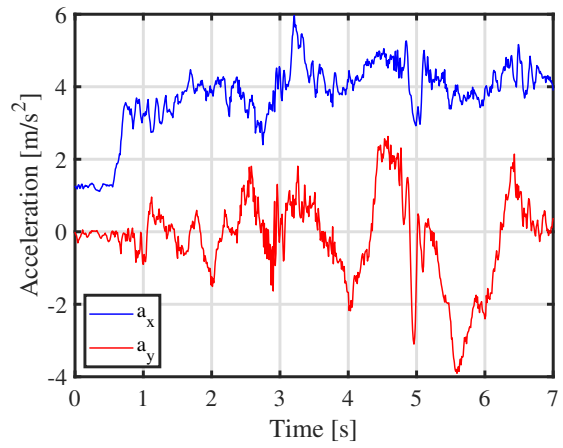
(a) Motor torque T_m .



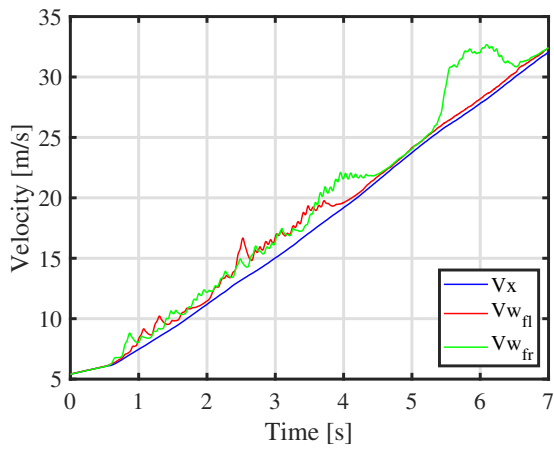
(b) Slip ratio λ .



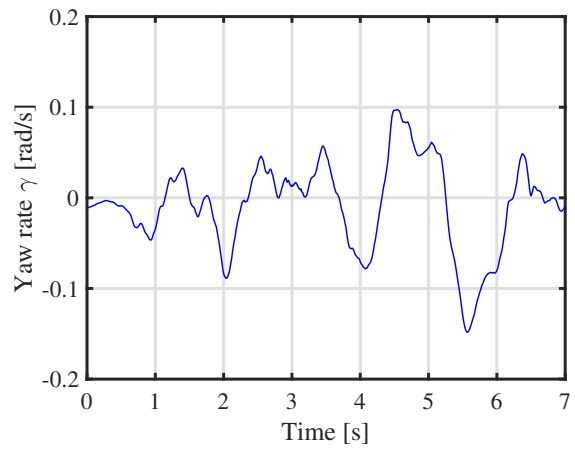
(c) Longitudinal force F_x .



(d) Vehicle acceleration.



(e) Velocity V .



(f) Yaw rate γ .

Fig. 70: All-out acceleration with slip ratio control ($\lambda^* = 0.10$).