



- 学位論文 -

電気 266

# 電気自動車の新しい車両運動制御に関する研究

Advanced Vehicle Motion Control of Electric Vehicle

1999年12月17日

指導教官：堀 洋一 教授

東京大学大学院  
工学系研究科電気工学専攻

坂井 真一郎

# 目次

第1章 序論	1
1.1 本論文の背景と目的	1
1.1.1 研究の背景	1
1.1.2 本論文における問題意識と研究目的	3
1.2 本論文の概要	7
第2章 タイヤの空転防止制御におけるモータの優位性	11
2.1 まえがき	11
2.2 タイヤの粘着特性と空転現象	12
2.2.1 車両の一輪モデルとタイヤ粘着特性の非線形モデル	12
2.2.2 タイヤ粘着特性に対する線形近似モデル	16
2.2.3 空転防止制御の必要性	17
2.3 従来の自動車における空転防止制御手法	17
2.3.1 ABSにおける制御用アクチュエータの構造	18
2.3.2 ABSにおける空転防止制御則	20
2.4 油圧ブレーキとモータにおけるトルク応答の遅れ	21
2.5 車輪速度制御による空転防止に応答遅れが与える影響	23
2.5.1 車輪速制御器の設計	23
2.5.2 応答遅れがある場合のシミュレーション結果	27
2.6 スリップ率制御による空転防止に応答遅れが与える影響	33
2.6.1 スリップ率制御器の設計	33
2.6.2 適切なスリップ率制御器の設計について	34
2.6.3 応答遅れがある場合のシミュレーション結果	40
2.7 スライディングモード制御による空転防止に応答遅れが与える影響	43
2.7.1 スライディングモード制御を用いた空転防止制御系の設計	43
2.7.2 応答遅れがある場合のシミュレーション結果	45
2.8 あとがき	49
第3章 電気自動車における各種のタイヤ空転防止手法とその実験的検討	51
3.1 まえがき	51

3.2	空転防止制御の実験環境	51
3.2.1	実験用電気自動車“東大3月号I”の構成と諸元	51
3.2.2	空転防止制御の実験を行った実験路について	52
3.3	車輪速度制御による空転防止の効果とその実験的検討	55
3.3.1	車輪速度制御の適用によるスリップ率上昇の速度低減効果	55
3.3.2	非積分型の車輪速度制御系 (Model Following Control)	59
3.3.3	車輪速度制御の実験結果	62
3.3.4	車輪速度制御による空転防止の効果と限界	63
3.4	スリップ率制御の実験結果と実験用路面の特性計測	70
3.4.1	スリップ率制御の実験結果とシミュレーション結果の比較	70
3.4.2	スリップ率制御を用いた実験用路面の特性計測	73
3.4.3	まとめ	74
3.5	あとがき	75
<b>第4章</b>	<b>車速情報不要の新しい空転防止制御手法の実現</b>	<b>78</b>
4.1	まえがき	78
4.2	車速情報不要の新しい空転検出手法の提案	79
4.2.1	空転検出のための基礎方程式の導出	79
4.2.2	空転検出器の提案	80
4.2.3	乾燥路面上で急加速した場合の実験結果	81
4.2.4	雪路上で急加速した場合の実験結果	84
4.2.5	濡れた鉄板通過時の実験結果	85
4.3	空転防止制御への適用の可能性	86
4.3.1	シミュレーションによる基礎的な検討	86
4.3.2	実験による基礎的検討	90
4.4	提案した空転検出器に基づく空転防止制御則	90
4.4.1	空転防止制御則の提案	90
4.4.2	空転防止制御の実験結果	95
4.4.3	実験用路面の特性計測結果に基づく提案手法の評価	99
4.5	あとがき	100
<b>第5章</b>	<b>電気自動車における車両2次元運動制御の研究の必要性</b>	<b>102</b>
5.1	まえがき	102
5.2	車両2次元運動の方程式	102
5.2.1	座標系	102
5.2.2	タイヤに発生する力	104
5.2.3	4輪モデルと2輪モデル	106

5.2.4	線形車両運動方程式	108
5.3	車両2次元運動の様々な性質	109
5.3.1	車両運動の定常特性	109
5.3.2	ステア特性による車両の分類	110
5.3.3	車両運動の過渡特性	115
5.4	車両2次元運動に関する制御	117
5.4.1	車両2次元運動の各種制御法	117
5.4.2	DYC(Direct Yaw Moment Control) の設計例	118
5.4.3	DYC (R-MMC) のシミュレーション例	120
5.4.4	滑りやすい路面上での R-MMC の不安定化	123
5.5	あとがき	125
<b>第6章</b>	<b>各輪独立の車輪速度制御による車両2次元運動の安定化</b>	<b>126</b>
6.1	まえがき	126
6.2	検討に使用したシミュレーションの概要	127
6.3	旋回時の制動による車両2次元運動の不安定化	132
6.4	各輪独立の車輪速度制御による旋回制動の安定化	139
6.5	あとがき	150
<b>第7章</b>	<b>最適駆動力配分アルゴリズムの提案</b>	<b>153</b>
7.1	まえがき	153
7.2	車両運動制御における駆動力配分アルゴリズムの必要性	155
7.2.1	駆動力配分計算の必要性	157
7.3	駆動力配分計算法の提案	159
7.4	提案手法の数値計算例	161
7.4.1	左右の横力が等しい場合の提案手法の効果	161
7.4.2	数値探索的に得られる最適解との比較	163
7.4.3	左右の横力が等しくない場合の提案手法の効果	166
7.5	DYC と組み合わせたシミュレーションの結果	169
7.6	あとがき	170
<b>第8章</b>	<b>結論</b>	<b>171</b>
	<b>謝辞</b>	<b>175</b>
<b>付録A</b>	<b>各種の電気自動車とその普及の展望</b>	<b>177</b>
A.1	まえがき	177
A.2	従来の自動車の問題点	177



A.2.1 回生制動の問題 . . . . .	177
A.2.2 出力変動の問題 . . . . .	178
A.3 ハイブリッドEV(HEV) . . . . .	180
A.3.1 シリーズハイブリッドシステム . . . . .	180
A.3.2 パラレルハイブリッドシステム . . . . .	182
A.3.3 シリーズ vs. パラレル . . . . .	186
A.4 燃料電池EV(FCEV) . . . . .	186
A.5 純電池式EV(PEV) . . . . .	189
A.6 あとがき . . . . .	190
 付 録 B 東大3月号Iにおける電源電圧昇圧とその効果	 193
 付 録 C 新実験車両“東大3月号II”について	 196
C.1 駆動系概要 . . . . .	197
C.2 電源系概要 . . . . .	198
C.3 計装系概要 . . . . .	198
C.4 車両の構造について . . . . .	200
 付 録 D タイヤモデルとその計算を行う MATLAB® ToolBox	 202
D.1 前後方向力を計算する Magic Formula 用の MATLAB® ToolBox . . . . .	202
D.1.1 概要 . . . . .	202
D.1.2 パラメータ計算のアルゴリズム . . . . .	203
D.2 車両2次元運動用のタイヤモデルとそれを計算する MATLAB® ToolBox . .	208
 研 究 業 績	 212
 参 考 文 献	 215

# 第1章 序論

## 1.1 本論文の背景と目的

### 1.1.1 研究の背景

近年電気自動車を巡る開発競争が盛んになっている。これは大げさというよりむしろ控え目な表現であり、自動車の新しい駆動源 (Power Train) をめぐる開発競争は、激化の一途を辿っているというべきである。それはもはや、“ブーム”と呼べるような段階にはない。“内燃機関自動車に固執していたのでは、いかなる自動車メーカーも 21 世紀には生き残れない”とは、EVS-14(The 14th Electric Vehicle Symposium) の冒頭で引用された、GM(General Motors) 会長ジョン・スミスの言葉であるが、このような認識が自動車業界内部において、共通のものとなりつつある。

自動車メーカーがこのような思考に至った背景には、もちろん近年の環境・エネルギー問題に関する意識の高まりがある。今回の電気自動車開発競争の直接の契機となったと指摘されているのは、1990 年にアメリカ合衆国のカリフォルニア州で制定された、いわゆる ZEV(Zero Emission Vehicle) 法である [1]。この法律は、同州の空気汚染の悪化にたまりかねた州当局が、自動車メーカーに対する規制として制定したものである。主な内容は、

- 各自動車メーカーは、全販売台数のうち決められた割合を、環境汚染物質を全く (あるいはほとんど) 排出しない自動車にしなければならない、
- 違反した、つまりこの数字を達成できなかった自動車メーカーは、例えば一台当たり 5000 ドルという高額な罰金を払わなければならない、

という、大変厳しい内容であった。販売台数に関する具体的な数字は、幾度かの変遷を経た後、2010 年に全販売台数の 10% を ZEV にしなければならない、という内容となっている (1999 年末時点)。この ZEV 法が各メーカーに与えた影響は、極めて大きなものであった。カリフォルニア州が自動車メーカーにとって大きなマーケットだったこと、ニューヨーク州などがこれに追随して同様の規制を発表するなど、同じような動きが広がる様相を示したことが、その理由として挙げられるだろう。ZEV 法は、文字どおり“公害物質を排出しない車”の販売を義務づけるものであって、電気自動車の販売を義務づけるものでは必ずしもなかったが、ZEV 法が登場した時点で、この条件を満たし、しかも実用化の目処が立っているものが、電気自動車しかなかったため、ZEV=電気自動車という認識が広まったのである。

このような規制を契機として、各メーカーは電気自動車の本格的な開発に乗り出すのであるが、当初の自動車メーカーの姿勢が“やむを得ず開発する”といった程度のものでしかなかったことは、ある意味で当然のことだろう。実用的な電気自動車の開発には莫大なコストがかかるし、しかも市場に受け入れられるかどうかは、環境問題に対する消費者の意識や各国の政策にも依存し、不確定な要素が大きかったのである。このような状況のもと、恐らくは自動車メーカーの圧力によって、ZEV法は徐々にその規制を弱め、また規制の実施も先延ばししていくことになる。

ところがここ数年、自動車会社の姿勢は、消極から積極へと劇的な変化を遂げている。低環境負荷型の自動車が市場で競争力を持つということが次第に明らかになってきたので、ここで開発をリードできれば、市場の主導権を取れると考え始めたのである。この考え方は、アメリカ上院議員バーバラ・ボクサー女史の“この問題(環境問題、筆者注)の解決のためにZEVを開発する必要がある、そのために技術革新が必要であれば、それを行い、その成果をもってアメリカの新しい世界産業戦略とする”[2]という発言に、端的に現われている。現在世界中の大手自動車メーカーは、「環境問題は商売になる」という認識を強めつつある。

実際に低環境負荷型の自動車が市場で競争力を持つことを示したのが、世界で初めて商業ベースに載った電気自動車である、トヨタ自動車の“プリウス[3]”である。従来も電気自動車は市販されていたが、主な購入者は官公庁などに限られており、その販売台数も極めて少なかった。プリウスに至って初めて、一般のユーザを取り込んだ点は、非常な功績であろう(付録図A.8参照)。プリウスの販売価格は、その構成技術などを考えれば驚く程の低額に抑えられているが、低燃費による燃料費の削減を考えても、同じ車格の従来車を凌ぐほどではない。それでも市場に受け入れられたという事実は、低負荷環境性の自動車が確かに市場競争力を持っていることを、たとえそれが一過性のものである可能性は依然否定できないにしろ、示したものといえるだろう。今日の一般の消費者にとって、“環境に優しいものはかっこいい”のである。

このような低環境負荷の自動車開発競争に遅れることは、自動車メーカーにとって致命的なダメージとなりうると考えられている。あるメーカーによって、例えば非常にCO<sub>2</sub>排出量の少ない自動車が開発・販売されたとする。この場合、市場の主導権をこのメーカーが握るだけでなく、環境に関する規制がこの自動車を基準として制定され、相対的にCO<sub>2</sub>排出量の多い他メーカーの自動車が、大きなペナルティーを受ける可能性があるためである。余談となるが、低環境負荷型自動車の開発コスト増加が、各自動車メーカーの大規模な再編<sup>1</sup>の大きな一因となっていると指摘されているほどである。例えば1998年、トヨタ自動車は環境投資として、低公害車の開発などに881億円もの開発費をつぎこんでいる。同年の研究開発および設備投資の総額が7,778億円であるから[4]、おおよそその10%もの金額を環境投資が占めていることになる。この全てが電気自動車の開発競争につぎこまれているわけではもちろんないが、このような大きな投資は、既に自動車メーカーをして開発競争から撤退

<sup>1</sup>論文執筆時点は1999年であり、ダイムラーベンツとクライスラー、日産とルノーの合併が発表された直後である。

する余地を失わせるほどの規模となっているといえるだろう。

つまり、一方に低環境負荷型の自動車を積極的に受け入れてもよいという消費者層が構成されつつあり、一方にこれをビジネスチャンスと捉え、積極的な開発により市場で有利な位置を占めることを企図する自動車メーカーがいる以上、今回の電気自動車開発競争を単なるブームと見なすことは、もはやできないのである。従って少なくともこれから数年ないし十数年にわたって、電気自動車の開発が積極的に進められるであろう。将来の電気自動車の本命として期待されているのは燃料電池車（Fuel Cell EV, FCEV）であり、その開発が実用の域に達するまでは、プリウスのようなハイブリッド自動車（Hybrid EV, HEV）の市場投入が相次ぐであろう。このような電気自動車の分類とその役割については、付録において論じているので必要であれば参照されたい。

議論の公正のために指摘するが、実際に電気自動車がどれだけ環境低負荷であるかは、今後冷静な議論を行って判断する必要がある。蓄電池式の、いわゆる純電池式電気自動車（Pure EV, PEV）のエネルギー効率は、内燃機関自動車のそれと比べて数%良いと一般に言われているが [5]、例えば燃料電池車のエネルギー効率などに関しては、実際に運用される際のエネルギー源が未だはっきりしない<sup>2</sup>こともあって、判断のための材料が十分ではない。蓄電池式にしても、構成要素の製造に要するエネルギーから積み上げた、いわゆるライフサイクルアセスメントによるエネルギー性評価の試み [6] などは、示唆するところが多いように思われる。しかしながら、たとえ電気自動車の実際の環境負荷が期待ほど優れたものでなかったにしろ、今後数年ないし十数年は、電気自動車開発はやはり積極的に進められるであろう。このような電気自動車の問題点は、明らかになるとしても時期的にはもう少し先のことであろうし、電気自動車は環境に優しいという、消費者の好意的な感覚も、当分は維持されると考えられるからである。

以上の様な背景から、本論文では、電気自動車の本格的な開発や市場投入が、少なくとも現時点でのレベルを維持し、恐らくはさらに今後一層盛んになるであろうと考えている。

### 1.1.2 本論文における問題意識と研究目的

では、本格的な電気自動車の開発ないし普及という事態は、電気工学ないし制御工学な見地からはどのような意義を持つのであろうか。まずここで、本論文における電気自動車の定義について述べておく。ここでは電気自動車（EV）を、“運動エネルギーの一部または全てを電気モータによって発生している自動車”と定義しておく。つまり、蓄電池を電源とする純電池式の電気自動車（PEV）、内燃機関とモータを併用するハイブリッド電気自動車（HEV）、燃料電池を電源とする燃料電池車（FCEV）なども、全て電気自動車に含む定義である。これらの電気自動車が従来の内燃機関と異なる点は、もちろん電気モータが駆動源となっている点にあり、従ってここで考えるべきは、内燃機関と電気モータの差異である。

<sup>2</sup>1999 年時点での有力な候補は、高圧水素ガス、液体水素、メタノール改質やガソリン改質など

従来から論じられていた内燃機関と電気モータの差異は、あるいはそのエネルギー効率の違いであり、あるいは回転数に対する発生トルクの依存性の違いであった [5]。本論文で注目しているのは、電気モータが持つ制御面での大きな利点である。その利点を、本論文では以下の三点に整理し、議論を展開するものである。

1. トルク指令からトルク出力までの応答が速い。エンジンと比べて二桁程度、油圧ブレーキと比べても一桁程度高速である。また、出力されるトルクは非常に正確にトルク指令値に一致する。
2. 出力トルクの大きさを正確に把握することが容易である。エンジンの場合は、温度や回転数に応じて出力トルク値が変動する。また非線形性も強く、駆動トルクの大きさを推定するのはそれほど容易ではない。油圧ブレーキも同様に、油圧系統やブレーキシューにおける不確かさのため、同様に制動トルクの正確な把握は容易ではない。
3. モータは小型化が可能であるので、各輪に分散配置することができ、これによって各駆動輪の完全独立制御が実現できる。この時、例えば左右輪の間に駆動力差を生じて車両運動を制御するといったことが容易に実現できる。

これらの利点のうち、特に1.や2.については、パワーエレクトロニクスや演算プロセッサの飛躍的な性能向上と、制御技術の発展がその基礎となっている。これらの技術の恩恵を受けて、今日では電流の制御は非常に高速なものとなっている。この場合の比較対象となるのは、内燃機関における燃料噴射や点火時期の制御であるし、油圧ブレーキにおける油圧系統の制御であるから、これらに比べた電流制御の制御面での優位性は、直観的にも容易に理解されるだろう。この、電流の高速制御という技術が、モータの高い制御性能を、つまりトルクの高速かつ正確な発生という特徴を、支えているのである。また、モータの分散配置という方向に特化したモータの形態としては、例えばインホイールモータが既に実用化されている [7]。これは、タイヤのホイール部にモータを内蔵する技術であり、研究用の車両ではあるが、東京電力の IZA [8] や国立環境研究所の Luciole [9] などで既に採用された実績がある。インホイールモータの適用によって、ドライブシャフトやデファレンシャルギアなどが不要となるため、車両構造が簡素化できる可能性がある点などが、従来利点として指摘されてきた。インホイールモータの採用によるサスペンションのバネ下荷重増加による車体振動特性の悪化を懸念するのであれば、あるいは各モータ自身は車両に固定し、車軸を介してタイヤと連結する方式も考えられる。このような方法でモータをタイヤに分散配置にすれば、各駆動輪を完全に独立制御できる。それぞれの利点に関するもう少し細かい議論は、各論において行うことにするが、いずれにしろこれらの利点は、制御技術、特に高速なフィードバックをベースにしたモーションコントロール技術適用の、大きな可能性を示唆している。

ここで、自動車の分野における制御工学の位置付けに目を向けてみよう。自動車は長い間、フィードバック制御とは比較的無縁の存在であった。もちろん、個々の要素技術に目を向けてみれば、エンジンの点火や燃料噴射における電子制御の技術など、制御工学が全く応用さ

れていなかったわけではないが、すくなくとも車両自身の運動に関する制御に関して言えば、操縦者自身が唯一の制御器となっている時期が長かった。しかしながら、近年では積極的な制御工学応用の研究開発が行われるようになってきている。これは、交通事故により毎年多くの死傷者を出しているという批判に応えて、より安全な自動車を制御応用によって実現することを目指すものであり、アクティブセーフティーという掛け声にその意図が良く表現されている。

その大きな成果の一つが、ABS (Anti Skid Brake System) の実用化である [10] [11] [12] [13]。これは、大きな制動を行った時のタイヤ空転を、油圧ブレーキのフィードバック制御によって防止する技術であり、既にほぼ標準的な装備といってよい程に普及しつつある。同様に、駆動時のタイヤ空転防止手法としてTCS (Traction Control System) が提案・開発されている [14] [15]。ブレーキと比べてエンジンの精密な制御が難しいこと、また安全性向上への寄与も制動時の方が大きいことなどから、ABS ほど一般的な普及には至っていないが、一部の高級車には既に実装されている。

これら ABS や TCS は車両の前後方向運動に関する制御応用の例であるが、一方車両の2次元運動に関しても、制御工学の応用が既に行われている。4輪操舵車 (Four Wheel Steering, 4WS) [16] の後輪舵角は、もともとは機械的に前輪舵角に連結されて決定されていたが、これを車両の回転角速度であるヨーレートなどに応じてフィードバック制御するような提案が、比較的古くから行われてきた [17]。これと類似する研究としては、前輪の舵角を制御して、車両の運動特性を調整するような方式も提案されている [18] [19]。

また、特に1992年以降非常に多くの研究が報告されているのは、DYC (Direct Yaw Moment Control) と呼ばれる技術である [20] [21] [22] [23] [24] [25] [26]。これは、左右の車輪に異なる駆動力を配分し、結果生じるヨーモーメントを制御入力として、車両の姿勢を制御する方式である。後輪ないし前輪の舵角の制御では、タイヤに発生する横力を舵角によって調整し、車両運動を制御するのであるが、舵角と発生横力の関係は、特に滑りやすい路面で大きな力を発生するような場合には、非線形な飽和特性を示す。このため、タイヤが十分力を発生できる限界付近の、限界領域あるいは非線形領域と呼ばれる領域では、DYC の方が有効であると認識されている [22]。このため、アクティブセーフティーという方向性において、DYC は今日大きな位置を占めている。これは安全性向上を最終的な目的とするものであるから、例えば滑りやすい路面上でも安全に旋回と制駆動が行えることなどが重要であり、このためDYCとABSの協調あるいは統合制御が、特にここ1～2年は話題となっている [27] [28]。

これら、近年盛んな研究開発が行われるようになった自動車における制御工学応用、アクティブセーフティー技術に対して、電気モータの持つ利点はどのように寄与するのであろうか。電気モータの高い制御性能は、どのように活用すべきで、どのような利点が得られるのであろうか。これが本論文における問題意識であり、大きな意味での目的となっている。

電気自動車の利点を活かすべき制御としては、大きくわけて、タイヤを対象としその空転

防止を目的とした制御と、車両の2次元運動制御に関するものとに分けることができるであろう。自動車の運動を構成する様々な要素において、タイヤの空転現象は、後に指摘する通り非常に時定数の短い現象である。安全性の向上に対する影響が大きいことも言うまでもなく、従って、モータの高速なトルク応答という利点を真っ先に応用すべき対象であろう。また、各駆動輪の完全独立駆動が可能となっている電気自動車の場合には、DYCと良く似たアプローチが考えられるであろう。従来の自動車におけるDYCは、ブレーキを用いて左右輪の制動力差を生じるか、あるいはLSD (Limited Slip Differential Gear) などの特殊な機構を用いて、エンジントルクの配分比を変えるなどといった手法で実現されてきた。しかしながら、ブレーキはもちろん制動方向にしか作用できないし、LSDなどでは高速かつ自由な配分比の調整が可能なわけではない。一方でモータの分散配置を行えば、非常に自由度の高い、精密なヨーモーメント制御が可能となると考えられる。

このように、電気自動車は制御面において大きな可能性を秘めていると考えられるが、では従来までに、この可能性についてどのような研究がなされて来たのであろうか。まずモータの高速なトルク応答という最大の特徴については、これまでこの点に注目した論文あるいは研究発表は、意外なほど数が少ないといわざるを得ない。我々の研究グループが過去に行った報告 [29] [30] [31] を除けば、ほとんど報告例を見ることができない。ようやく1999年のEVS-16において、“電気モータをアクチュエータとすることで、電気自動車においてはABSとTCSが一元的に実現できる”という指摘がなされたが [32]、モータの高速トルク応答性という利点への言及は依然見られなかった。電気自動車における空転防止制御に関連した研究としては、あるいは電気鉄道における増粘着制御に参考となるものが多いようにも思われる [33] [34]。もちろんゴムのタイヤを用いる自動車と、鉄輪を用いる鉄道の間には、粘着・空転の特性に大きな違いがある。また特に、鉄道の場合には2次元運動の安定性を粘着特性としては考慮する必要がない点で、両者には決定的な差異がある。従って、電気鉄道の研究例を参考にしつつ、電気自動車における空転防止の新しい研究を行う必要があるだろう。

また、車両の2次元運動制御に関しては、特に自動車の分野からの、いくつかの研究例を指摘することができる。DYC初期の研究として、通常のガソリンエンジン車の後輪それぞれに誘導機をとりつけ、補助駆動源とすることでDYCを実現した例がある [35]。また、実車実験こそ行われていないが、電気自動車で左右駆動力の配分制御を行い、車両の運動特性を調整する試み [36] [37] などが報告されている。しかしながら依然報告例は決して多くはなく、特に電気モータの特性、はっきり言えば高速トルク応答性との関連に注目したような研究は、見ることができない。

このように研究例が未だに少ない原因の一つとして、電気自動車の運動制御という研究が電気と機械、また制御工学の境界領域にある点が指摘できるだろう。つまり研究に際しては、自動車の分野の研究者にとっては電気モータの特性が直観的に理解しづらく、一方で電気工学の研究者にとってはあらたに自動車工学の知識習得が必要となってくるため、これらが数居となっているのではないかと考えられる。このため、モータ制御をベースにした電気自動

車の運動制御というテーマは空白領域となってしまうている。

以上の様な関連する研究状況をふまえ、本論文では、電気自動車の持つ制御面での可能性に関して、基礎的で広範な議論を行うことを目的とするものである。内容として含むのは、タイヤを対象としその空転防止を目的としたフィードバック制御と、車両の2次元運動制御に関するフィードバック制御に関する各論であり、特にその両者の統合ないし協調を念頭においた議論を目指している。最終的な目的は、制御技術の応用によって、雪道のような滑べりやすい路面でも安全に旋回と制動を、しかも同時に行えるような車両を電気自動車において実現することであり、そのための基礎的な議論の展開が本論文の目的である。

このような研究に際しては二つの方法論を提示することができる。ひとつは、従来の制御用アクチュエータ、つまり空転防止制御における油圧ブレーキや、DYCにおけるLSDなどが、モータに置き換わった場合に、どのような性能がどれだけ向上するのかを議論するものである。これは例えば、制御手法自体は従来と基本的に同様のものを用いるが、その制御パラメータを適切に調整することで、その外乱抑圧特性をどれだけ向上できるのかといった議論となる。一方で、従来のアクチュエータ、つまり油圧ブレーキや内燃機関では適用が難しかったような、新しい制御則を提案するといった方法論も考えられる。本論文では意識的に、この二つの方法論を適宜採用して議論を展開していることを、議論を始める前に指摘しておく。また既に述べた通り、モータに関してあまりなじみのない自動車工学の研究者、あるいは逆に自動車工学の経験のない電気工学の研究者も読者として想定しているため、自動車工学の、あるいは電気工学の専門家にとっては冗長に感じられる部分もあるであろうことを、ここに断っておく。

## 1.2 本論文の概要

上記の背景と、それに対する問題意識および目的の下、本論文では研究の成果を以下の構成で展開する。本論文の内容は、大きく分けて二つに分かれる。前半では、タイヤの空転防止制御に焦点を当てて議論を行う。後半の議論は車両の2次元運動に関するものである。

第2章では、まずタイヤの空転・粘着現象に関する説明を行い、またいくつかの数学的記述も示している。タイヤの空転現象の考察においてよく用いられる変数として、スリップ率と呼ばれるものがある。第2章で詳しく述べるが、スリップ率とは車体速度と車輪速度の比であり、空転時には過剰に大きな値となる。このようなスリップ率の大きな上昇は、タイヤで発生する横力を急減させるため、車両の不安定な二次元運動を引き起こす極めて危険な現象である。このような空転の発生を防止するのが空転防止制御であるが、そのためのアクチュエータとしてのエンジン、油圧ブレーキおよびモータの特徴について次に述べている。その違いは既に指摘している通り、トルク応答の高速性にある。自動車工学においては、エンジンと油圧ブレーキの比較では油圧ブレーキの方が空転防止制御用のアクチュエータとして優れているとされている。実際、駆動時の空転防止にさえも油圧ブレーキを用いる例もある



ほどである [15]. 従って第2章の後半では、油圧ブレーキとモータとを比較した議論を試みている. 第2章では、トルク応答の高速性がもたらす恩恵が、フィードバックゲインを向上する余地が拡大する点にあると考えている. これは、結果として外乱抑圧特性の向上につながる. そこで、いくつかの空転防止制御手法を取り上げ、アクチュエータにおける応答遅れの解消がもたらす外乱抑圧特性の向上が、実際の制御性能にどのような影響を与えるかを議論している. 制御手法としては、まずタイヤの回転速度のみに関するフィードバック制御である、車輪速度制御を取り上げる. 油圧ブレーキと同程度のアクチュエータ応答遅れを含んだ制御系と、モータのように応答遅れの少ないアクチュエータを用いた場合とでは、空転発生時のスリップ率の上昇速度低減の効果が大きく異なることを、シミュレーションによって示している. また、スリップ率の直接的な制御であるスリップ率制御においても同様の検討を行い、路面が変動した場合のスリップ率変動を抑圧する効果が、アクチュエータの応答遅れによってどのように異なるかを、同様に示して. 現在一般的に普及している空転防止制御は、制動時の制御である ABS であるが、これはスリップ率や車輪加速度に基づく if-then 制御のような構造となっている. もちろんその制御則が詳細に公開されているわけでもないため、ここで取り上げるのが難しいが、このような ABS 制御に比較的近く、かつ制御理論的な裏付けの明確な空転防止制御として、スライディングモード制御を用いたものが提案されている [12] [38]. そこで第2章では、さらにこのスライディングモード制御による空転防止制御をとりあげ、同様にアクチュエータの応答遅れとスリップ率の制御における外乱抑圧性能の関連について議論を行う.

第3章ではこれを受けて、車輪速度制御とスリップ率制御に関するより詳しい議論を、実験結果を適宜用いながら展開する. 車輪速度制御に関しては、数学モデルを用いた検討などから、空転現象の時定数、たとえばスリップ率上昇の時定数を遅くすることができる効果を指摘する. 直観的な表現をすれば、車輪速度制御はいわば駆動輪のみかけの慣性を車体重量程度に重くできる制御であり、従ってその効果は車体重量と駆動輪慣性の比に依存する. 例えば実験車両におけるその比からは、スリップ率上昇の時定数をおおよそ5倍程度遅くすることができるが見積もられる. これらの検討を、実験結果を示して実証しながら、議論を行っている. その際実験結果とシミュレーション結果の比較を行い、これにより第2章でのシミュレーションが妥当なものであったことも示している. また、スリップ率制御に関して、同様に実験結果とシミュレーション結果の比較により、第2章でのシミュレーションの妥当性を示す. また、スリップ率制御を応用することで、実験で用いた路面の特性計測を試みた結果も示している.

第3章などで、車輪速度制御とスリップ率制御とを並列に論じたことには理由がある. スリップ率の直接的な制御は、空転防止制御としての有効性はより大きいと考えられるが、反面スリップ率の値を必要とする. スリップ率算出には車体の対地速度が必要となるが、実はこの車体速度を求めることは容易ではない. 特に4輪の制駆動を行った場合や旋回中の推定が難しい. 車輪速度制御は、これは第3章でも指摘している点であるが、単独で完全な空転

防止制御となるわけではない。一方で車体速度情報が得られない場合でも、ある程度の空転防止効果を、つまり空転現象の成長を遅くする効果を、実現することができる。このため、その優劣は簡単には断定することができない。このように、正確なスリップ率が必ずしも得られない点に空転防止制御の一つの難しさがある。このような背景から、第4章では、スリップ率あるいは車体速度情報を全く用いない、新しい空転防止制御を提案する。この手法の核となっているのは、モータにおいては自身の出力トルクが正確に把握できるという特徴を活かし、モータトルクと車輪速度とから空転を検出する技術である。第4章では、はじめにこの空転検出手法の定式化を行い、シミュレーションや実験結果による議論を行って、その有効性を示している。引き続いて、この空転検出手法に基づく空転防止制御の制御則について、シミュレーションや実験などに基づいて検討する。最終的には、その制御則適用により実際にタイヤの空転を防止できることを、実験によって実証し、さらに第3章で得られた路面特性の推定結果に基づき、その制御成績の評価を試みている。

このような手法は従来の自動車にはみられなかった、全く新しいものである。従ってこの第4章における提案は、電気自動車において新しい制御則を提案した例となっており、またモータの出力トルク把握の容易性を陽に用いる手法の、一つの好例とも位置付けることができる。

タイヤの空転防止制御に関する議論はひとまず第4章までで終わり、第5章からは車両の二次元運動制御に関する議論に移ることとなる。まず第5章では、車両二次元運動に関する簡単な説明を行い、運動方程式の導出やその特徴などを紹介する。つづいて、DYCの制御則設計を行い、その性質をいくつかのシミュレーションによって検討する。この検討からは、DYCによって車両に対し、例えば強い横風などが当たっても、フィードバック制御によって車両の運動をロバスト化できることなどの効果を示すことができる。一方でこれらのシミュレーション結果からは、滑りやすい路面上でDYCによる制御が働いた場合に、却って車両の挙動が不安定になってしまう問題点が理解される。これは、路面が滑りやすいために、制御入力として各タイヤに加えられた制駆動力によって、タイヤの能力が限界を超えてしまうことがあり得るためである。従って、効果的なDYCを適用するためには、このような過剰な制御入力が与えられてしまうことを、なんらかの方法で防止する必要がある。

第6章では、このような検討を受けて、各駆動輪毎に空転防止制御を行っておくことが、車両の2次元運動にどのように影響するかを調べている。そのために、ここではまず4輪の回転と車体運動に関する詳細なシミュレーションモデルを構築し、旋回中の制動によって車両の挙動が不安定化される様子を再現する。次に、各タイヤに車輪速度制御系が構築されている場合に、これが旋回制動の安定化に寄与するかどうか、検討を行っている。

このようなアプローチとは別に、第7章では、DYCを行うための駆動力配分を動的に行い、各タイヤの負担を均等化することで、なるべく安全にDYCを行う手法を提案している。DYCの制御器が要求する制御入力は車両に対するヨーモーメントであり、これをどのような駆動力配分で実現するかには自由度が残されている。特に、例えば4輪にインホイール

モータが適用され、4 輪完全独立制御が可能となっている車両では、大きな自由度が余っているので、これを活かして各タイヤでの発生横力に応じて駆動力配分を決定する手法を提案している。これは、一種の最適化問題となるので、これを近似的に簡単な計算で解く手法が中心的な提案内容となる。各タイヤの負担は、発生している前後力と横力の二乗和の平方根で評価できるが、シミュレーション結果では、この値で評価して、1 割程度の負担低減となっている。第 8 章が本論文の結論となっている。

以上、本章では論文の研究背景を述べ、また論文の目的を明らかにした。さらに、研究の主な結果を含めながら本論文の構成を述べた。

## 第2章 タイヤの空転防止制御における モータの優位性

### 2.1 まえがき

序論でも述べた通り、電気自動車にはモータの優れた制御性という、制御面での大きな利点と可能性があると考えられる。ここで指摘しているモータの優れた制御性とは、既に述べた通り、

1. トルク応答が高速かつ正確である
2. 出力トルクの正確な瞬時値が把握ができる
3. モータの小型化・分散配置による各輪の独立駆動が可能である

という3つの点である。本章では特に1.の利点について議論を行う。ここで話題とするのは、このような利点を一体どこに活用すべきであるか、という問題である。

モータを何らかの制御用アクチュエータとして捉えるなら、その応答が高速かつ正確であるということは、フィードバック制御系の高性能化、もっといえば、外乱抑圧特性向上の可能性を示唆するものである。つまり、いわゆるハイゲインな制御器を用いることで、外乱に対してロバストな制御系を達成できる可能性がある。逆に表現するなら、アクチュエータに無視できない応答遅れがあり、しかもその遅れが正確にモデル化できない時、制御器のゲインをあげることは系を不安定にするため難しく、従って外乱抑圧特性はそれほど優れたものとはならない。

では、このような高性能な制御は車両運動のどこに適用すべきであろうか。本章ではこの対象として、タイヤの空転防止制御をとりあげて議論を行う。

タイヤの空転防止制御は、例えば制動時のABS (Anti Skid Brake System) や加速時のTCS (Traction Control System) などとして、自動車における標準的な装備となりつつある。タイヤの空転現象は、自動車における様々なダイナミクスとしては最も時定数の短い現象の一つである<sup>1</sup>。従って、応答が速いというモータの特徴を活かす応用として、適当であると考えられる。

また、自動車の安全性向上という点に対してもその寄与は大きい。過剰なブレーキ力を与えた時に車に何が起こるかを想起すれば、タイヤ空転発生を防止する意義は容易に理解され

---

<sup>1</sup>タイヤの慣性が車両重量に対して軽いことに起因する。後述

よう。近年自動車工学においても、積極的なフィードバック制御の適用による安全性の向上、いわゆるアクティブセーフティー技術が盛んに研究されているが、空転防止制御はその中核をなす話題となっている。

さらに、本論文では車両の2次元運動に関して様々な議論を行うが、その場合も車両運動にある種の制御入力を与えるインターフェースとなるのは、タイヤと路面の間に働く力とそれを支配する物理現象であり、本論文の初めにその性質、つまりタイヤ-路面間の粘着特性に関連した議論を行っておくことは、有意義であろう。

このような背景から、本章ではタイヤの空転防止制御をとりあげて議論を行うものである。空転防止制御用のアクチュエータとしてモータを見た場合の利点として、例えば加速と減速の別なく制御を適用できるという点なども挙げられる。その寄与するところは決して小さくないと考えられるが、ここではトルク応答が高速であるという点に特に焦点をあて、これが実際の空転防止制御にどのように影響を与えるかを論じるものである。

以下、初めにタイヤの粘着特性に関する基礎的な事項を説明し、続いて従来の自動車における空転防止制御とその仕組みについて簡単に紹介する。従来の自動車における空転防止制御にはブレーキ時のABSと加速時のTCSとがあるが、ここではより性能が高く、広く研究開発もなされているABSを特にとりあげる。TCSに対してABSが有利である点は、ひとつには油圧ブレーキというアクチュエータが、エンジンと比較すれば制御性が高いことにある。そこで、本章の後半では、油圧ブレーキ程度の応答遅れがあるアクチュエータを用いて空転防止制御を行う場合と、モータによって空転防止制御を行う場合とで、どのような性能の違いが生じるか、シミュレーションの結果を基に議論を進めて行く。

## 2.2 タイヤの粘着特性と空転現象

### 2.2.1 車両の一輪モデルとタイヤ粘着特性の非線形モデル

本章では以下、タイヤの空転防止手法に関して議論を行うが、その準備としてここでタイヤにおける空転と粘着に関するモデルについて、説明しておく。

一般に、タイヤの空転・粘着に関する議論は、スリップ率 $\lambda$ を用いて行われることが多い<sup>2</sup>。ここでスリップ率とは、ある車輪の対地重心速度 $V$ と、その車輪回転の速度 $r\omega$ の比であり、加速時と減速時に対して、それぞれ

$$\lambda = \begin{cases} \frac{r\omega - V}{r\omega} & : \text{駆動時} \\ \frac{r\omega - V}{V} & : \text{制動時} \end{cases} \quad (2.1)$$

として定義されている。但し $r$ は車輪半径、 $\omega$ は車輪の回転角速度である。スリップ率の正

<sup>2</sup>スリップ率を示す変数として最も普遍的なものは $s$ であるが、ここでは $\lambda$ を用いている。これはラプラス演算子との混同を避けるためである。スリップ率に $\lambda$ を用いる文献も散見される。

負の方向に関しては、(2.1) 式と逆の定義も同様に一般的であるが、ここでは上記の定義を採用する。

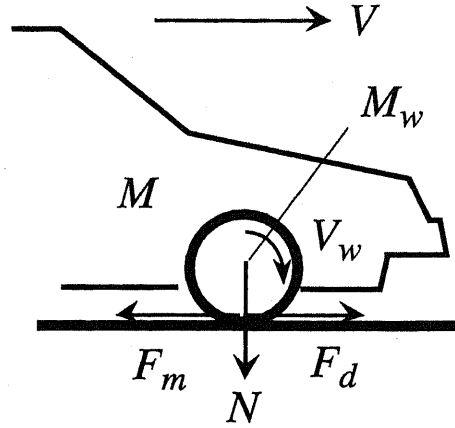


図 2.1: 車両の一輪モデル

図 2.1 は、タイヤ 1 輪を取り出したものである。ここでは、これを車両の一輪モデルと呼ぶことにする。但し、 $M$  は車両重量であり、 $V$  は車体速度である。 $F_d$  はタイヤから路面に伝わる力であり、同時に路面からタイヤへの反力である。車両の運動方程式と、タイヤ回転の運動方程式は、それぞれ

$$M \frac{dV}{dt} = F_d(\lambda) - F_a - T_r/r \quad (2.2)$$

$$J \frac{d\omega}{dt} = T_m - F_d r(\lambda) - T_r \quad (2.3)$$

と書くことができる。但し、タイヤと付随する回転部とを合わせた部分の慣性を  $J_r$ 、その回転角速度を  $\omega$ 、モータトルクのホイール軸における値（つまり、ギア比倍された値）を  $T_m$  としている。 $F_a$  は車体に対する空気抵抗などの抵抗分であり、 $T_r$  はタイヤ回転に対する摩擦分である。車体のダイナミクスに入っている  $T_r$  は非駆動輪に生じる摩擦を意味している。ここではこの方程式の次元を揃えるために、(2.3) 式の次元を (2.2) 式に合わせておく。すなわち、ここでは  $J_r$  の質量換算値  $M_w$  と、 $\omega$  の速度換算値  $V_w$ 、モータトルクの力換算値  $F_m$  をそれぞれ、

$$M_w \stackrel{\text{def}}{=} \frac{J_r}{r^2} \quad (2.4)$$

$$V_w \stackrel{\text{def}}{=} \omega r \quad (2.5)$$

$$F_m \stackrel{\text{def}}{=} F_m \quad (2.6)$$

と定義する。これが図 2.1 中の  $M_w$  と  $V_w$  である。これにより、一輪モデルの運動方程式は改

めて,

$$M \frac{dV}{dt} = F_d(\lambda) - F_a - F_r \quad (2.7)$$

$$M_w \frac{dV_w}{dt} = F_m - F_d(\lambda) - F_r \quad (2.8)$$

と書くことができる。但し,  $F_r$  はタイヤに対する摩擦トルクの力換算値である。同様に, スリップ率の定義も,  $V_w$  を用いて

$$\lambda = \begin{cases} \frac{V_w - V}{V_w} & : \text{駆動時} \\ \frac{V_w - V}{V} & : \text{制動時} \end{cases} \quad (2.9)$$

と書き直しておく。

ここで, タイヤと路面間に作用する駆動力ないし制動力について述べなければならない。自動車工学における一般的な描像は, この駆動力がスリップ率  $\lambda$  に関する関数であるというものである。その関数は, 概ね図 2.2 の様なものであるとされている。但し, 図 2.2 では駆動力をタイヤにおける垂直荷重力  $N$  で規格化した値  $\mu$ ,

$$\mu = \frac{F_d}{N} \quad (2.10)$$

を示している。 $\mu$  は自動車工学の分野では制動・駆動力係数ないし摩擦係数と呼ばれているが, ここでは文献 [39] にならい, 規格化駆動力という呼び方を採用する。

摩擦係数というような呼び方が示す通り, この力はタイヤと路面の間の摩擦力である。摩擦力でありながらその値が連続であるというのは, あるいは直観的に理解し難いかもしれない。これは, タイヤの接地面が, 静止摩擦力の支配する領域と動摩擦力の支配する領域に分かれており, その比が連続的に変わることによって生じる性質である。詳しくは, 文献 [40][41] などを参照されたい。

この様に, タイヤと路面間での力の発生機構は非常に複雑である。図 2.2 は  $\mu$  はスリップ率に依存するという単純なモデル化であるが, 実際にはすべり速度  $V_s$ ,

$$V_s \stackrel{\text{def}}{=} V_w - V \quad (2.11)$$

に応じて曲線の極大値などが変動する。さらに, 図 2.2 はあくまでもタイヤ表面での力学平衡が成立した後の関係を示しており, 静的なモデルである。スリップ率の変動はタイヤ表面におけるゴムの平衡状態の変化であるから, 実際にはあるダイナミクスを持っている。その時定数は  $1 \sim 2$  [ms] とも言われているが, よく分かっていない部分も多い。

さらに, 車両の横方向の運動も考慮するには, 図 2.2 のモデルは少なくとも  $F_d = F_d(\lambda, \alpha)$  と拡張されなければならない。ここで  $\alpha$  はタイヤにおけるすべり角であるが, これは章を改めて後述する (第 5, 6 章)。

以上を踏まえた上で、ここでは一次元の、つまり前後方向の車両ダイナミクスに対し、図 2.2 の様なモデルを採用することにする。図 2.2 を数式化するモデリングに関しても、様々なものが提案されている。本論文におけるシミュレーションなどでは、自動車工学における最も標準的なモデルの一つである、Magic Formula[42] を採用する。これは力学モデルではなく、得られた実験式をうまく近似できるように選ばれた方程式である。いくつかの記述式があるが、本論文で採用したのは

$$\mu(\lambda) = D \sin \left( C \tan^{-1} B \left\{ (1 - E)\lambda + \frac{E}{B} \tan^{-1} B\lambda \right\} \right) \quad (2.12)$$

という式である。パラメータ  $B, C, D, E$  を適当に定めることによって、様々な形状の  $\mu - \lambda$  曲線を設定することができる（付録 D 参照）。

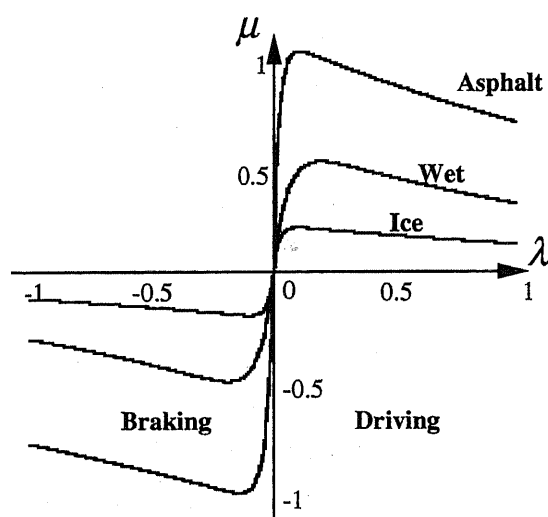


図 2.2: 典型的な  $\mu - \lambda$  曲線の例

さて、次にタイヤにおける空転の発生について考えてみる。例えば急に大きく、ステップ状にアクセルペダルを踏んだような場合を考えると、これによりモータトルク  $F_m$  がステップ状に急増することになる。これに伴い、(2.7) 式に従って車輪速度  $V_w$  が増加する。加速時においては、これは (2.9) 式からスリップ率の増加となる。スリップ率の増加は、タイヤと路面間の駆動力を図 2.2 の様に増加させ、これは車体を加速する一方、車輪にとっては減速方向に作用するから、やがて増加したモータ（エンジン）トルク  $F_m$  とどこかで平衡し、新しい平衡状態に達する。

このような、いわば負帰還の作用が失われるのは、スリップ率の増加が大きくなり、スリップ率が増加しても駆動力が増加しない領域、つまり図 2.2 で極大値の右側にスリップ率が達した場合である。この時、路面から得られる最大駆動力を超えた分のトルク入力によって、車輪は加速され続けスリップ率は発散することになる。これが、車輪における大空転発生の記述であるが、数式的にこれを取り扱うため、次節ではタイヤ粘着特性に対する線形近似モデルを展開し、議論を進めることにする。



### 2.2.2 タイヤ粘着特性に対する線形近似モデル

前節では、タイヤ粘着特性に対する一般的なモデリングに関して述べた。このモデルは、いくつかの重要な性質、例えば規格化駆動力  $\mu$  のすべり速度依存性やタイヤ表面での力学平衡のダイナミクスなどに目をつぶった、ある程度簡略化された記述であったが、それでも空転現象の数学的な理解の為には、それが依然非線形な方程式である点で、やや複雑なものであった。

そこで、本節では空転現象に対する線形モデルを展開し、これをもとに議論を行う。前節のモデルの非線形性は、 $\mu - \lambda$  曲線（図2.2）によるものであった。そこで、この線形近似を行うため、摂動系を抽出する。

まず、あるスリップ率  $\lambda_0$  における駆動力係数  $\mu$  の傾きを、 $a$  と定義する。

$$a \stackrel{\text{def}}{=} \left. \frac{d\mu}{d\lambda} \right|_{\lambda_0} \quad (2.13)$$

これにより、(2.7) , (2.8) , (2.9) 式の摂動システムを作りスリップ率を消去する。空気抵抗  $F_a$  とタイヤ回転に対する摩擦力  $F_r$  を無視すれば、

$$\dot{x}_\mu = A_\mu x_\mu + B_\mu \Delta F_m \quad (2.14)$$

但し

$$x_\mu = (\Delta V_w, \Delta V)^t, \\ A_\mu = \begin{bmatrix} -\frac{aN V_0}{M_w V_{w0}^2} & \frac{aN}{M_w V_{w0}} \\ \frac{aN V_0}{M V_{w0}^2} & -\frac{aN}{M V_{w0}} \end{bmatrix}, \quad B_\mu = \begin{bmatrix} \frac{1}{M_w} \\ 0 \end{bmatrix}$$

なる式が得られる。 $V_0$ 、 $V_{w0}$  はそれぞれ動作点における車体速度と駆動輪速度である。これを本論文では、タイヤ粘着特性に関する線形近似モデルと呼ぶことにする。

この線形近似モデルを用いて、例えばモータ（エンジン）トルク  $F_m$  からスリップ率  $\lambda$  までの伝達関数を得ることができる。

$$\frac{\Delta \lambda}{\Delta F_m} = \frac{1}{aN} \frac{M(1 - \lambda_0)}{M(1 - \lambda_0) + M_w \tau_a s + 1} \quad (2.15)$$

但し

$$\tau_a \stackrel{\text{def}}{=} \frac{M_w V_{w0}}{aN} \frac{M}{M(1 - \lambda_0) + M_w} \quad (2.16)$$

である。

従って現象は、(2.15) 式の分母にある  $\tau_a$  の正負によって、大きく異なるものとなる。 $\tau_a$  が正であれば、(2.15) 式は単なる一次遅れ系であり、その応答は安定である。しかしながら  $\tau_a$  が負であれば、系は不安定となって  $\lambda$  は発散し、最終的に  $\lambda = \pm 1.0$  に達することになる。

### 2.2.3 空転防止制御の必要性

前節において、過大なトルク入力によってタイヤに空転が発生する、その過程に対する記述を述べた。では、なぜこのような空転は防止される必要があるのだろうか。

ここまで述べてきた議論の範疇では、まず(2.2)式が極大値を持つ点を指摘できる。つまり、スリップ率が過大となると、タイヤと路面の間で発生できる駆動力はむしろ小さくなるので、スリップ率の過大な上昇は防がなければならないという理由である。ブレーキによる減速時にも空転は発生しうるが、この場合駆動力はそのまま減速力となり、制止距離を決定する力となるから、駆動力の確保は確かに重要である。しかしながら、一般に空転を防止することが重要であると認識されている、より致命的な理由は他にある。

ここまでの議論では触れなかったが、それはスリップ率の増加に伴い、タイヤに発生する横力が急激に減少するためである。これは車両の2次元運動に関する話題であるので、第5章において改めて詳しく述べることにするが、スリップ率の増加に伴い、タイヤで発生する横方向の力である横力は、単調に、しかも急激に減少する。この横力は、例えば旋回時に遠心力と釣り合う力であったり、あるいは車両の姿勢を回頭するのに必要な力であったりするから、この力の消滅は車両の2次元運動を不安低下し、あるいは制御不能にする。

従って、タイヤにおける大空転発生を防止すべき理由あるいはその目的は、

1. スリップ率が大きく成長するのを防止して横力を確保し、
2. 一方でスリップ率をある程度の大きさにして前後力（駆動力）も確保する

ことにある。

このような背景から、近年自動車工学の分野においても、過大な空転の発生を防止する、いわゆる空転防止制御の研究が盛んに行われてきた。特にこのような制御は、ブレーキに対して検討され、通常ABS（Anti Skid Brake System）と呼ばれるシステムとして、広く普及するに至っている。次節では、このようなABSなどの空転防止の一般的な手法について紹介を行う。

## 2.3 従来の自動車における空転防止制御手法

従来の自動車で用いられてきた空転防止制御としては、ABS（Anti Skid Brake System）と総称される制動時の制御が、研究も進んでおり普及もしている。駆動時の空転防止制御としては、TCS（Traction Control System）があげられるが、アクチュエータとしてエンジンよりブレーキの方が応答等の点で有利であること、駆動時に比べて制動時の方が、安全性の向上という観点からより大きなニーズがあること、等の点で、ABSに比べてTCSは一般的ではない。そこでここでは以下の議論に備え、従来の空転防止制御手法としてABSを取り上げ、その説明を行っておく。

### 2.3.1 ABSにおける制御用アクチュエータの構造

現在の大部分の乗用車におけるブレーキは油圧ブレーキであり、操縦者がブレーキペダルを踏むことで入力した踏力を、油圧系によって倍力するシステムとなっている。ABSの様な空転防止制御では、通常この油圧系統の構成を切り替えることで、圧力の増減を調整し、最終的にホイールブレーキシリンダーからホイールに与えられる減速力を制御している。

油圧系統の構成を切り替えるためには、ソレノイドバルブが通常用いられる。このソレノイドバルブにはいくつかの種類があるが、最も簡単なものは”2ポジション型”と呼ばれるタイプのものである。これは文字通り、2つの状態しか持たないソレノイドバルブであり、通電停止/通電という入力に応じて、2通りの油圧回路接続を実現することができる。油圧系統の構成によるが、それは例えば”増圧”の系統構成と”減圧”の系統構成の切り替えである。つまり、ソレノイドバルブのスイッチングにより、最終段のホイールブレーキシリンダに入力される油圧を、増圧ないしは減圧することができるということである。あるいは、”3ポジション型”と言われるソレノイドバルブも用いられる。この場合は、例えば”増圧”、”圧力保持”、”減圧”の3つのモードの間で状態を切り替えることが可能である。(図2.3)。さらに、一つの油圧系統全体でいくつのソレノイドバルブを有しているかも、個々のシステムによって異なっている。通常その数は、2個～4個程度である。

さらに、車両全体でいくつの油圧制御系統を有するのかも、システムによって異なっている。4輪全てでABS制御を行う4チャンネル方式、前輪ないし後輪をまとめて制御することでチャンネル数を減らした3チャンネル方式、独立な系統は2つしか持たない2チャンネル方式などがあるが、複数のタイヤ間のシステムや配管を論じると繁雑になるので、ここでは1輪の制御を行う機構だけに話題を絞る。

1輪の制御系統に関しては、つまり

- 油圧系統内のソレノイドバルブの数が、2、3あるいは4個のいずれであるか<sup>3</sup>
- それぞれのソレノイドバルブのタイプが、2ポジション型か3ポジション型の、いずれであるか
- 油圧系統をどのように構成するか

と違いによって、分類することができる。例えば一例として、ここでは図2.4を示す[10]。図に示されている通り、2ポジションタイプのソレノイドバルブを2個有する、最も簡単な構成のABS駆動回路である。図2.3に示した様に、ソレノイドバルブは油圧系統を切り替えることができるが、図2.4の系統には2つのソレノイドバルブがあり、そのうち一つはホイールブレーキシリンダーへの圧力を、増圧するのか減圧するのか、系統を切り替えることができるようになっている。もう一つのソレノイドバルブは、増圧ないし減圧時の圧力勾配を変えることができる。

<sup>3</sup>それぞれ2S,3S,4Sと称することがある

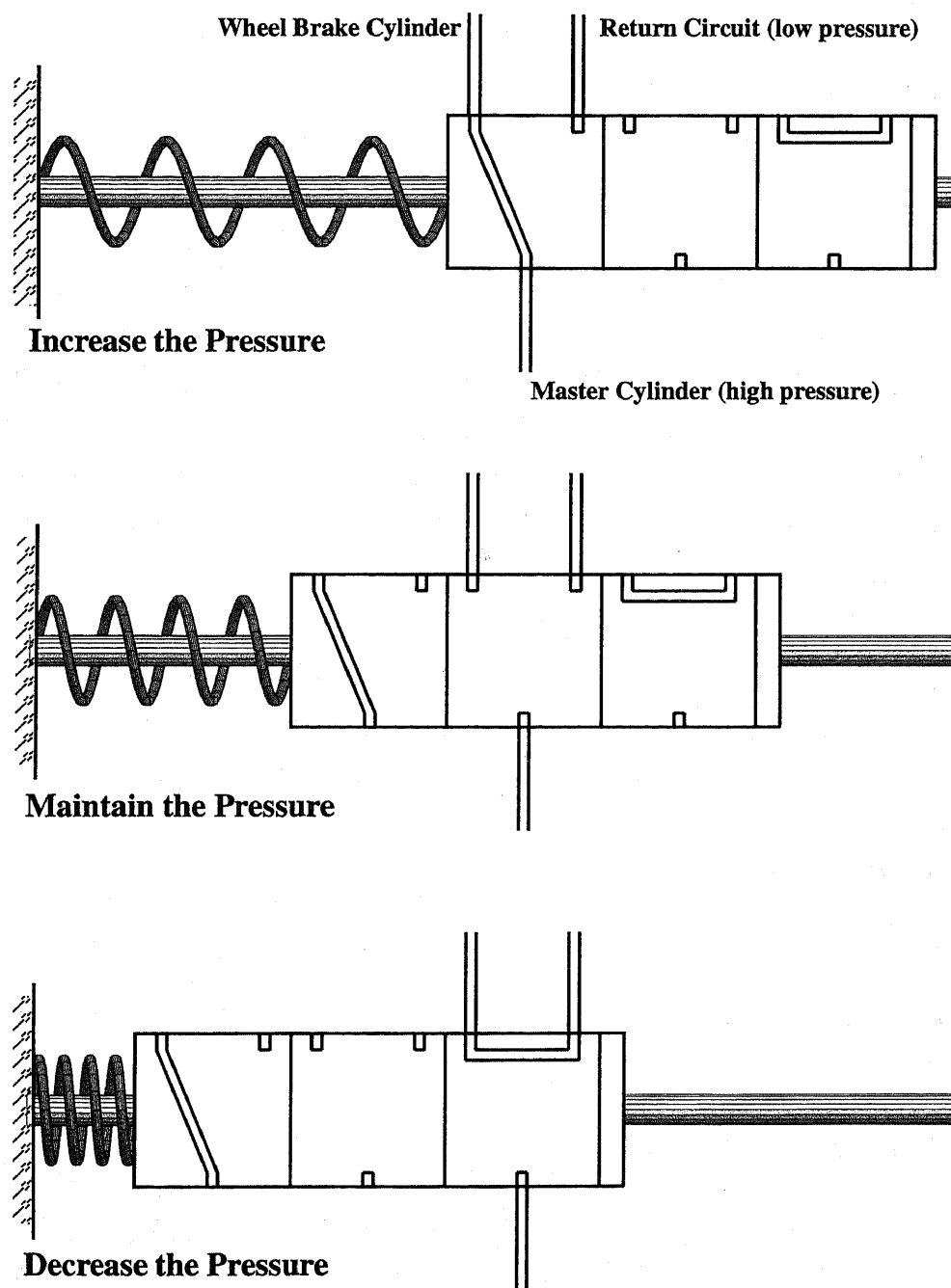


図 2.3: ソレノイドバルブによる油圧系統の切替えとそれによるブレーキ圧力の制御

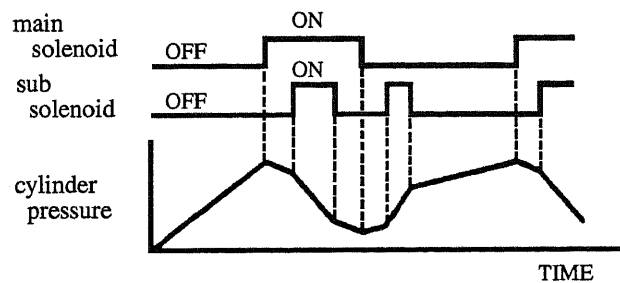
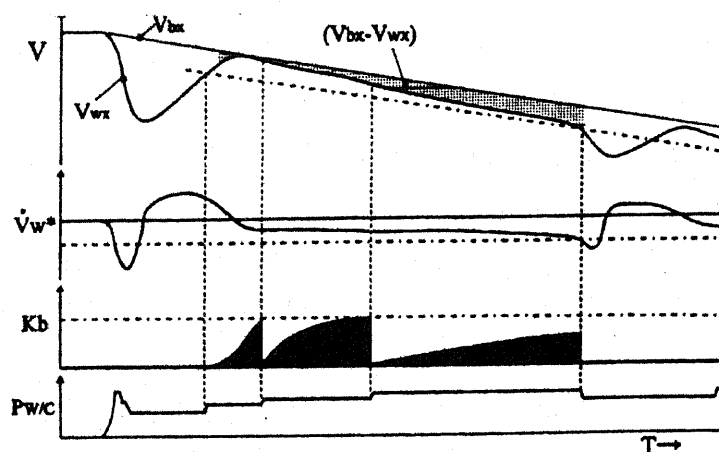


図 2.4: ABS 駆動回路の動作例 [10]

### 2.3.2 ABS における空転防止制御則

ABS の制御則についても、様々な手法が提案されている。それは、例えばスライディングモードを用いる手法 [12] や、サーボ的な手法 [43] などである。その中で、もっとも広く普及している方法は、if-then 式の制御ロジックを適用する方法である [13]。これは、車輪速度の加速度やスリップ率に応じて、ある一定のパターンでホイールブレーキシリンダーへの油圧入力を、増圧あるいは減圧するという方式である。if-then 方式の制御ロジックがベースとなっているため、その制御則を明示的に示すのは難しい。例えば路面の状態に応じて動作を調整するなどの、複雑なルールも近年では組み込まれているが、その典型的な応答は図 2.5 の様なものである [13]。図 2.5 は、ABS が動作した場合の、車体速度と車輪速度の時間応答を示している。尚、この文献では車体速度、車輪速度をそれぞれ  $V_{bx}$ ,  $V_{wx}$  としている。

図 2.5: ABS 作動時の車体速度  $V_{bx}$  と車輪速度  $V_{wx}$  の典型的な応答 [13]

特に動作の初期の段階において、車輪速度の大きな変動つまりスリップ率の増加が見られる。通常の ABS では、このようなスリップ率の変動が繰り返し見られるのであるが、このシステムでは統計的な手法を導入することで、路面状態を推定しシステムの動作を調整する工夫

をしているため、次第にスリップ率変動の幅を小さくすることに成功している。しかしながら、このような改良型のABSでさえも、動作初期のスリップ率変動を抑制することはできていない。

## 2.4 油圧ブレーキとモータにおけるトルク応答の遅れ

ここで、空転防止制御のアクチュエータがもつ応答遅れと、その影響に関して検討してみる。以下では主に油圧ブレーキとモータとの比較を行っていくが、初めに、エンジンとモータの違いについても簡単に言及しておく。

エンジンに比べてモータの制御性能が優れている最も本質的な理由は、恐らく電流の制御しやすさにあると考えられる。エンジンの運転状態を制御するには、ガソリンの噴出量を変える必要がある。ところがガソリン噴出のタイミングは、いつでも良いわけではない。通常の4サイクルのエンジンの場合、2回転に一度しかガソリン噴出の機会はない。例えば6000[rpm]で回転しているエンジンでは、1秒に50回のガソリン噴出であるから、制御周期は20[ms]ということになる。現在EV用モータとして主流となっている誘導モータや同期モータでは、数10[μs]という桁違いに高速な電流制御が、ごく普通に適用されている。<sup>4</sup>モータにおいても、なんらの電流制御を行わず、単に電圧を印可するだけでは、決して扱いやすい線形な入出力関係を得ることはできない。回転子の位置に応じた精密な電流制御を施すことによって、例えば同期モータをブラシレスDCモータという制御性の優れたモータに化かすことが可能なのである。さらにモータの場合は、電流から発生トルクまでの関係がある程度きちんと定式化することができるが、エンジンの場合は発生トルクは温度などの条件に依存するので、一般に発生トルクの把握は容易でない。これによって、エンジンとモータの制御性は大きく異なるものになる。

同様に、ABS制御用の油圧システムにおいても、無視することのできない応答遅れが存在する。油圧駆動システムにおいて遅れを生じる原因としては、まずソレノイドバルブに生じる遅れがある。ここで言う遅れとしては、いわゆるむだ時間と、一次遅れの的な時定数がある。ソレノイドバルブには、短く見積もっても2~4[ms]程度のむだ時間と、数100[ms]程度の応答遅れ時定数があると言われている。やや古い文献ではあるが、例えば[10]では無駄時間を10~40[ms]と見積もっている。

応答遅れの別の要因としては、油圧システムそのものの伝達遅れが挙げられる。つまり、ソレノイドバルブが油圧システムの構成を減圧ないし増圧に切り替えても、高圧源からの高い圧力がホイールブレーキシリンダーに瞬時に伝達されるわけではなく、その過程にはある遅れがあるのである。さらに、ホイールブレーキシリンダーに入力された油圧はブレーキパッドを介してタイヤに対する減速トルクとなるが、その減速トルクの発生にも若干の遅れと、パッド表面の状態などに応じた、ある不確かさが存在している。

<sup>4</sup>実際、我々が購入したインホイールモータにおける電流制御周期は70[μs]である。

以上、エンジン、そしてブレーキの応答遅れについて述べてきた。エンジンにおける応答遅れの具体的な数字は不詳であるが、一般にはブレーキよりもかなり大きいと言われている。実際、加速時の空転防止制御系である TCS においても、エンジンではなくブレーキを用いて制御を行うことがあるほどである [15]。

一方で、電気自動車の駆動源である電気モータでは、容易に発生トルクの正負を切替えることができる。実際に、既に既存の市販電気自動車でも、エネルギー回収の手段としての回生ブレーキが広く用いられている。やや話が本論からずれるが、電気モータはもちろん TCS のアクチュエータにもなりうるし、同時に ABS のアクチュエータともなりうる点をここで指摘しておく。つまり、従来加速時に対する TCS、減速時に対する ABS と厳密に切り分ける必要のあった空転防止制御系が、電気自動車においては一つの制御系に統合されて議論され得るのである。本論文はこの点に関して深い議論を展開するものではないが、システム構成上の明かな利点として、この点をここで指摘しておく。

さて、このような統合された空転防止制御系ないし ABS/TCS システムにおけるアクチュエータである電気モータであるが、その応答遅れは極めて小さい。きちんとベクトル制御された現在の誘導機などでは、応答遅れの時定数で 1[ms] 程度、むだ時間はそれ以下という性能がごく普通に実現されている。本章では、この電気モータの高速トルク応答のもたらす利点について、議論を進めるものである。その際、比較対象とするアクチュエータとしては、油圧ブレーキ系統を考える。これは既に述べた通り、空転防止制御のアクチュエータとしてエンジンよりも油圧ブレーキの方が、明かに優れたものであるからである。

ここで言う遅れとは、例えばステップ状の減速トルク指令が与えられてから、実際の減速力が立ち上がる時間までの、応答遅れを考えている。そこで、これに対応する油圧ブレーキ系統としては、前述のソレノイドバルブを用いた油圧サーボ系を想定し、その入力指令値から減速トルクが立ち上がるまでの応答について考えればよい。ここには、既に述べたようなソレノイドバルブのむだ時間、油圧伝達系の遅れ、そして発生する減速トルクの不確かさが含まれている。

本章では応答の遅れについて論じるので、この応答のむだ時間と遅れ時定数、つまりブレーキ系の伝達関数を

$$G(s) = e^{-\tau_D} \frac{1}{\tau_m s + 1}, \quad (2.17)$$

とした場合の、 $\tau_m$  と  $\tau_D$  について考えることになる。例えば文献 [10] では、 $\tau_D = 35[\text{ms}]$ 、 $\tau_m = 50[\text{ms}]$  程度と見積もっている。

本章では以下、このような遅れの影響を検討していくが、その際には以上をふまえて、表 2.1 のような 5 つのタイプのアクチュエータを取り上げる。このような分類に基づき、空転防止制御系におけるアクチュエータの応答遅れの影響を論じて行くが、当然その影響は制御系の構成によって異なる。そこで、以下では、いくつかの典型的と思われる制御系を取り上げて、応答遅れの影響を論じていくことにする。尚、次章で述べる通り、今回使用した実験用電気自動車「東大三月号 I」では、ハードウェアの制限（直流直巻モータ + 1 象限チョッパ）

## 2.5 車輪速度制御による空転防止に応答遅れが与える影響

から、電気ブレーキを適用することができない。そこで、実験は全て加速時に関するものとなっている。これに合わせて、比較検討の為に行うシミュレーションも、全て加速時についてのものである。つまり、ブレーキと同じ程度の応答遅れをもった駆動源で加速する際の空転防止制御を考えていることになる。

	$\tau_D$	$\tau_m$
Type-I(electric motor)	100 [ $\mu$ s]	1[ms]
Type-II(hydraulic brake)	5 [ms]	50[ms]
Type-III(hydraulic brake)	10 [ms]	50[ms]
Type-IV(hydraulic brake)	20 [ms]	100[ms]
Type-V(hydraulic brake)	30 [ms]	100[ms]

表 2.1: 本論文におけるモータと油圧ブレーキのモデル

## 2.5 車輪速度制御による空転防止に応答遅れが与える影響

もっとも簡単な構成の空転防止制御系は、車輪速度に関するフィードバック制御系であろう。空転の発生が車輪速度の上昇によって起こるのであれば、車輪速度に関するフィードバック制御は空転防止になんらかの効果があると考えられる。そこで初めに、線形な車輪速度フィードバック制御系を構成した場合の、アクチュエータの応答遅れの影響について議論していく。

### 2.5.1 車輪速制御器の設計

線形な車輪速度制御系に限っても、その設計の仕方は様々である。ここでは、2自由度制御理論に基づく設計法 [44] を適用し、議論を進める。2自由度制御を適用する理由としては、外乱抑圧特性と目標値応答特性を分けて議論することで、見通しの良い議論が可能となる点が挙げられる。後に述べるが、空転の発生は車輪速度制御系へのステップ状外乱の入力として捉えることができるので、空転防止制御において外乱抑圧特性の向上は、その性能を左右する重要な指標となる。一方で、目標値応答特性は、例えばドライバーの入力したアクセル指令に対する応答の仕方を示すもので、ここでの議論においては、さほど重要なものではない。これを明示的に示すため、ここでは2自由度制御の枠組で議論を行う。

図 2.7 は、一般的な2自由度制御系の構成を示すブロック図である。ここで、 $u$  はコントローラからのプラントへの制御入力、 $r$  はコントローラへの指令値、 $y$  はプラントの観測出力である。今車輪速度の制御系を考えているから、 $y$  は車輪速度  $V_w$ 、 $u$  はモータトルクである。制御入力には外乱  $d$  が重畳され、観測出力には観測ノイズ  $\xi$  が重畳されている。ここで



用いる設計法は、目標値応答特性  $G_{yr}(s)$  と、感度関数  $S(s)$  を設計するものである。  $G_{yr}(s)$  と  $S(s)$  を定めることで、フィードフォワード制御器  $C_1(s)$  とフィードバック制御器  $C_2(s)$  とは、それぞれ

$$C_1(s) = \frac{G_{yr}(s)}{P_n(s)S(s)} \quad (2.18)$$

$$C_2(s) = \frac{1 - S(s)}{P_n(s)S(s)} \quad (2.19)$$

と与えられる。但し  $P_n$  はプラントのノミナルモデルである。

ここで、ノミナルプラントとしては、どのようなものを用いるべきであろうか。2 自由度制御ないし外乱オブザーバの効果の一つの効果が、プラントのノミナル化にあることを考えると、ノミナルプラントは粘着状態の車輪運動特性にするのが妥当であろう。再び (2.14) 式の、タイヤ空転に関する線形近似モデルを用いて、モータトルク入力  $F_m$  から車輪速度  $V_w$  までの伝達特性は、

$$\frac{\Delta V_w}{\Delta F_m} = \frac{1}{(M_w + M(1 - \lambda_0))s} \frac{\tau_w s + 1}{\tau_a s + 1} \quad (2.20)$$

と書くことができる。但し、 $\tau_a$  は (2.16) 式で定義された時定数、 $\tau_w$  は

$$\tau_w \stackrel{\text{def}}{=} \frac{M V_{w0}}{a N} \quad (2.21)$$

である。

(2.20) 式は、さほど高くない周波数領域では、おおよそ積分特性となっている。その質量項は  $M_w + M(1 - \lambda_0)$  であるが、粘着状態つまりスリップ率があまり大きくない状態では、ほぼ  $M_w + M$  と見なして良い。そこでここでは、ノミナルモデルとして

$$P_n(s) = \frac{1}{M + M_w} \frac{1}{s} \quad (2.22)$$

なるモデルを採用する。図 2.6 に、(2.20) 式と (2.22) 式とを周波数領域で比較した図を示す。図から、特に低周波数の領域で両者は一致した特性を示している。(2.20) 式の計算に際しては、路面に関するいくつかのパラメータが必要となるが、ここでは  $a = 10$ ,  $\lambda_0 = 0.05$  という値にして計算している。また、車重とタイヤ慣性については、実験車両東大 3 月号における値である  $M = 1100[\text{kg}]$ ,  $M_w = 312[\text{kg}]$  (ギアが一速の場合の値) を用いている。(2.20) 式でなく (2.22) 式をノミナルモデルに採用することで、路面に関するパラメータをノミナルモデルから排除することができる。(2.22) 式は、粘着時にはタイヤと車体重量がモータにとっての負荷となって見えると理解でき、物理的にも分かりやすいモデルとなっている。

(2.19) 式に示されたような  $C_1(s)$ ,  $C_2(s)$  の適用により、システム全体の特性は図 2.8 の様なものになる。但し、

$$d' = d(s) + \left( \frac{1}{P(s)} - \frac{1}{P_n(s)} \right) y(s). \quad (2.23)$$

であり、つまり外乱とプラント変動を含むようなものである。図 2.8 が示す通り、感度関数  $S(s)$  はシステムの外乱抑圧特性を決定する。一般的には、 $S(s)$  が低周波領域で十分低いゲ

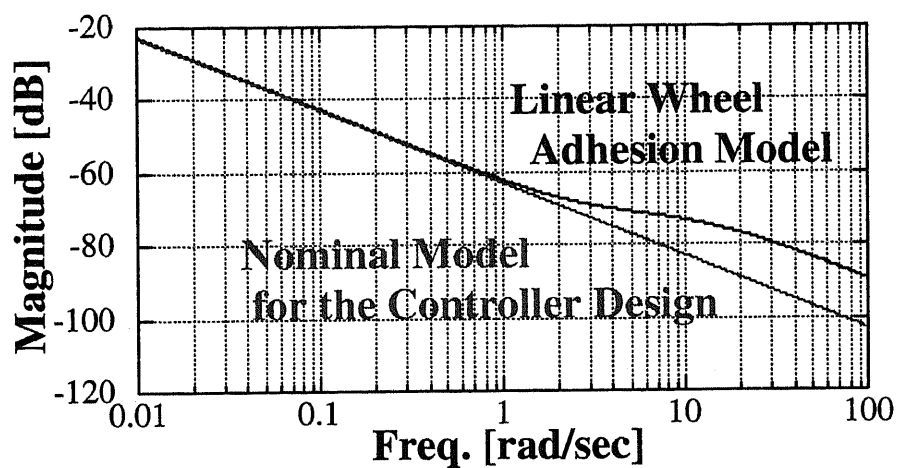


図 2.6: 粘着時におけるモータトルクから車輪速度までの伝達特性

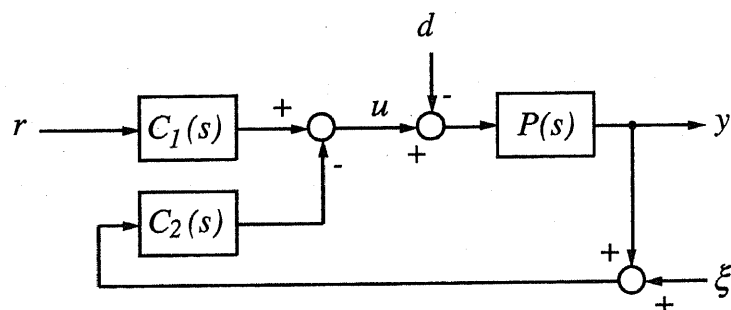


図 2.7: 2 自由度制御系のブロック

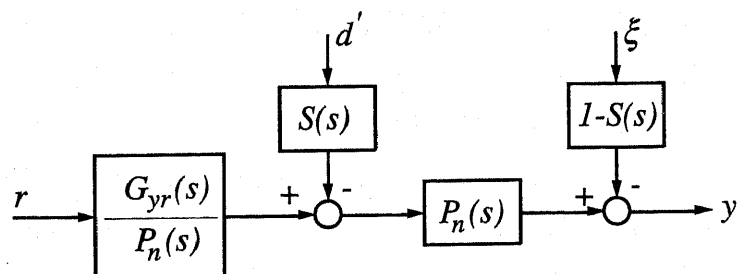


図 2.8: 2 自由度制御系 (図 2.8) の等価ブロック図

インを持つことが重要とされている。これにより、外乱ないしパラメータ変動が出力に影響する感度が、低減されるためである。一方で、補感度関数  $1 - S(s)$  は観測出力に含まれるノイズから出力への伝達特性を示している。通常このようなノイズ分は高周波領域に多く存在するから、補感度関数としてはローパス特性が多く用いられている。

感度関数と補感度関数という名が示すとおり、両者は補間的な関係になる。つまり、感度関数が低ゲインであればあるほど、システムの外乱抑圧特性が向上するが、これは同時に補感度関数の低ゲイン化が実現できないことを意味するので、システムのロバスト安定性の悪化を招く。この状態は、ちょうどPIDなどの制御器をハイゲイン化した状態と直観的には対応する。従って、この感度関数と補感度関数の間のトレードオフを決定することで、制御器の性質を調整することができる。もちろん、感度関数と補感度関数の設計は自由に行えるわけではなく、システムの安定性を保証する条件を満たす範囲内で行わなければならない [44]。

2自由度制御理論の範疇では、目標値応答  $G_{yr}(s)$  の設計は感度関数  $S(s)$  の設計とは基本的に独立である。システムの安定性を保証する条件の中で、目標値応答  $G_{yr}(s)$  は自由に設定することができる。

ここでは、一般的なサーボ系の設計思想に基づき、感度関数  $S(s)$  として

$$S(s) = \frac{s^2}{(s + w_c)^2} \quad (2.24)$$

という形のものを採用する。分子の  $s^2$  は、システムの安定性保証のためにプラントの分母極  $s$  を打ち消し、かつ定常誤差を生じない様に積分特性を付加するために必要である。 $S(s)$  はハイパス特性であるが、このカットオフ周波数を決定するのが  $w_c$  である。分母は重根にしてあるが、これは外乱に対して、応答になるべくオーバーシュートを生じないようにという思想である。

目標値応答  $G_{yr}(s)$  は、

$$G_{yr}(s) = \frac{1}{\tau_{yr}s + 1}. \quad (2.25)$$

という形に選んである。本論文では目標値応答特性をさほど重視していないので、 $\tau_{yr}$  は本章では常に  $0.5[s]$  に、無作為に設定されている。この結果得られるフィードフォワード制御器  $C_1(s)$  とフィードバック制御器  $C_2(s)$  は、それぞれ以下のようなものである。

$$C_1 = \frac{J_n(s + w_c)^2}{(1 + \tau_{yr}s)s} \quad (2.26)$$

$$C_2 = \frac{J_n(2w_cs + w_c^2)}{s} \quad (2.27)$$

従って、このような手法で制御系を設計することは、結局、感度関数のカットオフ周波数を左右するパラメータである  $w_c$  を調整することになる。具体的な  $w_c$  の調整については後述する。

## 2.5.2 応答遅れがある場合のシミュレーション結果

次に、車輪における空転の発生に対するシミュレーションを行い、これを用いて、設計された車輪速度制御器に関する議論を進めて行く。

シミュレーションは、車両一輪モデルすなわち (2.7) , (2.8) , (2.9) 式に基づくものである。路面状態つまり  $F_d(\lambda)$  あるいは  $\mu - \lambda$  曲線の数式化には、前述の Magic Formula (2.12) 式を用いている。  $\mu - \lambda$  曲線が、スリップ率  $\lambda = 0.1$  で極大値  $\mu_{\text{peak}}$  を持つように、Magic Formula のパラメータが設定されている（付録 D 参照）。空気抵抗  $F_a$ 、タイヤ回転に対する摩擦力  $F_r$  はそれぞれ、

$$F_a = F_{a0} V^2 \quad (2.28)$$

$$F_r = F_{r0} V_w \quad (2.29)$$

としている。シミュレーションに際してのパラメータ設定は、表 2.2 に示してある。おおよそ、実験車両“東大3月号I”に対するモデリングとなっている。

車体重量	$M$	1100[kg]
タイヤ慣性 *1 (質量換算値)	$M_w$	312[kg]
タイヤ半径	$r$	0.26[m]
前輪軸荷重力	$N$	$M \times 0.28 \times 9.8[\text{N}]$
空気抵抗の係数	$F_{a0}$	0.552[ $\text{Ns}^2/\text{m}^2$ ]
タイヤ回転への摩擦力の係数 *2	$F_{r0}$	216[N]
モータのトルク係数 *3	$\Phi_n$	0.21 [Nm/A]
ギア比 *4	$N_{\text{gear}}$	13.4

\*1 ... 東大3月号Iで、ギアが1速の場合ホイール軸における見積もり

\*2 ... タイヤ2輪分に対する見積もり

\*3 ... モータを直流分巻モータとした場合.

\*4 ... 東大3月号Iで、ギアが1速の場合

表 2.2: シミュレーションに用いた車両一輪モデルの諸パラメータ

シミュレーション条件であるが、0.0[s] から 1.0[s] までは、非常にゆっくりとした加速を行う。これは、 $V = 0$  ないし  $V_w = 0$  という条件がスリップ率の計算においていわゆる零除算を引き起こすので、スリップ率計算のアルゴリズムでこれを回避しても、この近辺でシミュレーションがやや不安定となるためである。1.0[s] から、車両が加速を開始する。つまり車輪速度制御系に対して入力される指令値が増加し始める。ここでのシミュレーションでは、 $dV_w/dt = 2[\text{m/s}^2]$  というランプ状の指令値を与えている。これによりスリップ率を介して車体速度も上昇し、車両が加速されるが、3.0[s] に路面の急変が起こる。ここでは3.0[s] を境に、 $\mu(\lambda)$  の最大値  $\mu_{\text{peak}}$  を 0.75 から 0.4 に下げている。

初めに、車輪速度制御を行っていない場合のシミュレーション結果を示す。この場合車両の加速は、車輪速度の指令値という形では与えられないので、前述した様な車輪速度指令値と、車輪速度制御系の目標値応答特性である(2.25)式の $G_{yr}(s)$ を用いて、プラントがノミナルプラントと同一で外乱がない場合(つまり粘着走行状態)の車輪速度応答を前向きに求め、これを微分することでモータトルクを決定している。これにより、粘着走行時の応答を、車輪速度制御を行った場合の結果をほぼ一致させることができる。

図2.9に、この場合のシミュレーション結果を示す。3.0[s]以降にスリップ率の急増がみられ、車両の状態が不安定となり危険な状態に陥っていることが分かる。これに対して、車輪速度制御を行った場合の応答を図2.10に示す。図2.9に見られたようなスリップ率の急増が、大幅に低減されている様子が理解される。

ここで、制御系の設計ないし調整について述べなければならない。既に述べた様に、ここで採用している手法では、制御器の調整は感度関数のカットオフ周波数 $w_c$ によってなされる。図2.10の応答では、 $w_c = 500[\text{rad/sec}]$ と設定しているが、これは系のロバスト安定性を考慮した数字ではない。それでは、実際には $w_c$ はどこまで大きくできるのであろうか。言い替えば、系の外乱抑圧特性は、どこまで高帯域化できるのであろうか。

ここでは、外乱抑圧特性の高帯域化に関する上限を、アクチュエータの応答遅れとの関係から論じていく。すなわち、プラントにアクチュエータの応答遅れというモデル化誤差が存在するとき、外乱抑圧特性はどこまで高帯域化できるのかを考えてみる。アクチュエータの応答遅れとしては、表2.1に示したような5つのタイプのものを想定し、検討していく。

アクチュエータの応答遅れが無視できない程大きい場合は、 $w_c$ はあまり高い値に設定できず、外乱抑圧特性を十分高帯域化することはできない。図2.11は、表2.1でType-IVとした応答遅れが存在する場合に、 $w_c = 7[\text{rad/sec}]$ と選んだ場合の車輪速度と車体速度の応答である。感度関数を高帯域化した結果、ロバスト安定性が低下し、モデル化されていないアクチュエータの応答遅れの影響で系が不安定となっている様子が示されている。このように、アクチュエータの応答遅れが大きくなる程、感度関数の帯域は下げざるを得ない。

そこで、以下のような手順により、表2.1の各タイプのアクチュエータに対して、制御器を設計してみる。

1. 十分高い $w_c$ を設定し、各タイプ毎の応答遅れを含んだシミュレーションを行う。
2. 当然これは不安定な応答を示すので、これが安定化されるまで、 $w_c$ を0.9倍ずつ下げる。
3. このようにして少しずつ $w_c$ を小さくしていけば、どこかで系の応答が安定になる。この $w_c$ が安定限界を与える $w_c$ ということになるので、余裕を見込んでその周波数の半分を $w_c$ に選ぶ

このようにして得られた制御器を用いて、車輪速度制御系を構成した場合のシミュレーション結果を、図2.12に示す。図2.12の結果から分かる通り、アクチュエータの応答遅れが大きくなるに従い、安定性の確保のために感度関数の帯域を下げざるを得なくなる。これに伴っ

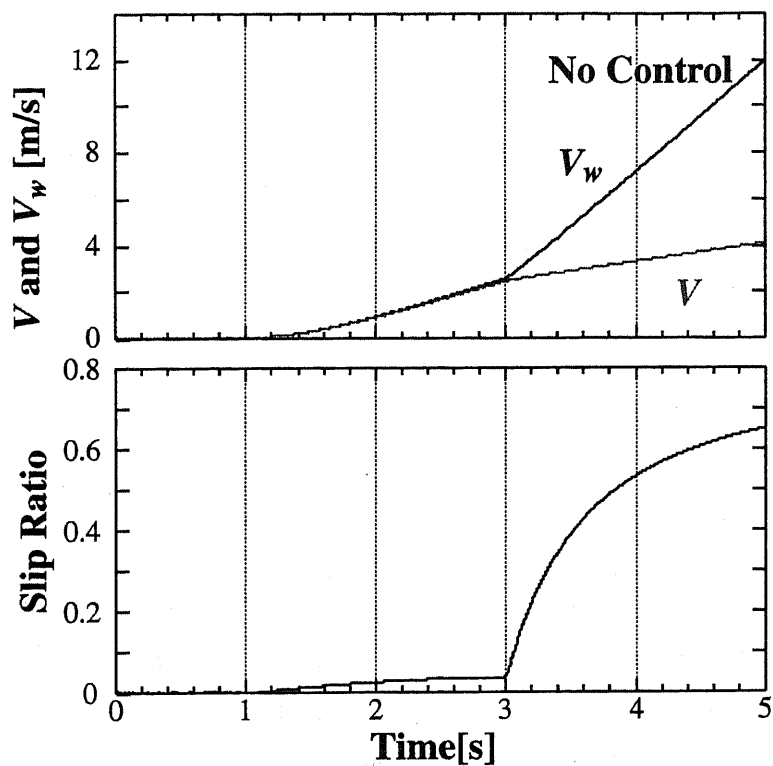


図 2.9: 車輪速度制御を行わない場合のシミュレーション結果

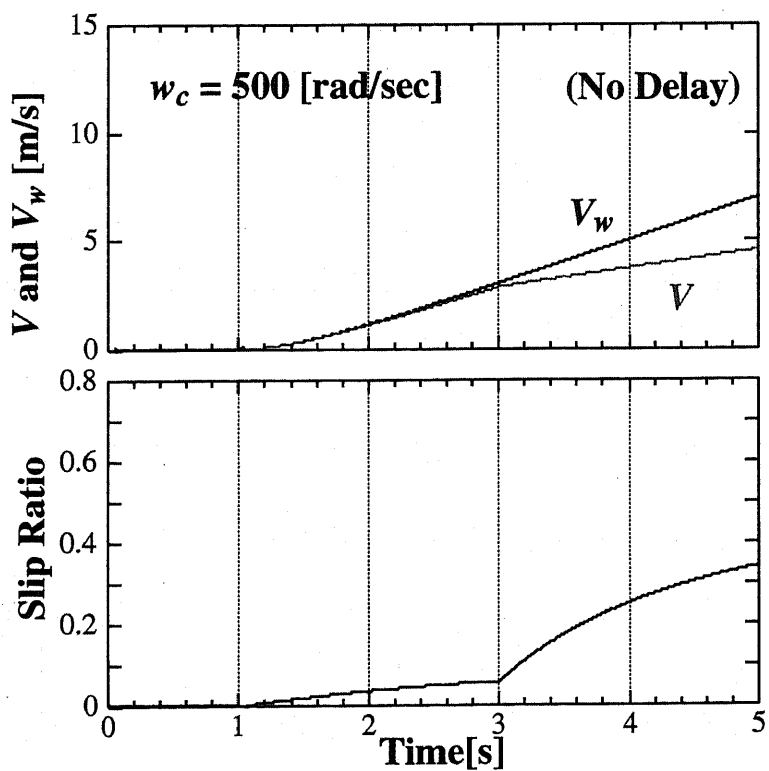


図 2.10: 車輪速度制御を行った場合のシミュレーション結果

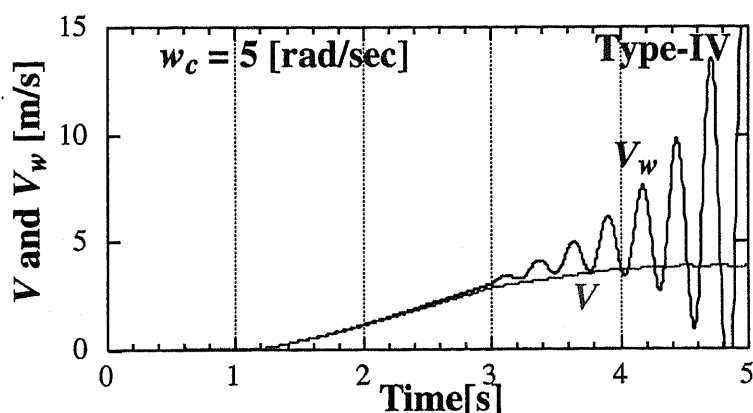


図 2.11: Type-IV のアクチュエータに対して  $w_c = 7[\text{rad/sec}]$  と選んだ場合の結果

て、スリップ発生時の車輪速度安定化の効果も小さくなり、路面変動発生直後のスリップ率の立上りが、次第に大きくなってしまふ。

ここで、なぜ感度関数の帯域が、スリップ率の急増を押えるために重要であるのかを、考えてみる。スリップ発生時に起こるのは、

1. 路面変動ないしスリップ率の急増に伴う、駆動力  $F_d$  の急減
2. 路面との連結が弱まることによる、モータにとっての負荷イナーシャの急減

という現象である。2. の理解のためには (2.20) 式が有益かもしれない。いずれにしろ、この現象のうち前者は外乱として、後者はプラント変動として、制御系に影響するから、これは確かに感度関数と密接な関係があると理解される。また、ここでは結果を分かりやすくする為に路面変動時の応答に注目して議論を行ったが、路面変動が本質的な問題ではないことも、同様に理解される。つまり、路面変動が起こらず、単にモータトルクが過大になって発生した空転に関しても、基本的には同様の議論つまり感度関数の帯域によって、車輪速度制御系の効果を論じることができる。

ごく簡単なモデルと計算で、これを具体的に論じてみよう。図 2.8 にある通り、フィードバックコントローラ  $C_2(s)$  の適用によってプラントは  $P_n(s)$  にノミナル化され、外乱  $d'$  からプラントまでの伝達感度関数  $S(s)$  によって低減されている。ここで外乱  $d'$  とは、(2.23) 式にある通り、実際の外乱  $d$  とプラント変動を含むものである。空転発生時の外乱  $d'$  は、従って、スリップ率上昇に伴う駆動力の減少分  $\Delta F_d (< 0)$  と、プラントが  $1/(M + M_w)$  から  $1/M_w$  に変動したことによるプラント変動分を含む。後者は、スリップの発生により路面とタイヤの連結が失われたと考えれば、理解しやすいかも知れない。ここで、駆動力の減少がステップ状に発生するとすると、

$$d' = \frac{\Delta F_d}{s} + (M_w s - (M + M_w) s) V_w(s) \quad (2.30)$$

$$= \frac{\Delta F_d}{s} - M s V_w(s) \quad (2.31)$$

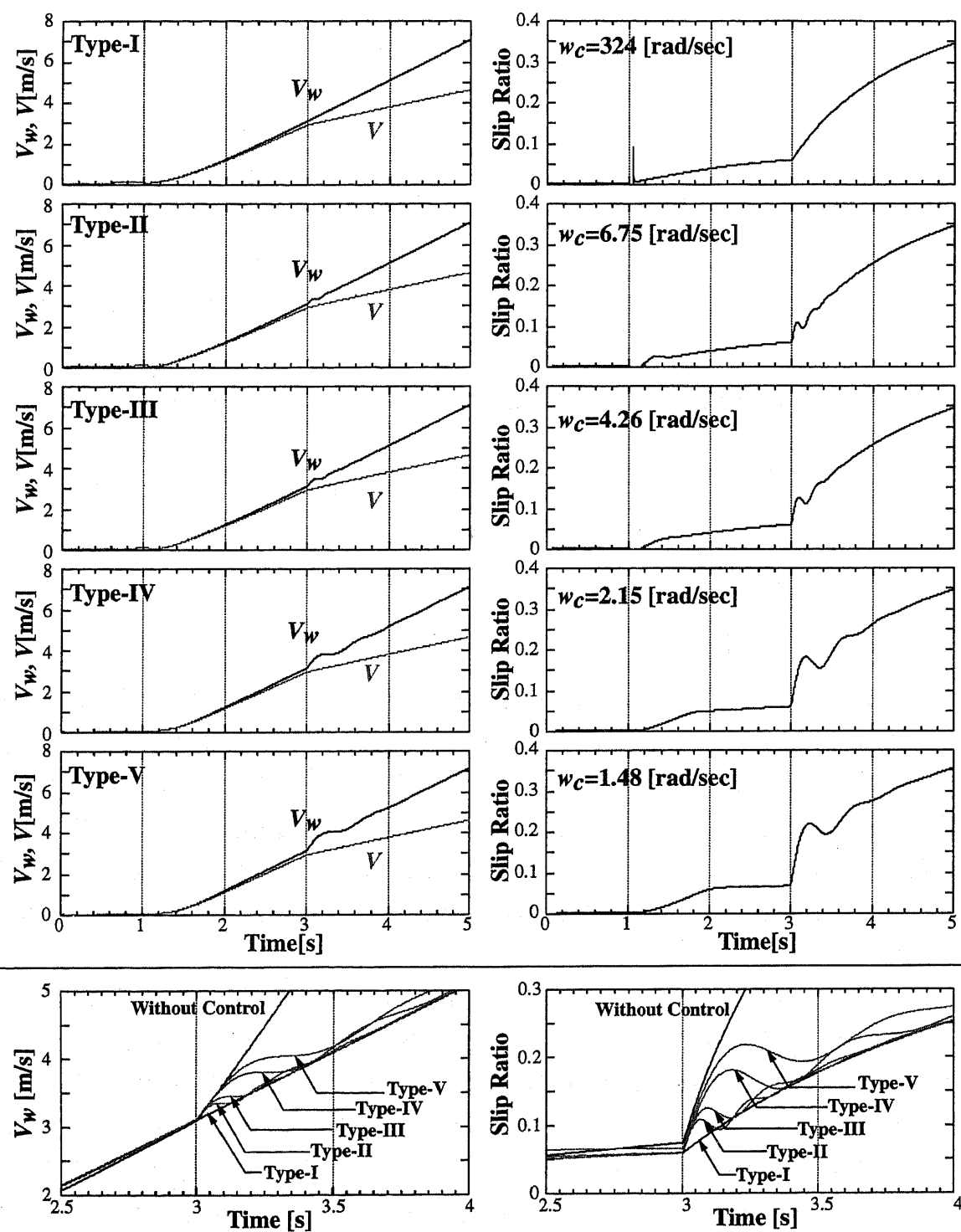


図 2.12: 各タイプのアクチュエータに対するシミュレーション結果



となる。路面の急変動が空転発生の原因であれば、第一項の影響は大きいであろう。あるいは路面の急変動はなく、過剰な駆動力によってスリップ率が発生し、しかも  $\mu - \lambda$  曲線の特  
性もピーク以降でフラットだとすると、第一項は比較的には影響が小さくなり、第二項の影  
響が大きくなるかもしれない。いずれにしろ、空転発生の原因によらず、この外乱の影響を  
低減することが重要であると言える。外乱  $d'$  が車輪速度  $V_w$  にどのように影響するかを考え  
てみると、

$$\Delta V_w = d'(s)S(s)P_n(s) \quad (2.32)$$

$$= \frac{1}{(s + w_c)^2} \frac{\Delta F_d}{M_w} + \frac{s}{(s + w_c)^2} \frac{M}{M_w} V_w(s) \quad (2.33)$$

となる。 $\Delta F_d$  は路面とタイヤ間の駆動力が変動する大きさであるから、規格化駆動力  $\mu$  を用  
いて (2.33) 式を書き直せば、

$$\Delta V_w = \frac{1}{(s + w_c)^2} \frac{M}{M_w} pg\Delta\mu + \frac{s}{(s + w_c)^2} \frac{M}{M_w} V_w(s) \quad (2.34)$$

但し  $p$  は、駆動輪に車両重量の何割がかかっているかを示す値であり、 $g$  は重力加速度であ  
る（つまり、 $N = pMg$ ）。 $\Delta\mu$  は駆動力減少の程度を示し、 $0.0 \leq \Delta\mu \leq 1.0$  である。このよ  
うな式から、車輪速度制御系の感度関数の必要な帯域を決定するものは、主には車両重量  $M$   
とタイヤ慣性  $M_w$  の比であることが理解される。

以上の様に、空転発生時のスリップ率急増を車輪速度制御によって低減するためには、系  
の感度関数の帯域が十分に高くなっている必要がある。ここでのシミュレーション結果か  
ら、 $w_c$  で評価して  $w_c = 5.0$  [rad/sec] 程度、感度関数のカットオフ周波数で  $8$  [rad/sec] 程度の  
帯域が必要である。このような帯域を持った制御器を実現するためには、楽観的に見積もっ  
ても Type-III 以上の早い応答を有するアクチュエータが必要となる。逆に言うと、スリップ  
率変動を十分に押えることができるような、十分ハイゲインなフィードバック制御を行うた  
めには、標準的なブレーキ程度のアクチュエータの性能では厳しく、モータ程度の高速な応  
答を持ったアクチュエータの適用が必要であると考えられる。

先に図 2.5 に、従来の自動車で ABS を適用した場合の応答を示し、空転発生時の車輪速度  
が十分に制御できていないことを指摘した。詳細な ABS の制御アルゴリズムは公開されて  
いないため、厳密な議論を展開することはできないが、この原因の一つは従って、恐らく油  
圧ブレーキシステムの遅れにあると推測することができる。

本節では、空転防止のための制御系として車輪速度制御をとりあげ、これを用いたシミュ  
レーションから、空転発生時のスリップ率急増を低減するには、ある程度ハイゲインな制御  
器が必要であり、このような制御系は油圧ブレーキのような大きな遅れを持ったアクチュ  
エータでは難しいことを示した。ここで、制御系として車輪速度制御を取り上げたのは、制  
御則が線形であり感度関数などの議論が行いやすいためであった。車輪速度制御を適用し  
た本節の結果は、アクチュエータの遅れが空転防止制御に与える影響について、ある程度一  
般的で本質的な性質を呈示していると考えられるが、一方で、車輪速度制御以外の制御則を

適用した場合についても、やはり議論を行っておく必要があると考えられる。少なくとも車輪速度制御は、既存の空転防止手法としては、一般的ではない。

そこで次節以降では、車輪速度制御以外のいくつかの空転防止制御系に関して、同様にアクチュエータの遅れがもたらす影響を論じていく。車輪速度制御は、車輪速度のみに関する制御であって、空転つまりスリップ率の上昇をきちんと制御できるわけではない。図 2.12 に示されたスリップ率応答が、このことを端的に現している。先に述べた通りこのシミュレーションにおいては、スリップ率  $\lambda = 0.1$  で極大値を持つような  $\mu - \lambda$  曲線を与えているので、0.3 前後に達しさらに成長を続ける図 2.12 の様なスリップ率は、満足できる応答ではない。これは車輪速度制御を否定するものでなく、その意義はあくまで瞬時的なスリップ率上昇の時定数増大にあるのだが、このような車輪速度制御の持つ特徴や性質については、次の第 3 章で改めて詳しく論じることとし、ここではスリップ率に関するより直接的な制御を取り上げて、アクチュエータの応答遅れの影響を論じてみる。そのため、次節ではスリップ率制御 [31][29] を、次々節ではスライディングモード制御 [12] を取り上げていく。

## 2.6 スリップ率制御による空転防止に応答遅れが与える影響

スリップ率に関する制御として、電気自動車に対して提案されているスリップ率制御が挙げられる [31]。これはサーボ系設計の考え方を適用し、スリップ率に関する直接的なフィードバック制御系を構成する手法である。

### 2.6.1 スリップ率制御器の設計

初めに、提案されているスリップ率制御の設計手法について簡単に紹介する。再びタイヤ空転に関する線形近似モデル (2.14) 式を用いて、ここではモータトルクからスリップ率までの伝達関数を計算する。

$$\frac{\Delta \lambda}{\Delta F_m} = \frac{1}{aN} \frac{M(1 - \lambda_0)}{M_w + M(1 - \lambda_0)} \frac{1}{\tau_a s + 1} \quad (2.35)$$

あるいは、

$$N_e \stackrel{\text{def}}{=} N \frac{M_w + M(1 - \lambda_0)}{M} \quad (2.36)$$

として、

$$\frac{\Delta \lambda}{\Delta F_m} = \frac{K_a}{\tau_a s + 1} \quad (2.37)$$

但し

$$K_a = \frac{1 - \lambda_0}{aN_e} \quad (2.38)$$

とも書ける。いずれにしろこれは、一種の一次遅れ系と見なすことができる。文献 [31] では、これに対し極零相殺を行うような制御系を提案している。

まず,  $a_n$  を  $\mu_\lambda$  曲線の“ノミナルな”動作点における傾きとする. この時 (2.35) 式の  $\tau_{an}, K_{an}$  は, それぞれ,

$$\tau_{an} = \frac{M_w V_{w0}}{a_n N} \frac{M}{M_w + M(1 - \lambda_0)} \quad (2.39)$$

$$K_{an} = \frac{1 - \lambda_0}{a_n N_e} \quad (2.40)$$

となり, これを用いてノミナルプラント  $P_n$  を

$$P_n = \frac{K_{an}}{\tau_{an}s + 1} \quad (2.41)$$

とする.

これに対し, 応答の目標時定数  $\tau_s$  を設定し, これを用いて,

$$K_P = \frac{M_w V_{w0}}{1 - \lambda_0} \frac{1}{\tau_s} \quad (2.42)$$

$$K_I = \frac{a_n N_e}{1 - \lambda_0} \frac{1}{\tau_s} \quad (2.43)$$

とする. この設計されたゲインを用いて, PI 制御器

$$C(s) = K_P + \frac{K_I}{s} \quad (2.44)$$

を構成し, フィードバック制御を行う. プラントがノミナルな場合, つまり  $a = a_n, V_w = V_{w0}$  の場合には, 目標スリップ率  $\lambda^*$  から実際のスリップ率  $\lambda$  までの応答が,

$$\frac{\Delta\lambda}{\Delta\lambda^*} = \frac{1}{1 + \tau_s s} \quad (2.45)$$

となり, 時定数  $\tau_s$  の一次遅れ系にすることができる. 文献 [31] では,  $\tau_s = 0.1[s], a_n = 1$  と選んでこれを設計している. 従って, スリップ率制御系の性能はパラメータ  $\tau_s$  によって設計される. そこで以下では, アクチュエータの遅れがもたらす影響を  $\tau_s$  への制限として評価し, その影響を論じていくことにする.

## 2.6.2 適切なスリップ率制御器の設計について

そのための準備として, ここでパラメータ  $a_n$  の設定法に関して検討しておく. 本小節はやや細かい内容となっていて, 論文全体の理解には必ずしも必要でない. 特に興味のない読者は, とりあえず本小節を飛ばして先に読み進んでも問題ない.

さて, 前述の設計の中では  $a_n$  を  $\mu_\lambda$  曲線の“ノミナルな”動作点における傾きとし, これを  $a_n = 1$  として, 制御系を設計した. これは, 果して適切であろうか. これを検討するため, 再び (2.5.1) 節の様な感度関数に基づく議論を行う.

ここで、従来の設計と区別するため、動作点における  $\mu - \lambda$  曲線の傾き  $a$  に対するこの設計法でのノミナル値を、 $a_n'$  としておく。これにより、ノミナルプラントは

$$P_n' = \frac{K_{an}'}{\tau_{an}'s + 1} \quad (2.46)$$

但し

$$\tau_{an}' = \frac{M_w V_{w0}}{a_n' N} \frac{M}{M_w + M(1 - \lambda_0)} \quad (2.47)$$

$$K_{an}' = \frac{1 - \lambda_0}{a_n' N_e} \quad (2.48)$$

となる。

この様な感度関数ベースの設計を行う場合は、一般に、感度関数の零点がプラントの遅い極ないし不安定極を含まなければならない。つまり、(2.43) 式の様なプラントに対して制御器を設計する場合は、ノミナルな感度関数  $S_n$  を

$$S_n = \frac{s(s + 1/\tau_{an}')}{(s + w_c)^2} \quad (2.49)$$

の様に設定する必要がある。これによって、制御器とプラントの間での望ましくない極零相殺を回避することができる。これによって得られる制御器は、

$$C_1(s) = \frac{G_{yr}(s)}{P_n(s)S_n(s)} = G_{yr}(s) \frac{M_w V_{w0}}{1 - \lambda_0} \frac{(s + w_c)^2}{s} \quad (2.50)$$

$$C_2(s) = \frac{1 - S_n(s)}{P_n(s)S_n(s)} = \frac{M_w V_{w0}}{1 - \lambda_0} \frac{(2w_c - \tau_{an}')s + w_c^2}{s} \quad (2.51)$$

となる。フィードバックコントローラ  $C_2$  を見ると、これはPI制御器の形になっており、従来の設計で得られる形と同様である。新しい設計法で得られるPI制御器のゲイン  $K_P', K_I'$  は、それぞれ、

$$K_P' = \frac{M_w V_{w0}}{1 - \lambda_0} (2w_c - 1/\tau_{an}') \quad (2.52)$$

$$K_I' = \frac{M_w V_{w0}}{1 - \lambda_0} w_c^2 \quad (2.53)$$

となる。

ここで、得られた制御器の性質について考えてみる。 $C_2(s) = K_P + K_I/s$  なるPI制御器で、実際のプラント (2.37) 式を制御することを考えると、実際の感度関数  $S$  は

$$S(s) = \frac{1}{1 + P(s)C_2(s)} = \frac{s(s + 1/\tau_a)}{s^2 + \left( \frac{K_a}{\tau_a} K_P + \frac{1}{\tau_a} \right) s + \frac{K_a}{\tau_a} K_I} \quad (2.54)$$

$$= \frac{s(s + 1/\tau_a)}{s^2 + \left( \frac{1 - \lambda_0}{M_w V_{w0}} K_P + \frac{aN_e}{M_w V_{w0}} \right) s + \frac{1 - \lambda_0}{M_w V_{w0}} K_I} \quad (2.55)$$

である。新旧いずれの設計法でも、 $K_I$  は必ず正となるので、これが安定となるための条件は、1次の係数が正、つまり

$$\frac{1 - \lambda_0}{M_w V_{w0}} K_P + \frac{aN_e}{M_w V_{w0}} > 0 \quad (2.56)$$

となるから、結局系が安定である条件は、

$$K_P > -\frac{aN_e}{1 - \lambda_0} \quad (2.57)$$

となる。これは、もちろん従来の設計法で指摘されていた安定条件と同様の結果となる。 $K_P$  を十分大きく取ることが、安定性確保のためには必要である<sup>5</sup>。つまり、安定性を決定するのは、従来の設計法では $\tau_s$ 、新しい設計法では $w_c$ と $\tau'_{an}$ ということになる。両設計法で同じ大きさの $K_P$ が得られるのは、(2.53)式より、

$$\frac{1}{\tau_s} = 2w_c - \frac{1}{\tau'_{an}} = 2w_c - \frac{a_n' N_e}{M_w V_{w0}} \quad (2.58)$$

を満たすようにパラメータを選んだ時である。

そこで新しい枠組の中で、(2.58)式を満たしつつパラメータ $a_n'$ を様々に変えて、その影響を調べてみる。その結果を、 $\tau_s = 100[\text{ms}]$ に設定した場合と、 $\tau_s = 50[\text{ms}]$ に設定した場合とについて、それぞれ図2.13、図2.14に示す。これらの図は、設計パラメータ $a_n'$ をある値（例えば10など）に設定した場合に、実際の $a$ が変動すると感度関数 $S(s)$ と補感度関数 $T(s)$ がどのように変動するかを示している。車輪速度 $V_{w0}$ は $10[\text{m/s}]$ 、 $\lambda_0 = 0$ としている。これらの図から、

- $a$ が正から負に（つまり粘着領域から空転領域に）変化するにつれて、補感度関数 $T$ のピーク値は上昇し、観測ノイズに対して敏感な応答になっていく
- 感度関数は、 $a$ がゼロに近い程ゲインが低くなっている。 $a$ が正に大きい場合と、負に大きい場合、つまり完全に粘着領域にある場合と完全に空転領域にある場合に、ゲインが高くなっている。
- 当然実際の $a$ が設計時のノミナル値 $a_n$ と一致しているときに、設計値通りの感度関数と補感度関数となる

ことが分かる。従って、 $a$ の考えられる変動域を決めておき、その中で最も小さい値を $a_n'$ として採用すれば、

- 設計された補感度関数 $T$ が、考えられる $a$ の変動内では最悪の $T$ となる。
- 設計された感度関数 $S$ は、考えられる $a$ の変動内ではおおよそ平均的な感度関数となる。

<sup>5</sup>もちろん、これを過剰に大きくすれば、補感度関数の悪化によってシステムの応答は不安定になる。

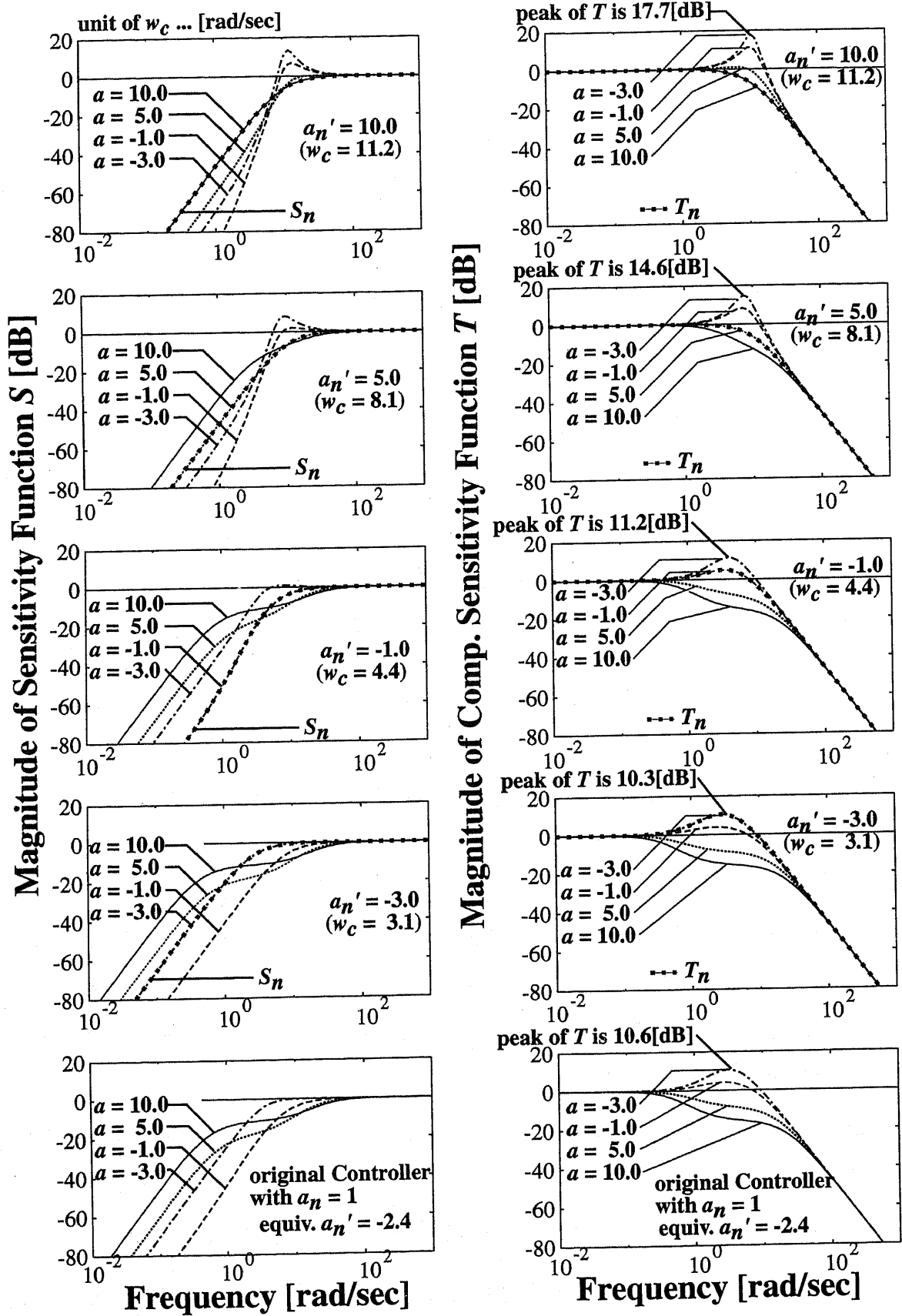


図 2.13: 設計パラメータ  $a_n'$  の設定について ( $\tau_s = 100[\text{ms}]$ )

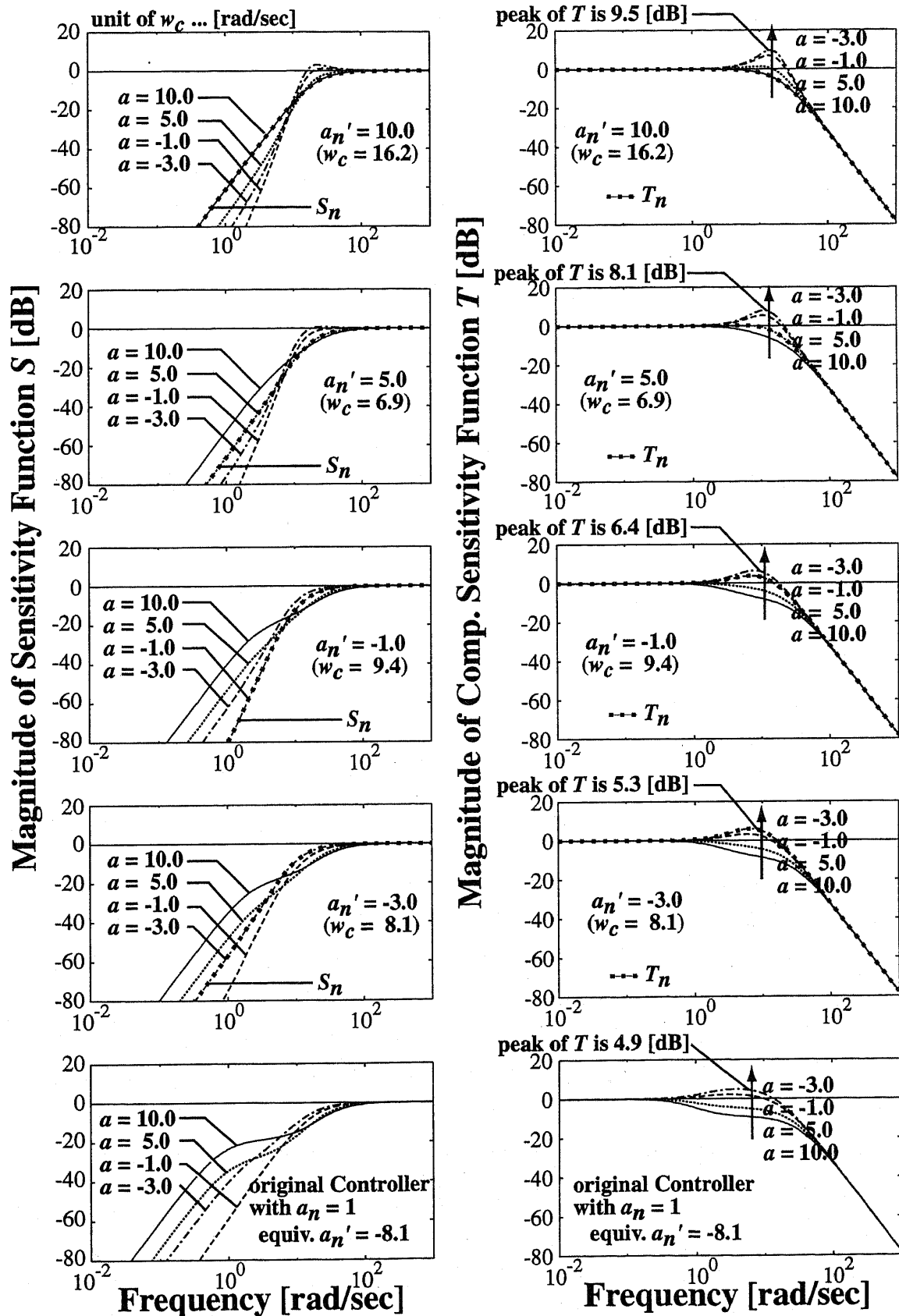


図 2.14: 設計パラメータ  $a_n'$  の設定について ( $\tau_s = 50$ [ms])

という性質を得ることができる。

一方で、従来の  $a_n = 1$  とした設計手法では、感度関数と補感度関数の変化の様子が  $\tau_s$  に依存してしまう。言い替えれば、感度関数と補感度関数を考えたとき、設計時に想定している“ノミナルな”路面が、 $\tau_s$  によって大きく変化している。図の最下段には、従来の設計法で  $a_n = 1$  とした場合の感度関数と補感度関数が描かれている。 $\tau_s = 100[\text{ms}]$  の場合に  $a_n = 1$  という設計が、概ね  $a = -2.4$  という状態をノミナルプラントとしている設計になっている一方、 $\tau_s = 50[\text{ms}]$  の場合に  $a = -8$  という、非常に（あり得ない程）急激な傾きの  $\mu - \lambda$  曲線をノミナルモデルとした設計になってしまっていることが分かる。実際に、従来の設計法で“傾きのノミナル値”となっていた  $a_n$  と、新しい設計法におけるノミナル値  $a_n'$  の間には、次の様な関係がある。

$$a_n' = \left( 2\sqrt{\frac{a_n N_e}{M_w V_{w0}} \frac{1}{\tau_s}} - \frac{1}{\tau_s} \right) \frac{M_w V_{w0}}{N_e} \quad (2.59)$$

ここでは、 $\tau_s$  を様々に変えて制御系を設計し、その影響を調べることが目的となっており、このような設計法は目的に適さない。そこで本章では、スリップ率制御器の設計法を以下のように定める。

### スリップ率制御器の設計法

1. 目標応答時間  $\tau_s$  を決める。
2.  $a_n' = -2.4$  とする。
3. 設定された  $\tau_s$  と  $a_n'$  の値から、(2.58) 式より  $w_c$  を決定する。
4. 得られた  $w_c$  と  $a_n'$  から、制御器  $C_2$  を (2.51) 式あるいは (2.53) 式から設計する。

得られた制御器のゲインは、従来法と同様車輪速度を含んでいる。そこで、従来法と同様に車輪速度に応じてゲインを調整することにする。ここで  $a_n' = -2.4$  としたのは、これにより  $\tau_s = 100[\text{ms}]$  の時に、従来検討されたい  $\tau_s = 100[\text{ms}]$  で  $a_n = 1$  という設定と同じ感度関数、補感度関数となるからである。

尚、ここで設計された  $C_2(s)$  は、2 自由度制御系におけるフィードバック制御器である。これは、本来フィードフォワード制御器  $C_1(s)$  と併せて用いなければならないが、通常の方法で  $C_1(s)$  を設計すると、ここにも車速が含まれてしまい、繁雑である。本章ではスリップ率制御器の目標値応答特性は必ずしも重視していないので、ここでは単にプレフィルタとして時定数  $0.5[\text{s}]$  の一次遅れフィルタを挿入し、設計された  $C_2$  を通常の PI 制御器として用いることにする。これはつまり、 $C_1(s)C_2^{-1}(s) = 1/(0.5s+1)$  とした設計ということになるから、ここから逆に通常の設計における目標値応答特性  $G_{yr}(s)$  を逆算すると、 $G_{yr}(s) = (1-S(s))/(1+0.5s+1)$  となり、補感度関数に一次遅れを掛けた形となっている。補感度関数  $T(s)$  の周波数応答は図 2.13、2.14 に示した通りであるから、この周波数応答の凸部さえ一次遅れフィルタで押えれば、大きな問題はないと考えられる。



### 2.6.3 応答遅れがある場合のシミュレーション結果

さて、前小節で行った準備により、様々な目標時定数  $\tau_s$  に対して、一応適切と考えられる制御器を設計できるようになった。 $\tau_s$  は制御性能を左右するパラメータであり、 $\tau_s$  を小さくすれば“強い”制御器が、 $\tau_s$  を大きく設定すれば“弱い”制御器が、設計できることになる。

シミュレーションの方法は既に (2.5.2) 節で述べたものと同様であるが、ここでは路面状態の関数化を (2.5.2) 節とは変えており、ここでの設定はスリップ率  $\lambda = 0.06$  でピークを持つ、図 2.15 の様な関数である。図から分かる通り、 $\mu - \lambda$  曲線の傾きの変動が大きい設定となっている。

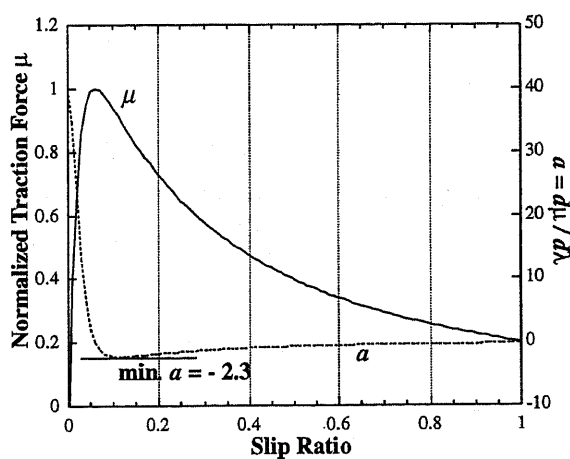


図 2.15: スリップ率制御のシミュレーションで使った  $\mu - \lambda$  曲線

ここで行ったスリップ率制御のシミュレーション結果を、図 2.16 に示す。シミュレーションは、車輪速度制御の場合と同様、表 2.1 にあるような 5 つのタイプのアクチュエータを模擬して行われている。設計パラメータである  $\tau_s$  については、車輪速度制御の場合と同様に設定している。つまり、

1. 十分小さい  $\tau_s$  を設定し、各タイプ毎の応答遅れを含んだシミュレーションを行う。
2. 当然これは不安定な応答を示すので、これが安定化されるまで、 $\tau_s$  を 1[ms] ずつ (Type-I の場合は 0.2[ms] ずつ) 増やしていく。
3. このようにして少しずつ  $\tau_s$  を大きくしていけば、どこかで系の応答が安定になる。この  $\tau_s$  が安定限界を与える  $\tau_s$  ということになるので、余裕を見込んでその時定数の倍を  $\tau_s$  に選ぶ

という方法である。設定された  $\tau_s$  は、図中に示されている。

シミュレーション条件であるが、0.0[s] から 3.0[s] までは、一定モータトルクで加速し、3.0[s] からスリップ率制御器が動作する。初期のスリップ率指令値は 0.02 であるが、これは 4.0[s]

で0.1にステップ状に上昇する。初期の路面状態は、滑べりにくい状態つまり  $\mu_{\text{peak}} = 1.0$  となっているが、この値は8.0[s]にステップ状に、0.2まで急減し、これが外乱となってスリップ率を変動させる。Type-Iつまりモータ程度に遅れの少ないアクチュエータであれば、十分  $\tau_s$  を小さくすることができ、これによって十分な外乱抑圧特性を得ることができるので、この変動はきちんと抑圧される。一方、油圧ブレーキ程度の遅れがある場合には、 $\tau_s$  を大きくして安定性を確保しなければならないが、これによって外乱抑圧特性が犠牲となるので、十分スリップ率変動を抑圧することができない。スリップ率変動のピーク値が各図の中に示してあるが、アクチュエータの遅れが増加することに伴う性能の劣化は、明らかであろう。

従って、本節における結論も、車輪速度制御系に対して行った検討の結果と、同様のものである。油圧ブレーキのアクチュエータはソレノイドバルブを用いた油圧系統であり、既に述べた様な遅れを持っている。ソレノイドバルブはon-off制御であるので、ブレーキトルクを制御するには、実際にはまずこれらを用いて油圧をサーボするシステムを構築しなければならない。この油圧サーボ系が表2.1に示した様な性能で実現できたとしても、その応答遅れは十分小さいとは言えず、制御系のゲインを決定するパラメータである  $\tau_s$  に関して妥協した設計をしなければならない。これによって、スリップ率制御の外乱抑圧特性が著しく劣化してしまうのである。このことは、スリップ率制御用のアクチュエータとしての、モータの優位性を示す結果である。なおスリップ率制御の実験結果については、後の3.4.2節に示されているので、これを参照されたい。

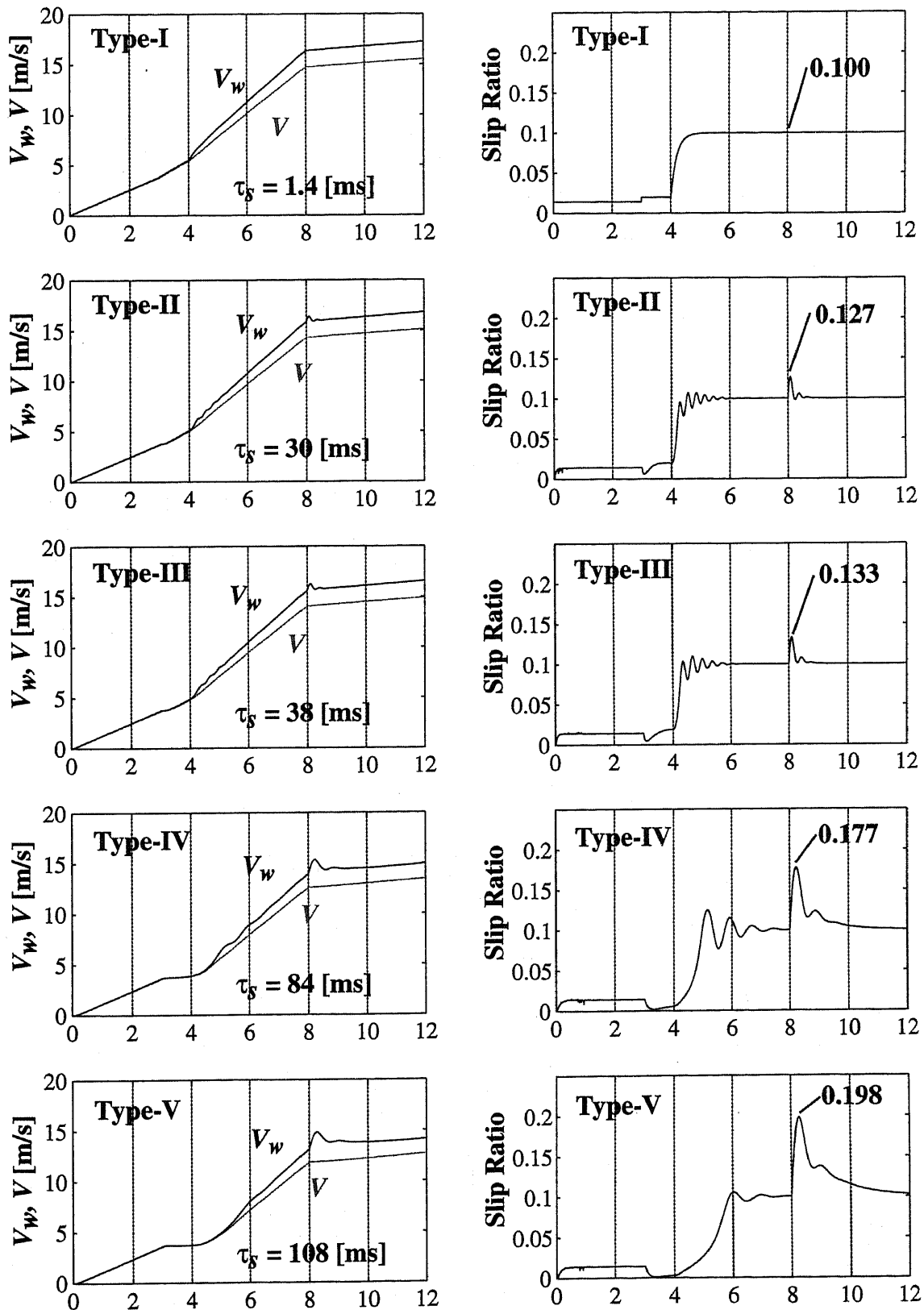


図 2.16: アクチュエータに応答遅れがある場合のスリップ率制御

## 2.7 スライディングモード制御による空転防止に応答遅れが与える影響

従来の自動車でも最も普及している空転防止はABSであるが、その制御則はif-then 式のものが多いようである。そのアルゴリズムの詳細が公開されているわけではないので、ここでABSの制御則を用いた一般的な議論やシミュレーションを行うことは難しい。

一方で、このようなif-then 式の制御則にやや近いABSの制御則として、スライディングモード制御を適用した例 [12] を挙げることができる。そこで本節では、一般的なABS制御則に最も近く、かつ取り扱いやすい制御則として、文献 [12] のスライディングモード制御を用いた手法を取り上げ、この場合にアクチュエータの遅れがどのように影響するか、同様に検討を行う。

### 2.7.1 スライディングモード制御を用いた空転防止制御系の設計

具体的な設計は文献 [12][38] に詳しいので、ここでは以下の議論に必要な点だけ、簡単に説明する。

今、制御対象の方程式は

$$s\mathbf{x}(s) = f(\mathbf{x}(s)) + B\mathbf{u}(s) \quad (2.60)$$

と書ける。但し

$$\mathbf{x}(s) = \left[ V_w(s), V(s) \right]^t, \quad \mathbf{u}(s) = F_m(s), \quad (2.61)$$

$$f(\mathbf{x}) = \left[ -\frac{1}{M_w} F_d(\lambda(\mathbf{x})), \frac{1}{M} F_d(\lambda(\mathbf{x})) \right]^t, \quad (2.62)$$

$$B = \left[ \frac{1}{M_w}, 0 \right]^t \quad (2.63)$$

である。

この時、新たな状態量  $\sigma$  を

$$\sigma(s) = C\mathbf{x}(s) \quad (2.64)$$

但し

$$C = \left[ \lambda^* - 1, 1 \right] \quad (2.65)$$

と定義する。つまり、

$$\begin{aligned} \sigma &= V_w \left( \lambda^* - \left( 1 - \frac{V}{V_w} \right) \right) \\ &= V_w (\lambda^* - \lambda) \end{aligned} \quad (2.66)$$

となるように定義している。従って、状態量  $\sigma$  をしかるべきダイナミクスで0に制御できれば、スリップ率は目標スリップ率  $\lambda^*$  に収束させられることになる。

そこで、スライディング平面を設定して、このダイナミクスを設計する。つまり、

$$s_s = \left[ 1 + \frac{N(s)}{sD(s)} \right] \sigma = 0 \quad (2.67)$$

なる切替面を設定する。この切替面上でのダイナミクスが、(2.67) 式によって設計されることになる。但し  $N(s)$ ,  $sD(s) + N(s)$  は安定多項式で、 $N(s)/sD(s)$  は強プロパーとする。

実際の状態量は常に (2.67) 式の切替面上にあるわけではない。そこで、 $s_s \neq 0$  の場合の制御則を、以下のように設計する。

$$u(s) = -(CB)^{-1}k \operatorname{sat} \left( \frac{s_s}{\phi} \right) \quad (2.68)$$

但し、関数  $\operatorname{sat}(x)$  は以下のような飽和要素である。

$$\operatorname{sat}(x) = \begin{cases} 1 & (x > 1) \\ x & (-1 \leq x \leq 1) \\ -1 & (x < -1) \end{cases} \quad (2.69)$$

つまり、 $s_s$  が  $\pm\phi$  の外側にあるときには、 $u(s) = -(CB)^{-1}k$  なる制御が働く。通常スライディングモード制御の場合には、このように状態が切替面より十分離れている時には、なるべく大きな制御入力を与えられるように設計する。従ってここでは、 $-(CB)^{-1}k$  はモータの最大トルク程度に選ぶ。一方、 $s_s$  が  $\pm\phi$  の内側にあるときには、

$$u(s) = -(CB)^{-1} \frac{k}{\phi} s_s \quad (2.70)$$

なる制御となる。つまり、ある幅を持った境界層の中では (2.70) 式の制御となり、その外側では Bang-Bang 的な制御となることになる。この境界層の幅を決めるのが  $\phi$  の値である。ここではスライディングモード制御によるスリップ率制御系を構築しているのであるが、そういう意味ではこの  $\phi$  はやや設定しにくい。それは (2.66) 式にある通り、 $\sigma$  がスリップ率の制御誤差に車輪速度を掛けた形になっている為である。そこでここでは、

$$\phi = \phi' V_w \quad (2.71)$$

なる  $\phi'$  を導入し、これによって境界層の厚さを決めることにする。

次に境界層内部での制御則について考えてみる。(2.66), (2.67), (2.70) 式より、境界層内部では、

$$u(s) = -(CB)^{-1} \frac{k}{\phi} \left[ 1 + \frac{N(s)}{sD(s)} \right] V_w (\lambda^* - \lambda) \quad (2.72)$$

という制御則になっている。つまり、境界層内部ではスリップ率  $\lambda$  に関する線形な制御則が実現されることになる。

## 2.7 スライディングモード制御による空転防止に応答遅れが与える影響

文献 [12] とは制御対象の車両が異なるので、境界層内部での制御は新たに設計しなければならないが、ここでは前節のスリップ率制御を用いることにする。つまり、

$$-(CB)^{-1} \frac{k}{\phi} \left[ 1 + \frac{N(s)}{sD(s)} \right] V_{w0} = K_P + K_I \frac{1}{s} \quad (2.73)$$

となるように  $N(s), D(s)$  を選んでスライディングモード制御系を設計する。つまり (2.63), (2.65), (2.53) より、

$$1 + \frac{N(s)}{sD(s)} = \frac{\phi}{k} \frac{1 - \lambda^*}{1 - \lambda_0} \left\{ \left( 2w_c - \frac{a_n' N_e}{M_w V_{w0}} \right) + w_c^2 \frac{1}{s} \right\} \quad (2.74)$$

と選べばよい。スリップ率制御器の設計パラメータとしては、前節の議論で得られた最も安定な（保守的な）制御器である、 $\tau_s = 108[\text{ms}]$ ,  $a_n' = -2.4$  という設計にしておく。この特性は、 $s_s = 0$  近辺での特性を決定するので、これを厳しい制御器にしておく必要はあまりないからである。なお  $\lambda_0$  だけは  $\lambda_0 = \lambda^*$  としているので、この点だけが前節における設計とは異なっているが、些細な違いである。また、車輪速度に応じてゲインを変えることはせず、速度のノミナル値  $V_{w0} = 10[\text{m/s}]$  に対して設計されたゲインに固定しておく。

### 2.7.2 応答遅れがある場合のシミュレーション結果

以上の様な設計によりスライディングモード制御によるスリップ率制御系が構築され、残った調整パラメータが境界層の厚さである  $\phi'$  である。これによって、いわば制御系の感度が設定されることになる。車輪速度制御系における  $w_c$  や、スリップ率制御系における  $\tau_s$  とはやや性質が違い、 $\phi'$  を変えたからといって不安定になることはない。そこで、表 2.1 の様な各種の遅れを持ったアクチュエータに対し、このパラメータ  $\phi'$  を様々に変えてシミュレーションを行ってみる。Type-I から Type-V までのアクチュエータに対して、それぞれ  $\phi'$  を 0.45 から 0.05 まで下げていった時のシミュレーション結果を、図 2.17 から図 2.19 に示す。また、各アクチュエータのタイプにおいて  $\phi' = 0.25$  の時に得られた結果を、図 2.19 の右列にまとめて示す。

シミュレーション条件は前節のスリップ率制御におけるものとほぼ同様である。0.0[s] から 3.0[s] までは一定モータトルク値で加速する。3.0[s] からスライディングモード制御系が動作を開始し、スリップ率を 0.1 に制御するべく制御入力を生じる。8[s] に路面の急変動があり、それまで 0.75 であった  $\mu_{\text{peak}}$  の値が、0.1 にステップ状に減少する。用いた  $\mu - \lambda$  曲線は、前節のもの（図 2.15）と同一のものである。

図 2.17-2.19 から、アクチュエータの応答遅れが増加するに従い、応答が振動的になり外乱抑圧の特性も低下していく様子が理解される。車輪速度制御系やスリップ率制御系の様な線形なフィードバック制御系においてだけでなく、非線形制御の代表的な手法であるスライディングモード制御系においても、アクチュエータの応答遅れは大きな悪影響を及ぼし、結果としてスリップ率の制御性能を低下させることが分かる。

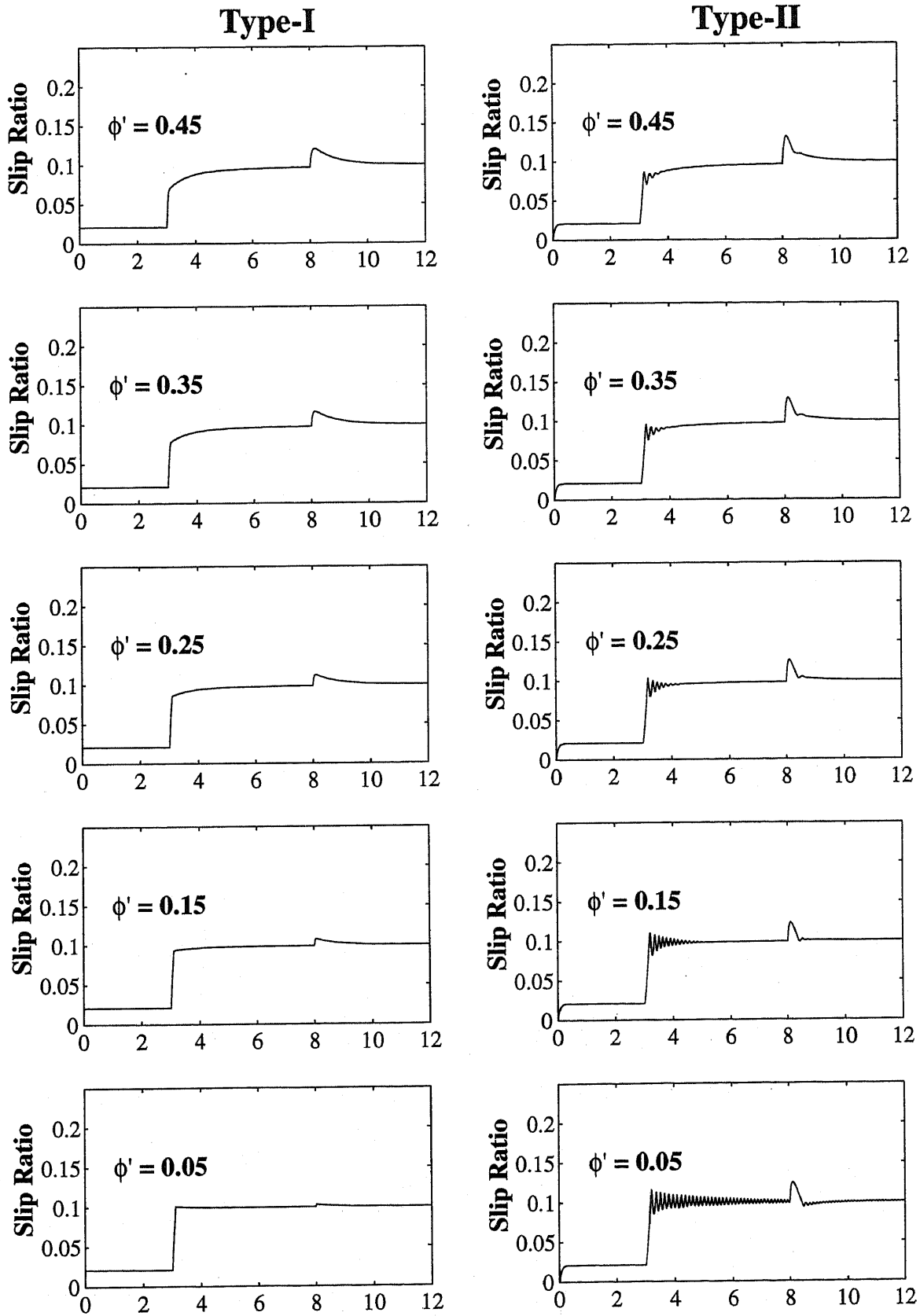


図 2.17: アクチュエータに応答遅れがある場合のスライディングモードスリップ率制御 (1)

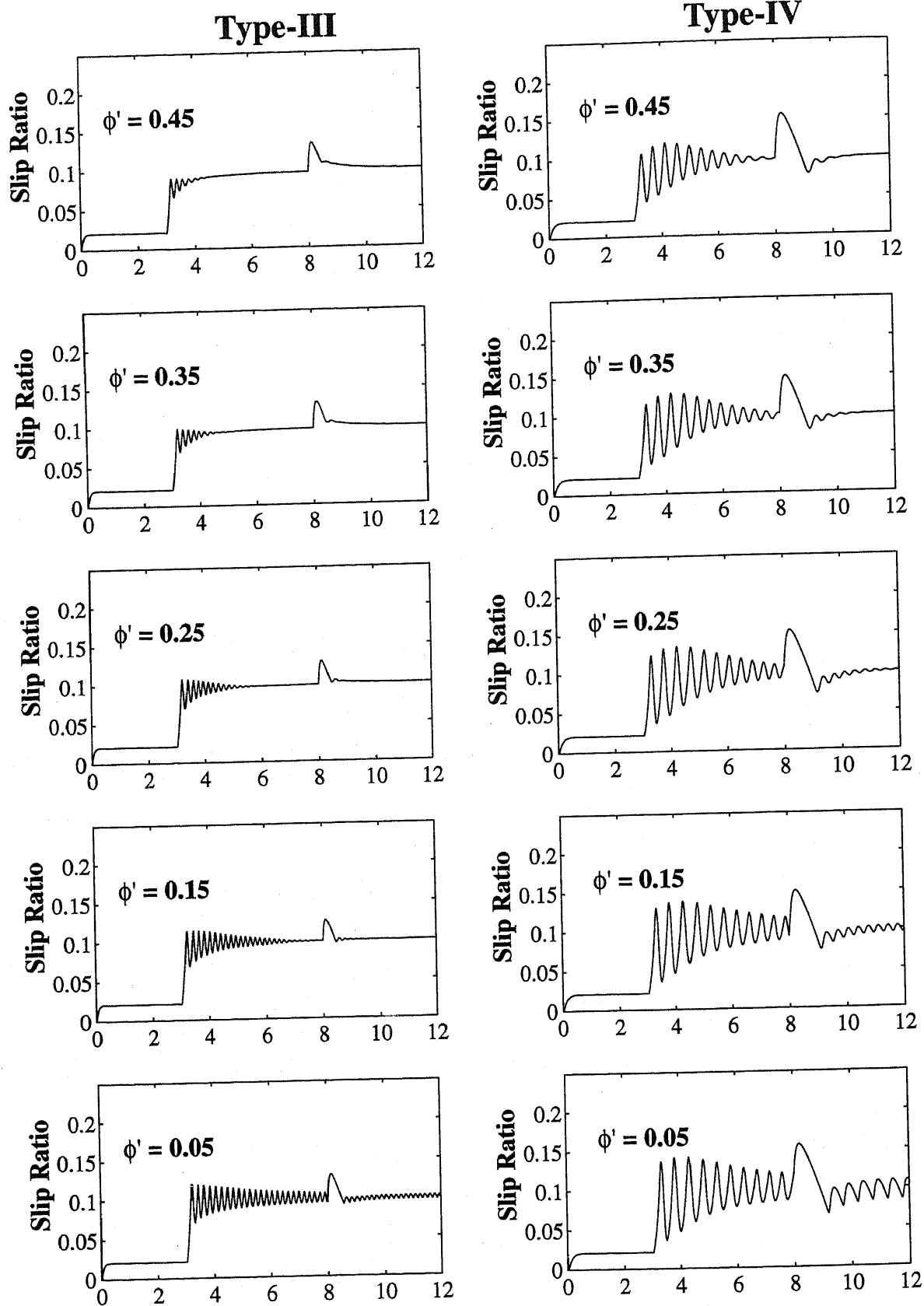


図 2.18: アクチュエータに応答遅れがある場合のスライディングモードスリップ率制御 (2)



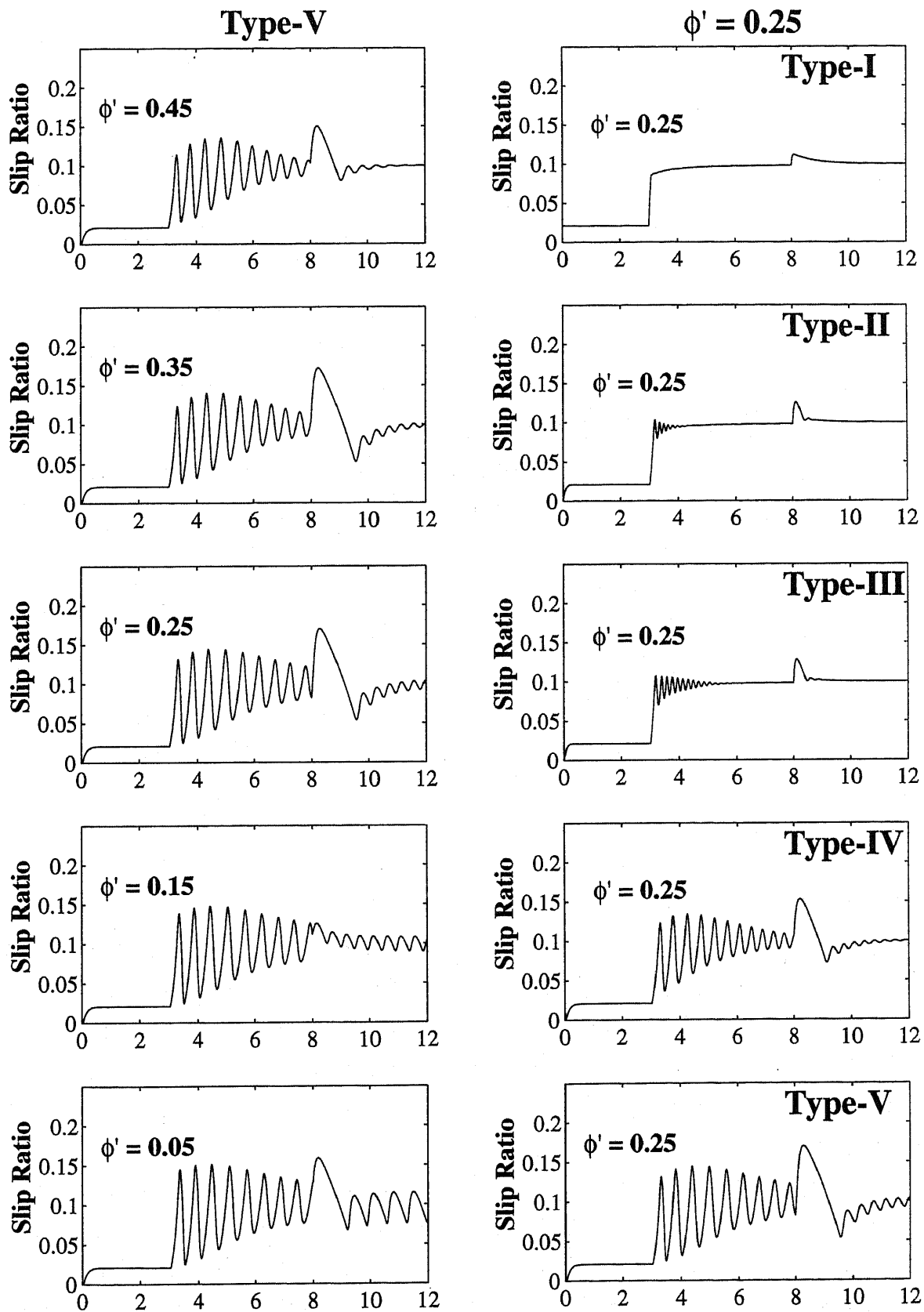


図 2.19: アクチュエータに応答遅れがある場合のスライディングモードスリップ率制御 (3)

## 2.8 あとがき

本章では、いくつかの空転防止制御系において、アクチュエータの応答遅れがどのような影響を及ぼすのかについて議論を行った。最も基本的な形の線形制御系である、車輪速度制御系においては、アクチュエータの応答遅れの増加は、取り得る感度関数の帯域を低減させる。つまり、アクチュエータの応答遅れが大きい場合には、応答を安定に保つためには制御系のゲインを下げざるを得ない。これによって十分な外乱抑圧の効果を得ることができず、瞬時のスリップ率増加を押えられるという、車輪速度制御系の効果は損なわれてしまう。現状で最も有効な空転防止制御のアクチュエータである油圧ブレーキを模擬したシミュレーションによって、実際に車輪速度制御系の効果が失われていく様子を示した。

同様に、スリップ率に関する線形フィードバック制御であるスリップ率制御においても油圧ブレーキ程度のアクチュエータの応答遅れが、どのように制御性能に影響を与えるかを検討した。車輪速度制御系の場合と同様、応答遅れが存在する場合に制御系をハイゲイン化すると、系が不安定になってしまう。このため十分に制御系をハイゲイン化することができず、これによって外乱抑圧特性が悪化し、結果としてスリップ率制御つまり空転防止の効果が損なわれてしまうことを、やはりシミュレーションを用いた検討から示した。

これらは線形制御を用いた空転防止手法におけるアクチュエータの応答遅れの影響であったが、同じような結果が、代表的な非線形制御手法であるスライディングモード制御を適用したシミュレーションからも得られた。この場合、アクチュエータの応答遅れがある場合に制御系を高感度化しても、系を不安定化するわけではないが、系の応答は振動的になり、外乱抑圧特性の向上という効果も得られない。油圧ブレーキ程度の応答遅れでスリップ率の制御性能が劣化するシミュレーション結果が得られた点で、線形制御を用いた空転防止手法における影響と同じ結果であると言える。

ここまで行ってきた様な検討は、結果としてモータの優位性を主張するものである。本章で行った検討では、標準的なモータの特性を模擬したシミュレーションも行ってきたが、その制御性能は相対的に満足すべきものであったからである。また、これは推測に過ぎないが、典型的な（あるいは先進的な）ABSにおける空転防止の性能が、図 2.5 の様に車輪速度制御の急変動を許すものに留まっていることは、ひとつにはアクチュエータの性能が十分ではないためではないかと考えられる。応答遅れに対処する改善手法としては、位相進み補償や無駄時間系に対するスミス法 [45] などもあるが、応答遅れそのものの変動もあることを考えると、性能向上は容易ではないと考えられる。

以上より、本章での結論は以上のようなものである。すなわち、空転防止制御用のアクチュエータとしては、トルク的高速応答性に優れる点で、モータは非常に有利な位置にある。従って、将来電気自動車が本格的に普及した場合には、ABS などの空転防止制御は、現在の様な油圧ブレーキをアクチュエータとするのではなく、モータを制御アクチュエータとするようなものが主流となる可能性が高い。その場合、制御設計の容易さから、通常のブレーキは多少エネルギーを損してでもモータのみで制動を行う方式も有望である。油圧ブレーキは、こ

の時は恐らく非常時のバックアップ用アクチュエータとして、装備されるであろう。この場合には、純電気ブレーキシステム全体での信頼性が大きな問題として論じられると思われる。現在のABSでも、システム生じた故障はブレーキが動作する方向に作用する設計となっている。つまり、例えばソレノイドバルブへの通電が断線等でストップすると、ブレーキが効かなくなるのではなく、ブレーキが効いてしまう状態に陥る。このような意味での信頼性の高い設計が求められるであろう。その際には、純電気ブレーキが既に提唱されている電気鉄道における検討例が、多いに参考になると考えられる。

一方、現在の電気自動車、例えばトヨタのプリウスなどでは、回生ブレーキと油圧ブレーキを同時に併用する方式を採用している。回生ブレーキの性能はバッテリーの状態にも依存するので、エネルギー回生を重視するなら、このような方式も依然有望である。この場合、油圧ブレーキの制動力がいわば直流分のように重畳されていることになるので、このような状況下でいかに空転防止制御をモータによって行うか、研究を行う必要があるだろう。

いずれにしろ、電気自動車における空転防止制御のアクチュエータとしては、電気モータが有利な位置を占めている。その利点は、応答遅れが小さいことから制御系の性能をハイゲイン化ないし高感度化できる点にあり、結果として外乱抑圧の性能を向上して、路面状態の変動や急な加減速に伴うスリップ率の望ましくない急変動を低減できる点にある。次章では、車輪速度制御系とスリップ率制御系を取り上げ、その実験結果を示しつつ、制御の有効性とその性質についてさらに議論を深めていくことにする。また、実験結果と対応するシミュレーションを行い、両者の結果を比較対照することで本章で行ったシミュレーションの検証も行うことにする。

## 第3章 電気自動車における各種のタイヤ 空転防止手法とその実験的検討

### 3.1 まえがき

前章では、空転防止制御系におけるアクチュエータの応答遅れの影響を論じ、電気自動車においては従来のような油圧ブレーキをアクチュエータとした制御ではなく、電気モータを用いた制御を行うことでその性能を向上できることを述べた。その際の議論においては、制御則として車輪速度制御、スリップ率制御とスライディングモード制御を取り上げ、それぞれの制御則を組み込んだシミュレーションの結果を基に議論を進めた。ここで取り上げた3つの制御則のうち、スライディングモード制御は通常の自動車用に提案・検証されていたものであるが、一方、車輪速度制御とスリップ率制御は特に電気自動車用として設計されたものである。従って、その制御則に関しては何らかの形で有効性を実証する必要がある。本章ではそれぞれの制御則の実験結果を示して、これを議論することとする。また、併せてシミュレーションの結果との比較対照を試み、これによって前章で用いたシミュレーションが適切なものであったかどうか、検証を試みるものである。実験には、研究室製作の電気自動車“東大3月号I”を用いているので、初めにその概要について説明する。また、実験に用いた実験路に関しても言及する。本章の後半では、これらの実験環境で得られた車輪速度制御の実験結果、またスリップ率制御の実験結果を示す。車輪速度制御に関しては、その性質や効果、限界などに関する議論も展開する。さらにスリップ率制御に関しては、これを用いた路面の特性計測も試みているので、併せてその結果なども報告するものである。

### 3.2 空転防止制御の実験環境

本論文では、本章以降実験用電気自動車を用いた実験結果に基づく議論を展開する。そのための準備として、ここで実験を行った条件・環境についてまとめて述べておく。

#### 3.2.1 実験用電気自動車“東大3月号I”の構成と諸元

東大3月号Iは、日産マーチをベースに、過去に本研究室で改造・作成されたものである。その過程や構造は文献 [46] [47] などに詳しいが、本章では、主に本編で行われた議論の理解

に必要な点を中心に、その構成について述べるものである。

図3.1に東大3月号Iの外観を、図3.2にその構成概要を、それぞれ示す。

東大3月号Iの駆動源は直流直巻モータである。このモータはエンジンルーム内に設置され、そのトルクはマーチ本来の変速機、減速ギアとデファレンシャルギア、車軸を通して前輪に伝達されている。電源としては、日本電池製の鉛酸蓄電池を用いている。電池電圧は1象限チョッパによりコントロールされ、最終的にモータに入力される。直流直巻モータと1象限チョッパという構成のため、回生ブレーキを実現できないという、ハードウェア上の大きな制限がある。また、出力もさほど大きくないためにスリップを長時間持続するには、滑りやすい路面上で走行実験を行う必要がある。表3.1(a)に、車両の主な仕様を、(b)に駆動系の主な仕様をそれぞれ示す。

制御の為に用いるセンサとしては、前輪速度をデファレンシャルギアとトランスミッションの中間に取り付けられたパルスエンコーダで、後輪速度を後輪部に取り付けられたパルスエンコーダで、それぞれ検出している。パルス数はタイヤの回転数あたりに換算して、それぞれ1800[ppr]、120[ppr]である。いずれも速度検出用のエンコーダとしてはパルス数が十分でないため、エンコーダパルスの間隔を計時する方式を採用している。計時用のクロックは、前輪用には1[kHz]と16[kHz]の併用し、後輪用には1[kHz]のものをを用いている。制御演算は、ノートコンピュータによって行っている。計装系の仕様を、表3.1(c)に示す。

### 3.2.2 空転防止制御の実験を行った実験路について

実験に用いた東大3月号Iの最大トルクと出力では、アスファルト路面上で加速を行っても十分なタイヤの空転は実現できない。実験はすべてギアを一速にして行っているが、モータの性能を見てみると、最大トルクとギア比などから、発生できる最大駆動力は4400[N]程度である。一方で、表3.1の諸元と、荷重の前後配分比がおおよそ4:6~3:7程度であることから、タイヤの性能として前輪2輪で発生できる最大駆動力は、おおよそ $2900\mu_{peak} - 3200\mu_{peak}$ 程度と見積もられる。従って、一般に $\mu_{peak} = 1$ と言われる乾燥アスファルト路面でも、モータトルクだけを考えれば空転を発生させることができる。問題は、このような空転を一定時間持続することができない点にある。付録に記してある通り、本論文作成にあたり車両の改造を行い出力の向上をはかったが、依然十分ではない。つまり、直流モータを用いていることから空転発生時のモータ速度急増に伴って大きな速度逆起電力が生じ、電源電圧(120[V])を飽和させるために、電流つまりモータトルクが減少し、空転が解消されてしまうのである。乾燥アスファルト路面 $\mu_{peak} = 1$ においてタイヤで発生できる最大駆動力は3000[N]程度であり、これと拮抗するモータトルクを発生するには270[A]程度のモータ電流が必要である。図3.3に、最大電圧を印加した場合の車輪速度とモータ電流の関係を示す。図から、速度逆起電力の上昇を打ち消して270[A]のモータ電流を確保できるのは、車輪速度で6[m/s]≒20[km/h]程度までと見積もられる。実際、乾燥アスファルト路面で最大電圧を印加した場合の走行実



図 3.1: 実験用電気自動車 “東大3月号I” の外観

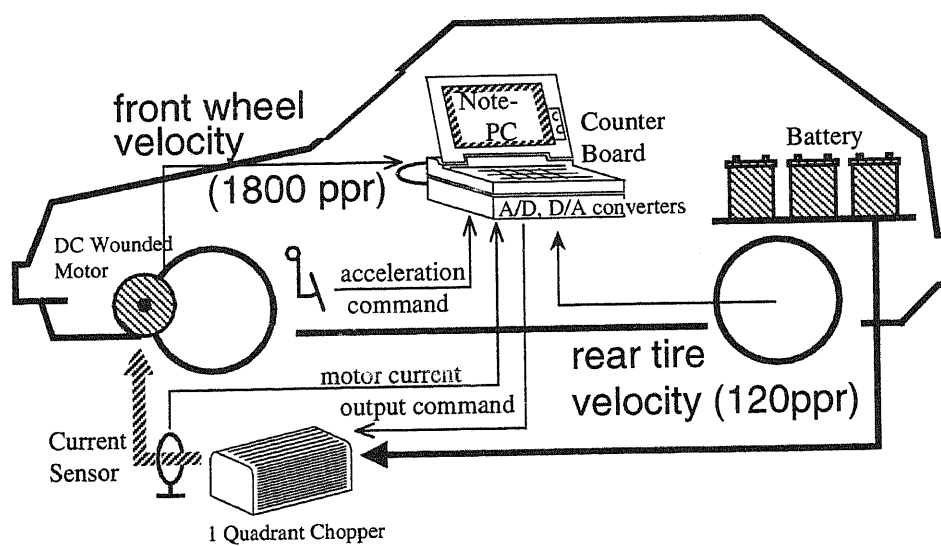


図 3.2: 実験用電気自動車 “東大3月号I” の構成

(a) 駆動系諸元

モータ	Advanced DC FB1-4001 (Series Wounded)
重量	65[kg]
定格出力	20.8[kW](1 hour) / 32.5[kW](5 min.) 28.3[HP](1 hour) / 44.3[HP](5 min.)
トルク係数	0.2122[Nm/A]* <sup>1</sup>
最大トルク	85[Nm]
電池	Japan Storage Battery Co.,Ltd GTC-130E41L(Lead Acid)
容量	12[V], 92[Ah] (for 1 unit)
重量	27.5[kg](for 1 unit)
総電圧	120[V]* <sup>2</sup> (with 10 units)

(b) 車両諸元

車両	日産マーチ (Micra)
寸法	3785 × 1560 × 1395 [mm]
重量	1000[kg] ~ 1100[kg]
前輪慣性	21.1[kgm <sup>2</sup> ]* <sup>3</sup> (一速時, ホイール軸換算値)
前輪半径	0.26[m]
ギア比 * <sup>4</sup>	(変速比 / 変速比 × 最終段変速比 (4.056))
一速	3.33 / 13.5
二速	1.9555 / 7.93
三速	1.286 / 5.22
四速	0.926 / 3.76
五速	0.735 / 2.97
後進	3.417 / 13.9

(c) 計装系諸元

制御用 CPU	PC9801NS/T(i386SL, 20[MHz])
エンコーダパルス数 (前輪)	1800[ppr] (for wheel velocity)
エンコーダパルス数 (後輪)	120[ppr] (for wheel velocity)

\*1 ... 直流直巻モータを分巻モータとみなして実験データを近似した場合の値

\*2 ... 今回の論文作成にあたり, 変更した点. 付録参照.

\*3 ... モータ回転子, 車軸, ギアなどを含む数字. (実験データからの見積もり).

\*4 ... 年式の異なる E-K11 における数字

表 3.1: 実験用電気自動車“東大 3 月号 I”の諸元

### 3.3 車輪速度制御による空転防止の効果とその実験的検討

実験結果を図 3.4 に示すが、車輪速度が 6[m/s] 程度に上昇した時点でスリップ率が減少をはじめ、空転開始から 1[s] 程度で自動的に再粘着に至ってしまう。これは実験車両の条件に特有の現象で、一般的なものではない。従って、このような状態に対して空転防止制御を適用しその効果を論じることは、適当ではない。

そこで今回の実験においては、乾燥アスファルト路面に比べて相対的に滑りやすい、いわゆる低  $\mu$  路を用いることにした。通常自動車メーカーや専門の研究機関では、敷き詰めたタイルとその上に水を撒く装置などからなる、専用の実験用低  $\mu$  路を施設として所有しているが、本論文の作成にあたっては大学構内に仮設の低  $\mu$  路を設置し、これを用いて各種の実験を行っている。

この仮設の低  $\mu$  路は、長さ 2[m]、幅 0.5[m]、厚さ 1[mm] のアルミニウム板を多数用意し、これをレール状に敷いてその上に水を撒くことで実現されたものである<sup>1</sup>。図 3.5 に、この低  $\mu$  路の様子を示す。専用の低  $\mu$  路では  $\mu_{\text{peak}} = 0.2$  程度の滑りやすい路面を実現しているが、このアルミニウム板を用いた低  $\mu$  路は、 $\mu_{\text{peak}} = 0.5$  程度の中程度の滑りやすさであった（後の 3.4.2 節参照）。しかしながら、このような路面を用いることで 5~6 秒間の大きな空転を生じることができた（図 3.8、後述）ので、空転防止制御の効果を実験的に検討するという目的のためには、十分であった。

## 3.3 車輪速度制御による空転防止の効果とその実験的検討

### 3.3.1 車輪速度制御の適用によるスリップ率上昇の速度低減効果

前章の (2.5) 節において、車輪速度制御系をとりあげて議論を行った。前章では、アクチュエータの応答遅れがもたらす影響について論じたが、ここでは車輪速度制御そのものの持つ特徴や効果について検討を行っていく。

図 (2.8) に示した通り、2 自由度制御系において外乱に対する感度が十分低減されていれば、駆動輪は入力側からは常にノミナルプラント  $P_n$

$$P_n = \frac{1}{M + M_w s} \frac{1}{s} \quad ((2.22) \text{ 再掲})$$

であるように見え、この制御では外乱となっている路面からの駆動力の伝達もみかけ上失われる。つまり、理想的には (2.7) , (2.8) 式に代わり、

$$M \frac{dV}{dt} = F_d(\lambda) \quad (3.1)$$

$$(M + M_w) \frac{dV_w}{dt} = F_m \quad (3.2)$$

が一輪モデルに対する運動方程式となる。但し空気抵抗などは無視している。

<sup>1</sup>尚これらのアルミニウム板は、粘着テープにより路面に固定されている



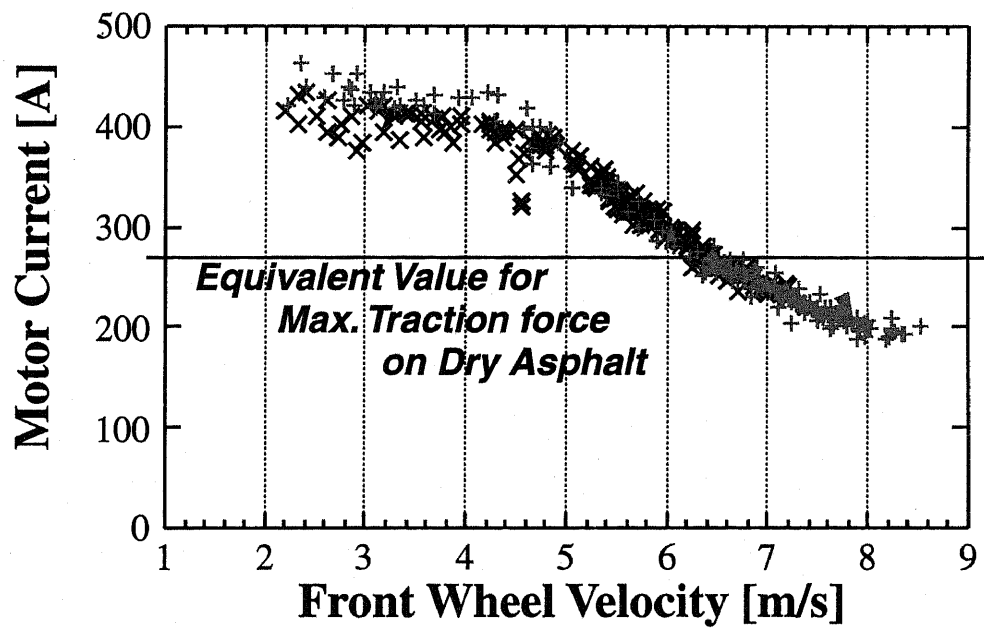


図 3.3: 速度逆起電力によるモータ電流の減少

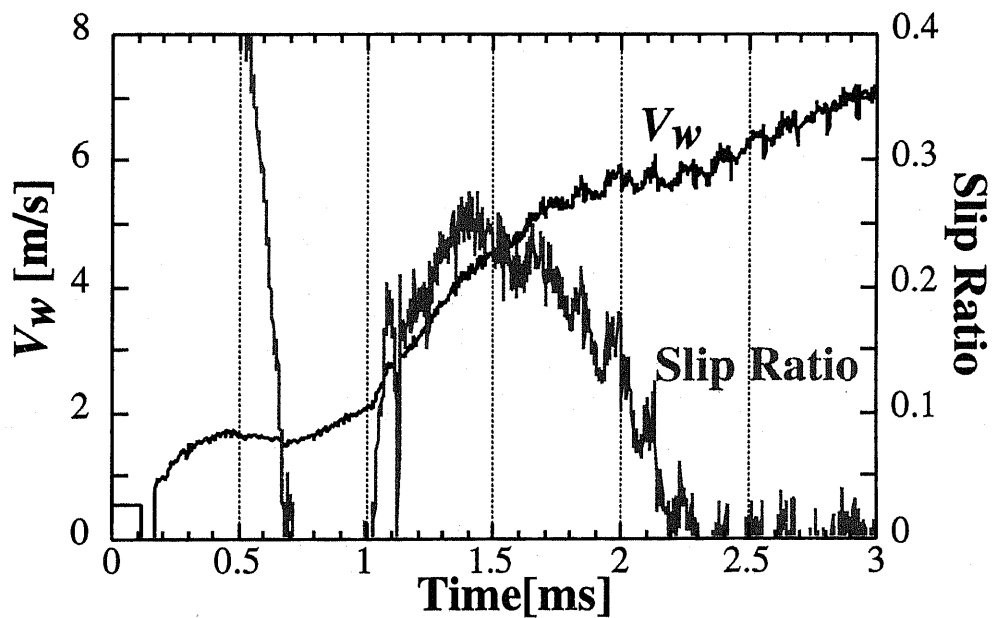


図 3.4: 乾燥アスファルト路面上で最大電圧をモータに印加し、最大加速を行った場合のスリップ率と車輪速度の応答（実験結果）

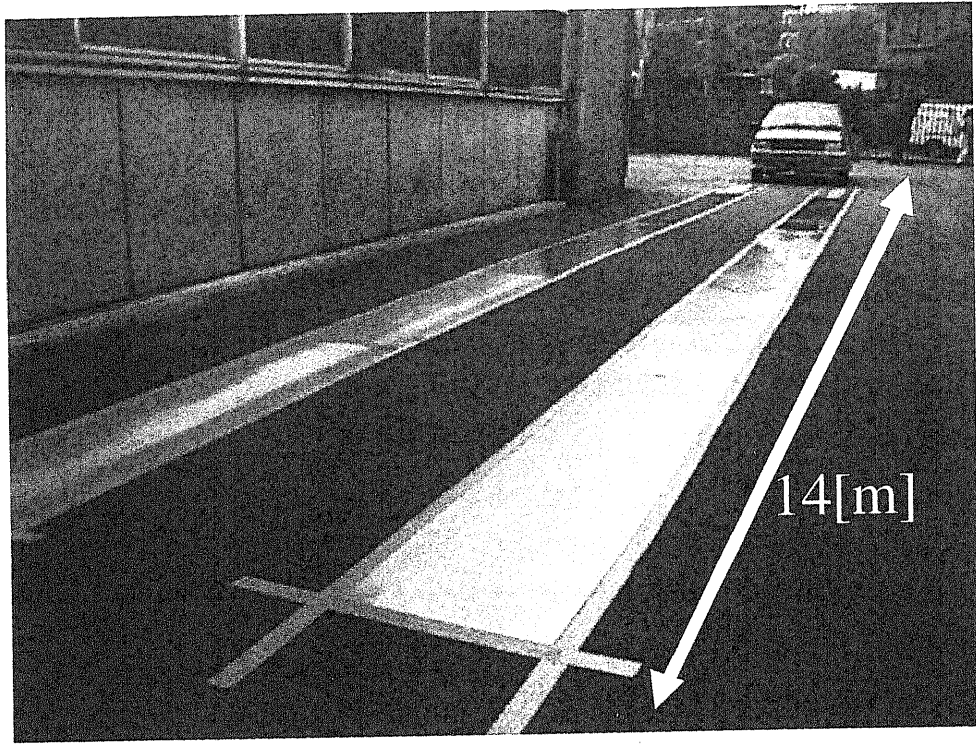


図 3.5: 本論文の実験で用いた低  $\mu$  路

ここで車輪速度制御が空転現象に与える効果を論じるため、2.2.2 節と同様に (3.1) , (3.1) 式に対する摂動システムを求めてみると、

$$\dot{\mathbf{x}}_{\mu} = \mathbf{A}_{\mu} \mathbf{x}_{\mu} + \mathbf{B}_{\mu} \Delta F_m \quad (3.3)$$

但し

$$\mathbf{x}_{\mu} = (\Delta V_w, \Delta V)^t, \quad \mathbf{A}_{\mu} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{aN V_0}{M V_{w0}^2} & -\frac{aN}{M V_{w0}} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}_{\mu} = \begin{bmatrix} \frac{1}{M + M_w} \\ 0 \end{bmatrix}$$

なる式を得ることができる。ここから、モータトルクからスリップ率までの伝達関数を求めてみると、

$$\frac{\Delta \lambda}{\Delta F_m} = \frac{1}{aN} \frac{M(1 - \lambda_0)}{M + M_w} \frac{1}{\tau_a' s} \quad (3.4)$$

但し

$$\tau_a' \stackrel{\text{def}}{=} \frac{M V_{w0}}{aN} \quad (3.5)$$

なる式が得られる。以前の、つまり車輪速度制御を行わない場合の伝達関数は、

$$\frac{\Delta \lambda}{\Delta F_m} = \frac{1}{aN} \frac{M(1 - \lambda_0)}{M(1 - \lambda_0) + M_w \tau_a s + 1} \frac{1}{\tau_a s + 1} \quad ((2.15) \text{ 再掲})$$

但し

$$\tau_a \stackrel{\text{def}}{=} \frac{M_w V_{w0}}{a N} \frac{M}{M(1 - \lambda_0) + M_w} \quad ((2.16) \text{ 再掲})$$

と計算されていたので、両者を比較してみると、

1. スリップ率立上りの時定数が異なる。従来と比べて、

$$\frac{\tau_a'}{\tau_a} = 1 + \frac{M}{M_w}(1 - \lambda_0) \quad (3.6)$$

倍だけ遅くなっている。

2. スリップ率が比較的大きい領域でのゲインの大きさが

$$\frac{M(1 - \lambda_0) + M_w}{M + M_w} \quad (3.7)$$

倍だけやや小さくなっている。

空転防止の効果として寄与が大きいのは、上記の 1. である。2. も利点ではあり、もちろん不利な悪影響とはならないが、これは既にスリップ率が大きく成長してしまった後の議論であるので、空転防止制御の効果とは言いがたいからである。つまり、車輪速度制御を適用する最大の意義は、このように瞬時のスリップ率上昇の時定数を増大させ、その速度を遅くできる点にあるのである。

その効果は、(3.6) 式にある通り車両重量  $M$  とタイヤ慣性  $M_w$  の比で決定される。実験車両“東大 3 月号 I”に対する見積もりは、前章の表 (2.2) に示した通り  $M = 1100[\text{kg}]$ 、 $M_w = 312[\text{kg}]$  というものであった。ここでタイヤ慣性  $M_w$  について考えてみる。これは、先に (2.6) 式に示した通り、

$$M_w = \frac{J_r}{r^2} \quad (3.8)$$

で計算されるような、 $J_r$  の質量換算値であった。 $J_r$  とは、駆動輪におけるタイヤやモータを含めた回転部分の慣性であるが、トルクなどに関して、本論文では全てホイール軸における値を用いて議論を行っているので、この慣性  $J_r$  の値もモータ軸換算値ではなく、ホイール軸における値ということになる。

このようにホイール軸における値であることを強調する理由は、ギア比の影響を考慮するためである。仮に動力伝達機構がモータ、減速ギア、およびタイヤのみからなるとする。減速ギアの慣性は無視し、モータの慣性を  $J_m$ 、タイヤの慣性を  $J_w$  とする。減速比  $N_{\text{gear}}$  の減速ギアにより、トルクは  $N_{\text{gear}}$  倍、回転数は  $1/N_{\text{gear}}$  倍になるから、モータからみると全体の慣性は

$$J_m + \frac{J_w}{N_{\text{gear}}^2} \quad (3.9)$$

に見えるし、また逆にホイールからみると

$$J_m N_{\text{gear}}^2 + J_w (= J_r) \quad (3.10)$$

### 3.3 車輪速度制御による空転防止の効果とその実験的検討

に見えることになる。ここで用いているのはホイール軸換算値の慣性であるから、後者 (3.10) 式の値である。

実際の  $J_m, J_w$  はどの程度の値であろうか。東大3月号Iに対しては豊田 [47] らの実験結果に基づく見積もりがあり、それをもとに計算すると、およそ  $J_m = 0.1[\text{kgm}^2]$ ,  $J_r = 2.2[\text{kgm}^2]$  程度の値となり、これをもとに各ギア比に対する  $M_w$  と  $\tau_a'/\tau_a$  を計算すると、表 3.2 の様な結果となる。つまり、東大3月号Iでの実験における  $M_w$  の値は、空転を起こすために一速で実験を行っている関係から、かなり大きな値となっている。実際の電気自動車において減速ギア比がどの程度になるかは、一概には言えない。例えば、製作中の東大3月号II (付録参照) では5であるが、これはインホイールモータを用いていることが大きく関係している。

	最終ギア比	$J_r([\text{kg}/\text{m}^2])$ (*1)	$M_w([\text{kg}])$ (*1)	$\tau_a'/\tau_a$
一速	13.5	21.1	312	4.5
二速	7.93	8.7	139	9.5
三速	5.22	5.0	74	15.9
四速	3.76	3.6	54	21.5
五速	2.97	3.1	46	25.1

\*1 ... いずれも前輪二輪分に対する値。

表 3.2: 各ギア比における、車輪速度制御によるスリップ時定数増大の効果

いずれにしろ、ギア比の影響を含めたタイヤと回転部の慣性が、空転時のスリップ率上昇には大きく関係しており、特に制御を行わない場合、慣性が小さくなるに従ってスリップ率上昇の時定数が線形に増大していく。一方で、車輪速度制御を適用した場合にはタイヤ慣性のノミナル化がはかられているから、感度関数のゲインが十分低くとられていれば、スリップ率上昇の時定数は、相対的には大幅に低く押えることができる。理想的には、その時定数は車両重量のノミナル値のみで決定される。従って、制御を行わない時に比べて、スリップ率上昇時定数を (3.7) 式の様に、つまり車両重量とタイヤ慣性の比の分だけ、遅くすることができる。その時定数増大の程度は、東大3月号Iでギアが一速の時に4~5倍程度であり、ギア比などによっては10~20倍程度の改善効果が予想されることになる。

#### 3.3.2 非積分型の車輪速度制御系 (Model Following Control)

次節では車輪速度制御の実験結果について述べるが、実験に先立ち、2.5.1節で設計した車輪速度制御器の修正を行う。2.5.1節では車輪速度制御系の設計に際して、(2.24) 式の様な感度関数を与えていた。

$$S(s) = \frac{s^2}{(s + w_c)^2} \quad ((2.24) \text{ 再掲})$$

このような感度関数を与えた理由は、通常のサーボ系設計における思想、つまり制御誤差は抑圧されなければならない、定常誤差は許されないという考え方に基づいていたからである。しかしながら、このような車輪速度制御を適用する目的はスリップ率の上昇速度低減にあるのであって、車輪速度そのものを正確に制御する必要はない。

このような定常誤差抑圧のために、前節で設計された制御器は (2.27) 式に示したようなものであった。これはセンサからの信号に関して積分動作を行うものである。特に自動車の分野では可能ならば避けられる傾向にあるものである。積分動作を持つ制御器では、センサの異常やドリフト性の誤差を蓄積することがあるからである。

また車輪速度の厳密な制御は、むしろ好ましくない特性を生む可能性もある。それは例えば、インホイールモータを使用して左右独立駆動を行った場合である。車両旋回時に左右輪の回転数が異なるのは良く知られた現象であるが、厳密な車輪速度の制御を行ってしまうと、このような速度偏差まで抑圧してしまい、特に低速で旋回が困難な車両となってしまう可能性がある。この問題の回避のためには、各輪の車輪速度指令値に偏差を与える方式も有力であるが、一方で比較的周波数の遅い車輪速度の制御誤差に対して、制御系を不感にしておくという対策も考えられる。以上のような理由から、積分性のない制御器や、低周波数の制御誤差に対しては不感特性を持った制御器で空転防止の効果が得られるなら、そのような制御器の方がより実用性の高いものであると考えられる。

過去に提案されている、Model Following Control(MFC) と呼ばれる車輪速度制御 [29] は、このような性質をもった制御系となっている。そこで、ここでは (2.27) 式に代わって、この MFC 型の制御系について検討を進めて行く。

図 3.6 に、提案されていた MFC のブロック図を示す。図からこのような制御系と等価なフィードバックコントローラ  $C_2(s)$  を求めると、

$$C_2(s) = \frac{K'K_p(M + M_w)\tau s}{(M + M_w)\tau s + (M + M_w - K'K_p\tau)} \quad (3.11)$$

となるから、積分性のないコントローラとなっていることが理解される。但し  $K'$ ,  $K_p$ ,  $\tau$  はそれぞれ、図 3.6 に示したように、制御系のゲインと時定数である。

またその感度関数をプラントを  $1/M_w$  として求めてみると

$$S(s) = \frac{s + a}{s + b} \quad (3.12)$$

但し

$$a = \frac{M + (1 - K_p)M_w}{(M + M_w)\tau}, \quad (3.13)$$

$$b = \frac{(1 + K_p)M + M_w}{(M + M_w)\tau} \quad (3.14)$$

となっていることが分かる。 $a < b$  であることから、この感度関数の概形は図 3.7 の様なものであり、低域において有限の感度を有していることがわかる。つまり、定常的な制御誤差に対して不感な制御系となっている。

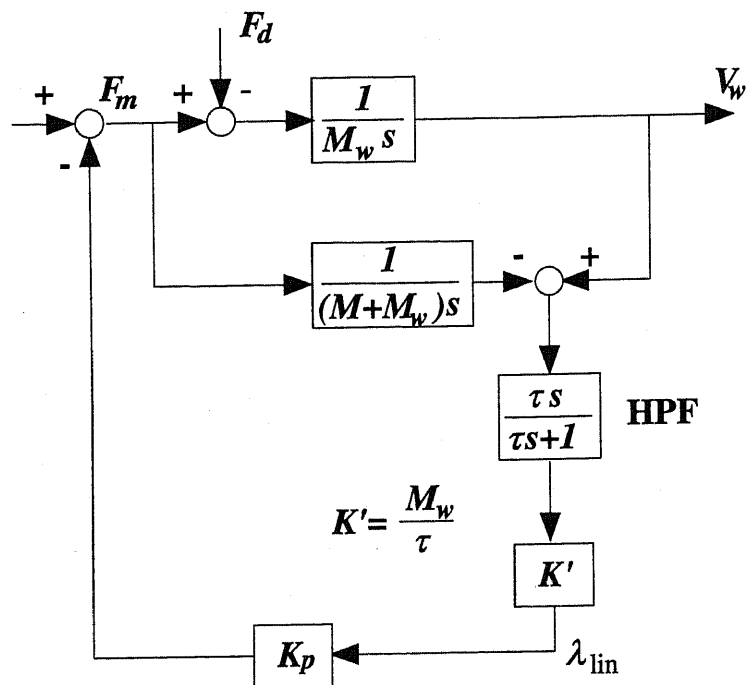


図 3.6: 非積分型の車輪速度制御系 (MFC)

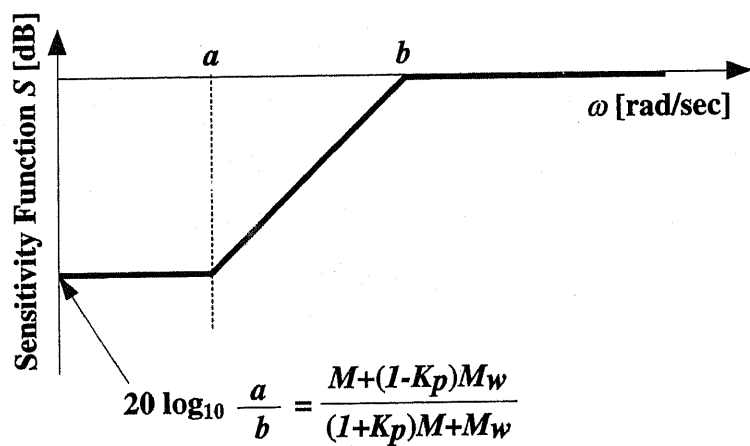


図 3.7: 非積分型の車輪速度制御系 (MFC) における感度関数  $S(s)$

### 3.3.3 車輪速度制御の実験結果

このような、MFC タイプの車輪速度制御に関しては、一部実験も行われていたが [29], ここで行われた実験は 0.5[s] 程度のごく短い時間の、限定された空転発生に対するものであった。そこで本論文では、新たに非積分型 (MFC 型) の車輪速度制御の実験を行い、その効果を検討することとした。

実験に際しては、3.2 に述べたように、東大 3 月号 I と低  $\mu$  路を用いた。今回用いた低  $\mu$  路は長さ 14[m] のものである。低  $\mu$  路の手前 0.5[m] に東大 3 月号 I を止め、加速を開始する。初めの 1.0 秒間は 50[A] という一定のモータ電流で加速する。1.0[s] から 200[A/s] という割合でランプ状にモータ電流を増やし、これによって急加速を行う。この様な急加速を行うと、駆動力が路面の発生できる力を超え、これにより急激なタイヤ空転が発生する。図 3.8 に何も制御を行わなかった場合の結果を示す。この図から、低  $\mu$  路において急加速した時に、車輪速度の急上昇し、かつ車体速度の加速度が低下する様子を見ることができる。この結果、スリップ率が急激に上昇する。従動輪である後輪の速度から車体速度を求めているが、この積分により発進時からの走行距離を知ることができる (図 (c))。それによると、およそ 5.5[s] の時点で 14[m] の低  $\mu$  路を走行し終わり、この後は乾燥アスファルト路面に戻っていることがわかる。従って、5.5[s] 以降に見られるスリップ率の減少は、低  $\mu$  路を通過し乾燥アスファルト路面に戻ったためであることになる。

また、車輪速度の急増が起こった後の 2.5[s] 付近から、モータ電流が急減している。これは、モータ速度の増加に伴う速度逆起電力の増加により、電源電圧飽和が起こっているためであり、つまりは実験車両の出力の限界に起因するものである。

次に、非積分型の車輪速度制御を適用した場合の実験結果を図 3.9 に示す。この図には、併せて行ったシミュレーションの結果も示している。また、車輪速度制御の効果をスリップ率応答により示す図を、実験結果に対して図 3.10 に、シミュレーション結果に対して図 3.11 にそれぞれ示す。用いたシミュレーションは前章で行ったものと同様である。路面の  $\mu_{\text{peak}}$  値は、別途行った実験結果 (3.4.2 節) から 0.5 前後と見積もっている。

まず、実験結果とシミュレーション結果とを比較すると、両者が概ね良く一致していることが分かる。シミュレーションにおいては電源電圧に関する制限も特に設けていない。このため、実験において見られた速度逆起電力による電源電圧の飽和と、それによる車輪速度の加速度減少は、このシミュレーションでは再現されていない。この点を除けば、ほぼ実験結果と同じ結果がシミュレーションで得られている。従って、前章で行った車輪速度制御に関する検討で用いたシミュレーションモデルが、おおよそ妥当なものであったことが理解できる。

図 3.10 や図 3.11 は、車輪速度制御の適用によって空転発生時のスリップ率急増を緩和できることを示している。このためにはある程度のフィードバックゲイン  $K_p$  の大きさが必要であり、ここでの実験結果はおおよそ  $K_p = 5$  程度が必要であることを示している。これを前章での議論と比較するため、この実験で用いた制御系の感度関数を図 3.12 に示す。また、

### 3.3 車輪速度制御による空転防止の効果とその実験的検討

前章では5つのタイプの応答遅れを持ったアクチュエータに対し、安定な範囲内であるべくゲインを高めた制御系を設計した。この時設計された制御系と、 $P(s) = 1/M_w$  というプラントモデルから計算される感度関数を、図 3.13 に示す。低域のゲインが異なるので一概には言えないが、油圧ブレーキに対して設計された Type-IV や Type-V の様な制御系では、確かに感度関数が十分低ゲイン化されておらず、十分な効果が発揮できないだろうことが理解される。また逆に、モータを用いた制御では確かに  $K_p = 20$  の様な帯域の広い感度関数を設定しても系が不安定にはならないことが理解される。

#### 3.3.4 車輪速度制御による空転防止の効果と限界

次に、3.3.1 節で議論した、車輪速度制御の適用によるスリップ率上昇時定数の遅延効果について、検証を試みる。図 3.14 は、図 3.10 の実験結果から  $K_p = 0$  (制御なし) と  $K_p = 10$  の場合の結果を抜き出し、二つの結果の間でスリップ率上昇の様子がどのように違っているか検討したものである。スリップ率上昇をおおよそ線形なものとみなして最小二乗法によりこれを近似する直線を求め、スリップ率上昇の速度を比較してみる。一定のスリップ率 ( $\lambda = 0.25$ ) に達するまでの時間で比較しても (図 (a))、またはある時間におけるスリップ率の値で比較しても良いが (図 (b))、前者の比較からは 5.4 倍、後者の比較からは 4.2 倍という時定数の遅延効果が確認される。3.3.1 節では車輪速度制御を適用する意義は、スリップ率上昇の時定数を遅くすることができるという効果にあると述べた。その際、東大 3 月号 I においてはその効果はおおよそ 5 倍程度と予測していたが、ここで得られた実験結果は、従ってこれを裏付けるものであり、3.3.1 節で行った議論が妥当なものであったことを確認することができる。

それでは、車輪速度制御を行うことによって、空転の発生は完全に押えることができるのだろうか。残念ながら、もちろんそれは不可能である。図 3.15 は、図 3.10 における車輪速度  $V_w$  と車体速度  $V$  の応答を示したものである ( $K_p = 0$  と  $K_p = 10$ )。図から、以下のようなことが理解される。

1. 車輪速度制御の適用によって、車輪速度の変動をノミナル化することができる。車輪速度制御のゲインが十分であれば、たとえスリップが発生しても、車輪速度には変動が現われる。これによって、既に述べてきたようにスリップ率上昇の時定数を遅くすることができる。
2. 一方で、スリップ発生時にはタイヤ路面間の駆動力が飽和することにより、車体速度に変化が現われる。これは加速時には車体速度の増加率の低下を意味するが、車輪速度は車輪速度制御によりノミナル化されているだけなので、この車体速度変動に対応しないし追従することができない。これにより、結果的にスリップ率は上昇し、車両の不安定な 2 次元運動を引き起こしてしまう程増加する。



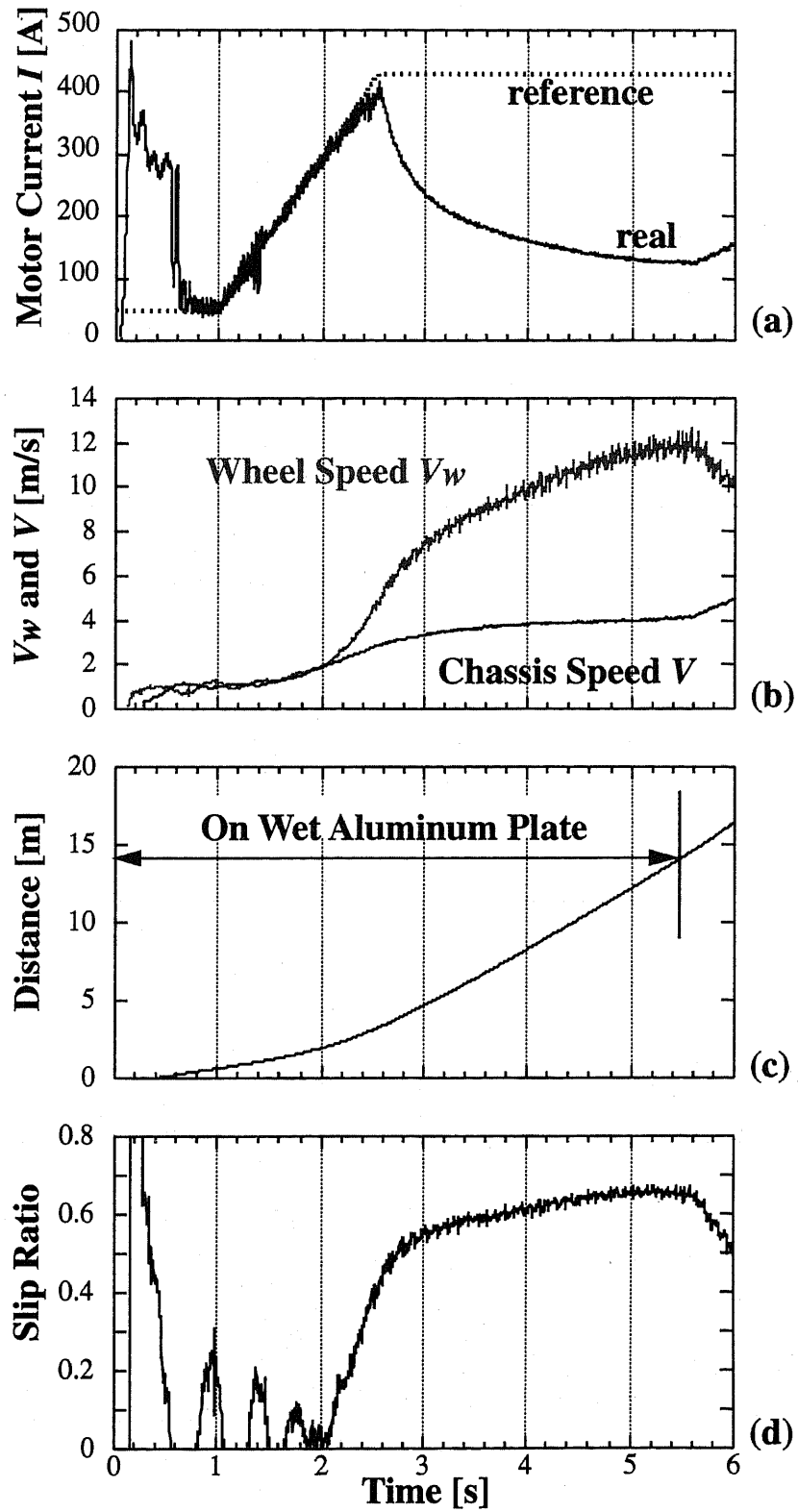


図 3.8: 制御なしで低  $\mu$  路を加速走行した場合 (実験結果)

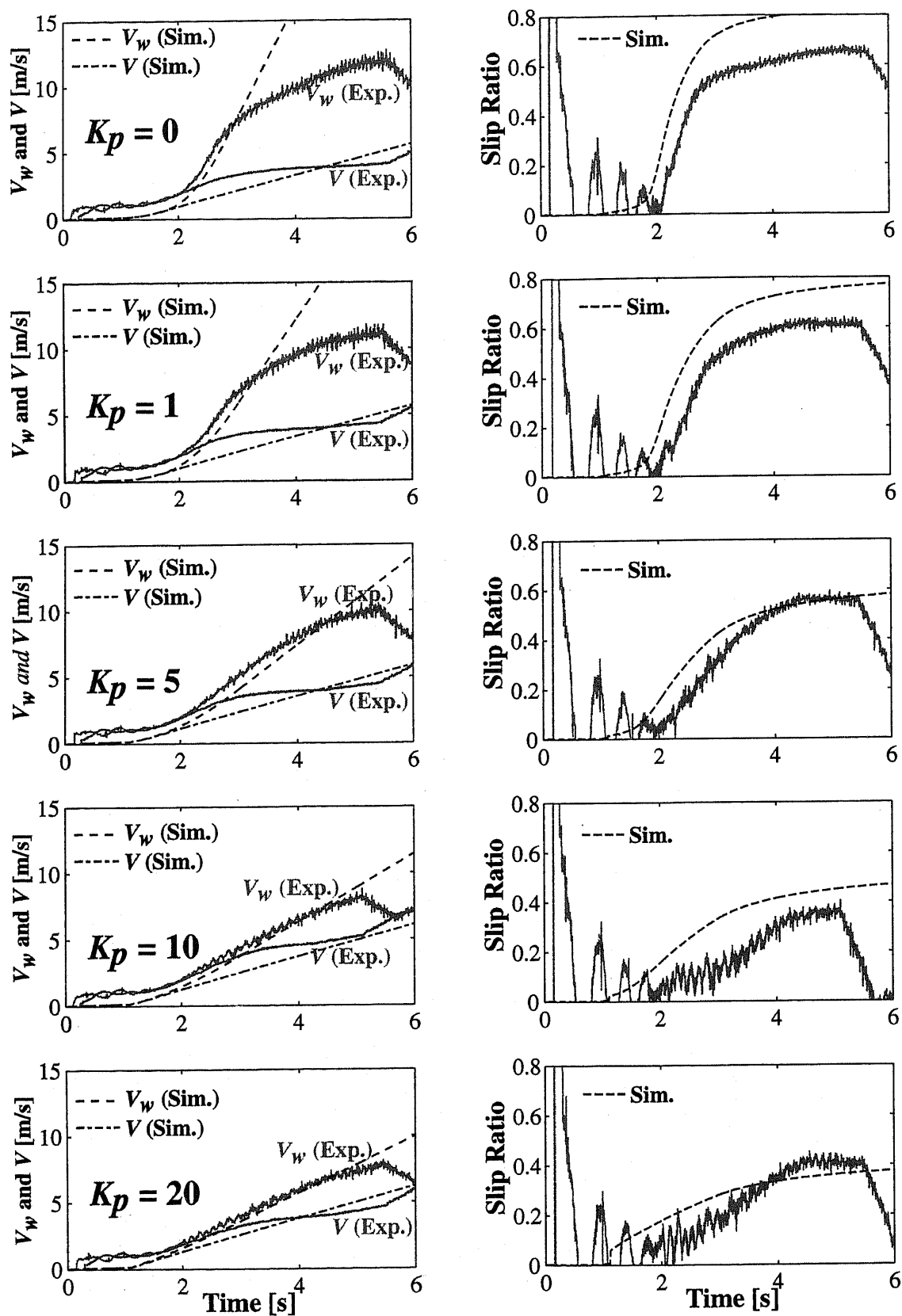


図 3.9: 車輪速度制御を行って低 $\mu$ 路を加速走行した場合（実験結果及びシミュレーション結果）

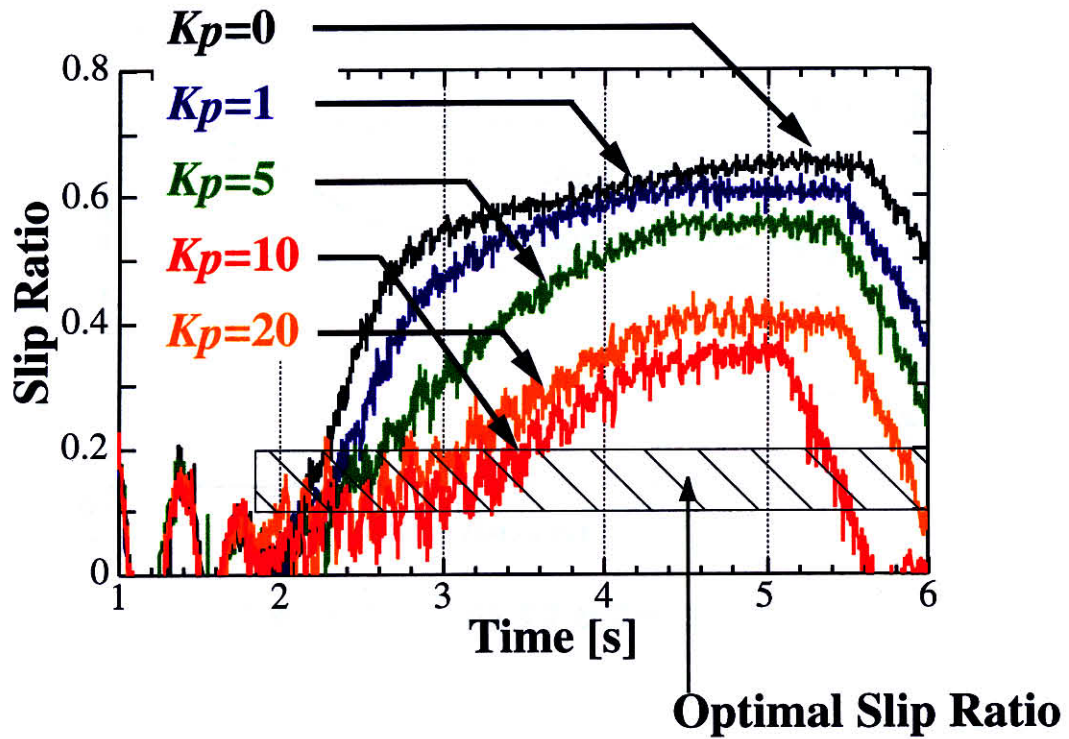


図 3.10: 車輪速度制御による空転防止の効果（実験結果）

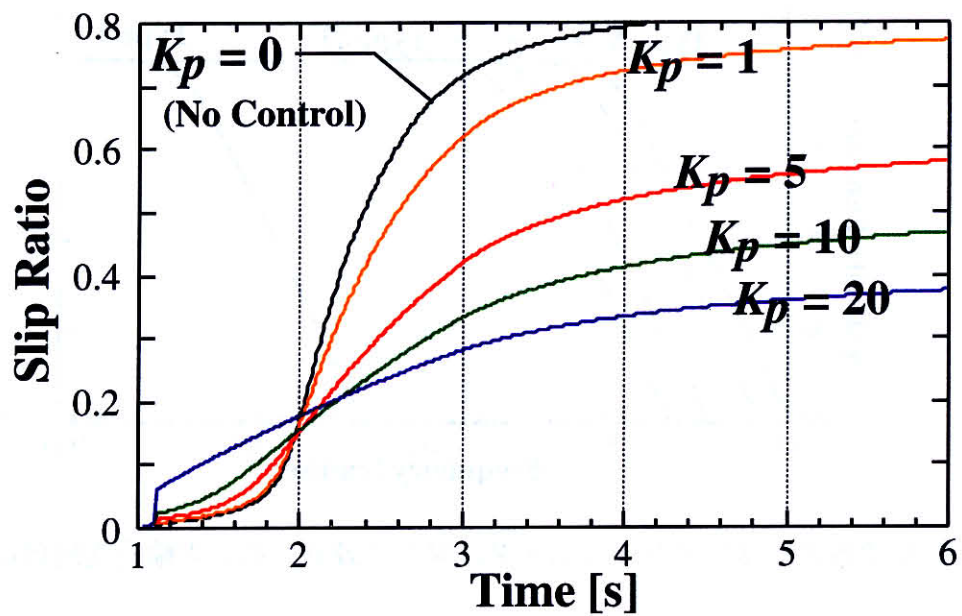


図 3.11: 車輪速度制御による空転防止の効果（シミュレーション）

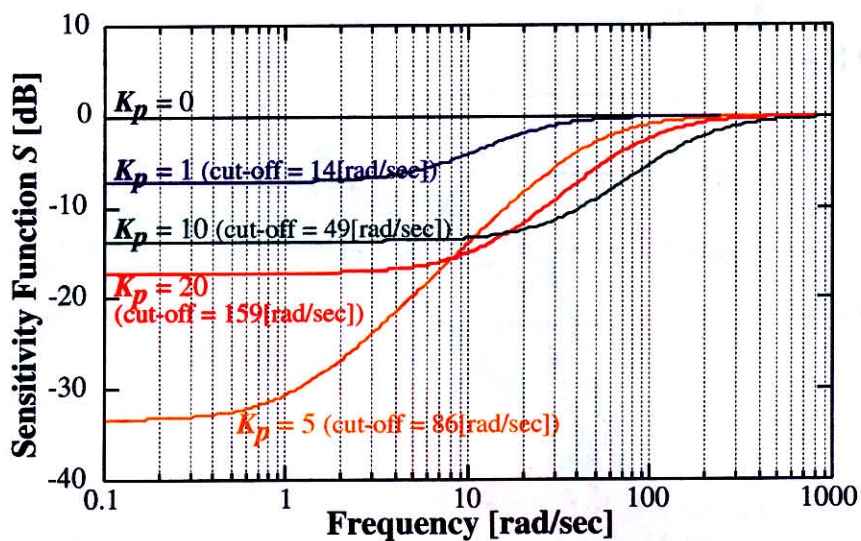


図 3.12: 車輪速度制御における感度関数

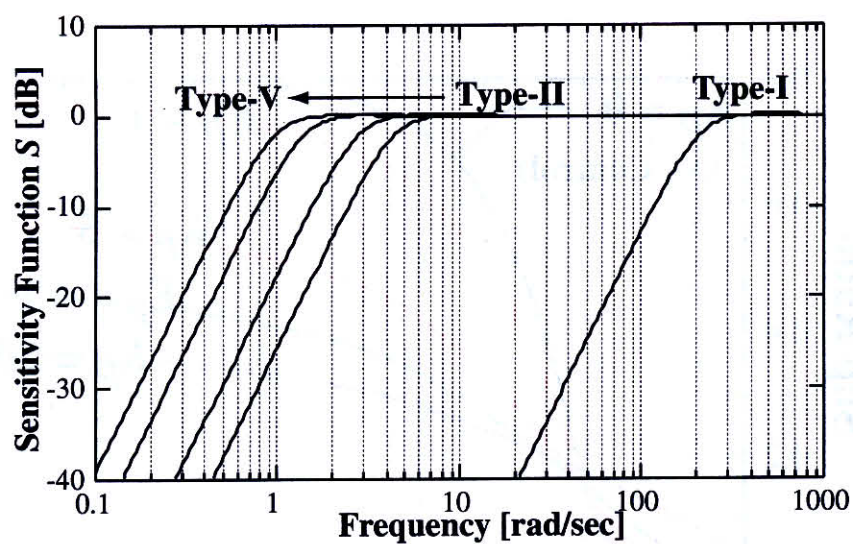


図 3.13: 前章で各タイプのアクチュエータに対して設計された車輪速度制御における感度関数

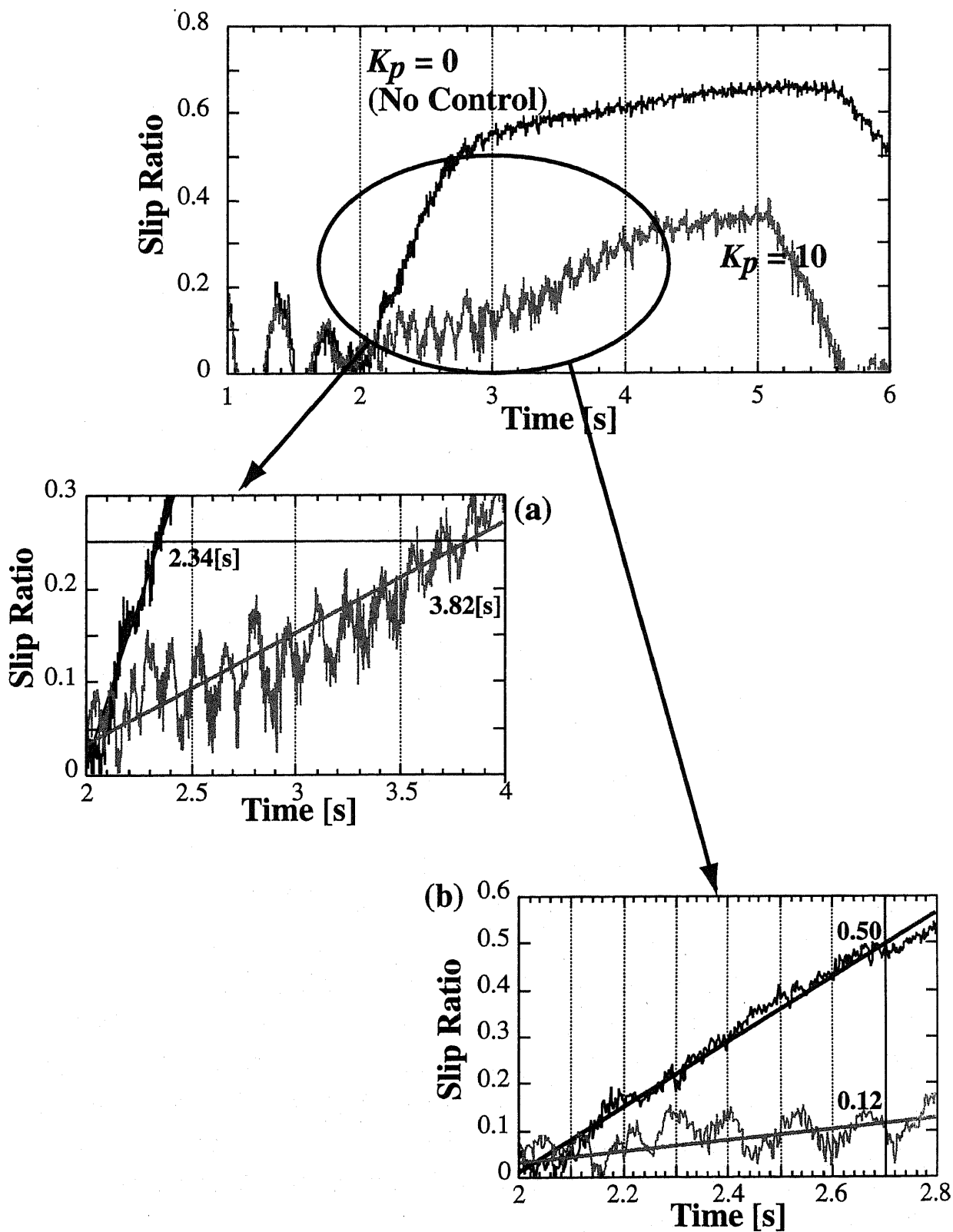


図 3.14: 車輪速度制御を行った場合のスリップ率上昇時定数の遅延効果

### 3.3 車輪速度制御による空転防止の効果とその実験的検討

3. つまり、直観的な表現をすれば、スリップ率上昇の主要因を、車輪速度の変動から車体速度の変動に変えることができるのが、車輪速度制御の効果であり限界である。これは、車両重量とタイヤ慣性の比でその効果が決定されるとした、3.3.1 節での結論と対応するものである。

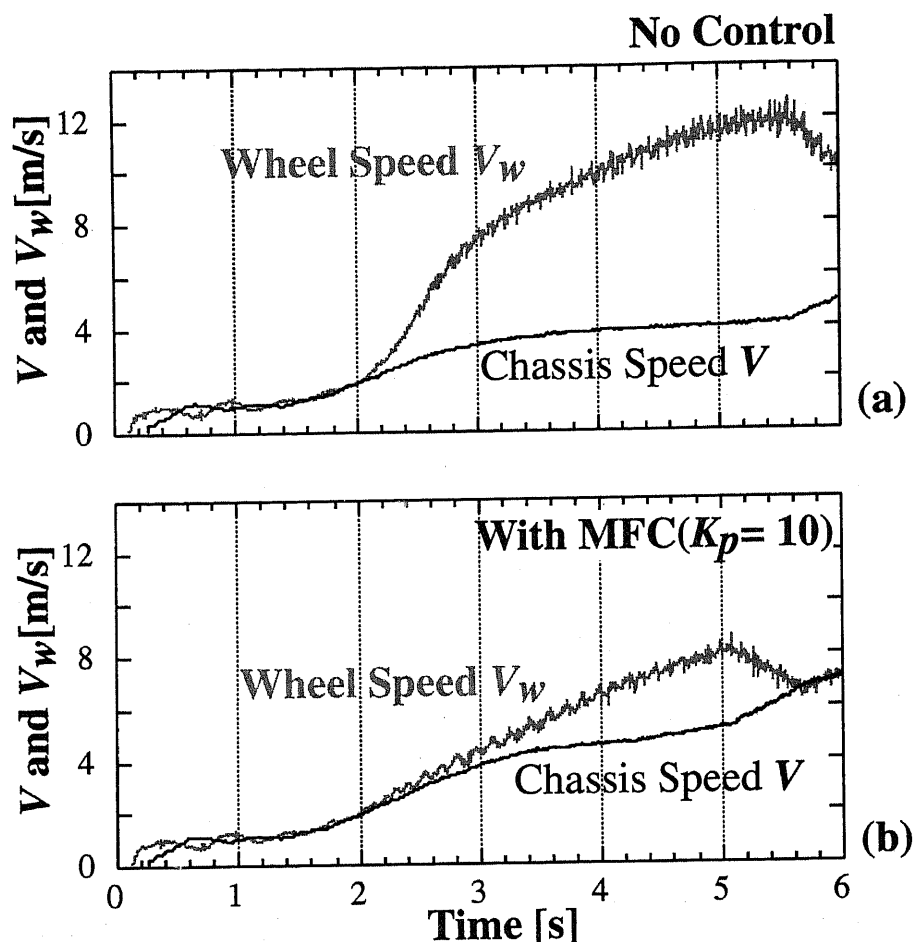


図 3.15: 車輪速度制御を行った場合の車輪速度応答

従って、このような車輪速度制御だけで完全な空転防止制御系を構築することは不可能である。これ以上の制御は、車体速度や空転発生情報をもとにした制御が要求される。それは例えば車体速度にもとづいて、車輪速度制御器に対する指令値を生成するような方法である。ここまで車輪速度制御における指令値の与え方に関する議論を避けて来たが、従ってその指令値は車体速度情報や空転発生情報によって生成されるべきであり、これは車輪速度制御の議論の範疇にはない。このような、つまり車輪速度制御系への指令値生成の問題が、今後は議論される必要がある。

一方で、線形なフィードバック制御でスリップ率上昇の時定数を増大させ、瞬時のスリップ率上昇を抑えることができる点は大きな魅力であろう。

従ってこのような車輪速度制御は、なんらかの空転防止制御、つまり if-then 式の現在の ABS 制御システムなどにおいて、一種のマイナーループとして用いて車輪のスリップダイナミクスを改善を図るのが最も適当であり、またその効果も大きいだろうと結論するものである。

### 3.4 スリップ率制御の実験結果と実験用路面の特性計測

#### 3.4.1 スリップ率制御の実験結果とシミュレーション結果の比較

前章の2.6節では、スリップ率制御系においてアクチュエータの応答遅れがどのような影響をもたらすかを、シミュレーションによって検証した。そこでの議論の妥当性を裏付けるため、ここではスリップ率制御の実験を行いシミュレーション結果の比較を試みる。スリップ率制御に関しては、実験的にその効果が検証されている [29] が、低  $\mu$  路での実験や、シミュレーションとの比較は従来行われていなかった。

実験は、前節と同様アルミニウム板を用いた低  $\mu$  路上で行った。実験路の全長は同様に 14[m] である。車両は実験路の手前 0.5[m] に位置し、最初は 50[A] の一定電流で始動する。2.0[s] にスリップ率指令値が与えられ、同時にスリップ率制御器が動作を開始する。スリップ率指令はステップ状のものであり、その値は 0.05 から 0.2 までの 7 通りである。スリップ率制御器の設計であるが、 $\tau_s = 0.089[s]$  とした。制御器の設計は 2.6 節で従来法とした方法で行っている。このため 2.6 節で述べた通り、やや保守的な制御となっている。

図 3.16 の左列に実験によって得られたスリップ率応答を、図 3.17 の左列にこの時の車輪速度と車体速度の応答を、それぞれ示す。図 3.16 からは、確かにスリップ率制御がきちんと動作している様子が理解される。

また、この実験を模擬したシミュレーションも行った。シミュレーションは 2.6 節で用いたものと同様である。2.6 節では検討のため、 $\mu - \lambda$  曲線の傾きが、比較的広い範囲で変化するような路面特性を与えていた。ここでは実験結果との比較が目的であるので、なるべく実験路の特性に近い  $\mu - \lambda$  曲線を選んでいる。この点だけが、2.6 節で用いたものとは異なっている。なお実験路の特性については次節で述べる。

図 3.16 の右列が、このとき得られたシミュレーションの結果である。図から、実験結果とシミュレーション結果とが非常に良く一致している様子が理解できる。同様に、図 3.17 の右列にこの時得られた車輪速度と車体速度の応答を示すが、こちらも同様に実験結果と良く一致する結果となっている。

以上の結果は、2.6 節で行ったシミュレーションに基づく議論の妥当性を裏付けるものである。

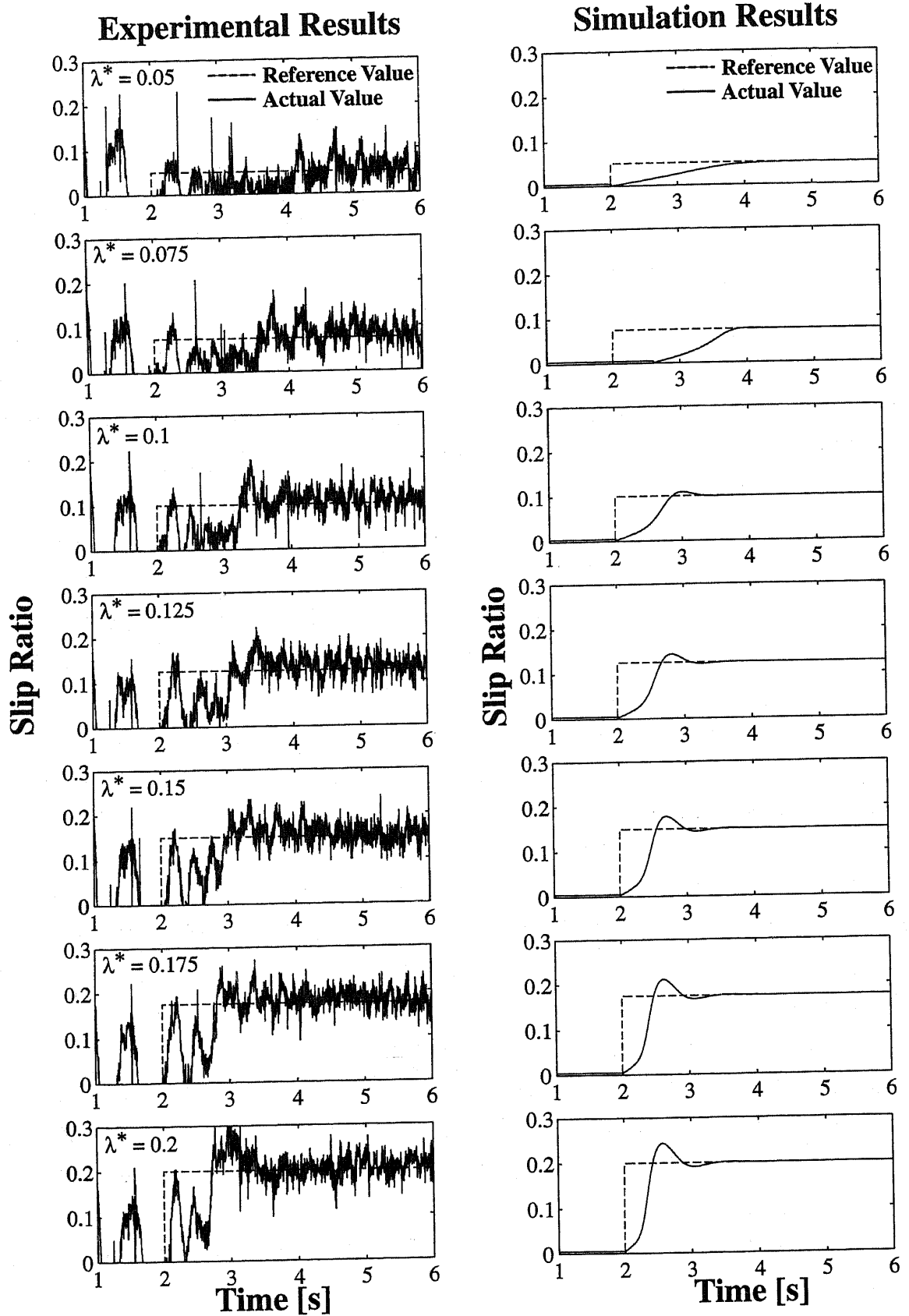


図 3.16: スリップ率制御の実験結果と対応するシミュレーション結果の比較



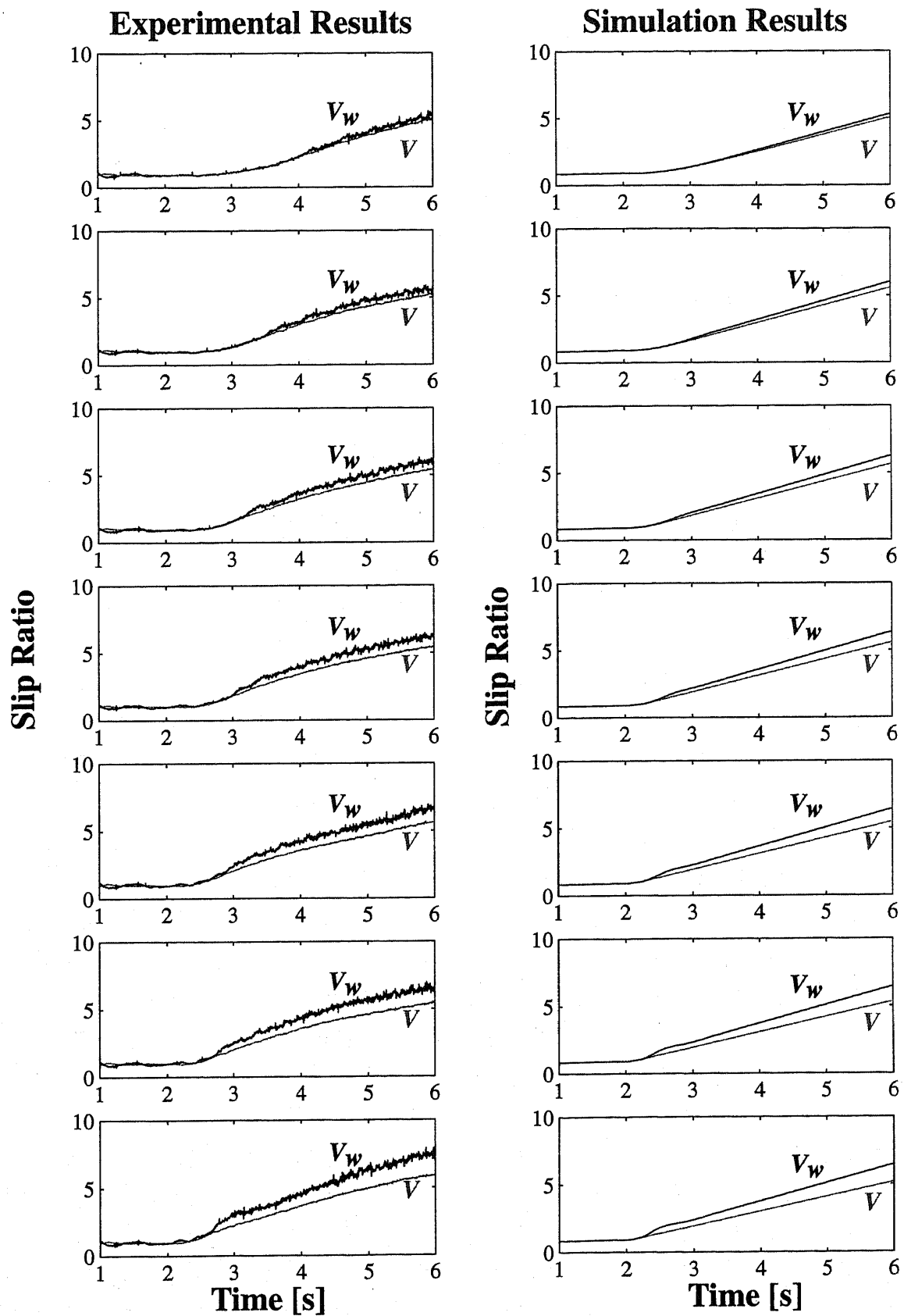


図 3.17: スリップ率制御の実験結果と対応するシミュレーション結果の比較

## 3.4.2 スリップ率制御を用いた実験用路面の特性計測

ここで、やや本論からは外れるが、スリップ率制御を利用した実験路の特性計測を試みる。つまり、本論文で用いている実験用低 $\mu$ 路における $\mu-\lambda$ 曲線を、実験データをもとに推定してみる。

既に述べた通り $\mu-\lambda$ 曲線は駆動力とスリップ率の平衡状態における関係を記述するものである。そのため、 $\mu-\lambda$ 曲線の測定に際してはスリップ率が急激に変動しないようにしなければならない。具体的には、タイヤ表面における力学平衡は、おおよそ数[ms]程度で成立すると言われているので、これに対してスリップ率の変動が十分緩やかである必要がある。

そこでここでは、スリップ率制御を適用し、スリップ率の変動を制御下において、 $\mu-\lambda$ 曲線の測定を行うことにする。スリップ率制御器に与えるスリップ率指令値をゆっくりとランプ状に変化させる。この時得られる規格化駆動力 $\mu$ は、車体速度すなわち後輪速度 $V$ の微分値から求めることができる。

$$\mu = \frac{F_d}{N} = \frac{M \frac{dV}{dt}}{N} \quad (3.15)$$

後輪速度の微分は疑似微分によって求めているが、緩やかなスリップ率変動を与えているので、車体速度の急激な変動も少なく、問題ないと考えられる。

実験に際しては、スリップ率指令値の与え方、すなわちその上昇率を様々に変えている。 $\mu$ の変動は0近傍で激しいため、スリップ率が小さい範囲での実験、すなわち上昇率の非常に低い実験が $\mu-\lambda$ 曲線計測においては要求される。一方で、ある程度広いスリップ率の範囲での曲線の概形も必要である。各種の上昇率のスリップ率指令値を与えて実験を行い、得られたデータを統合することで、このような条件を満たすことができる。スリップ率の上昇率は0.025[1/s], 0.050[1/s], 0.075[1/s], 0.1[1/s], 0.125[1/s], 0.150[1/s]の6通りに与えた。図3.18に、このうち上昇率が0.025[1/s], 0.075[1/s], 0.15[1/s]の実験における、スリップ率指令値と実際のスリップ率応答を示す。スリップ率が概ねきちんと制御されている様子が理解される。

こうして得られた実験データであるが、 $\mu-\lambda$ 曲線として示す前に簡単な統計処理を行っている。スリップ率を0.04毎に離散化し、この範囲にあるデータを一つの点で図示する。当然計測された規格化駆動力 $\mu$ はある範囲に分布するので、図示する $\mu$ の値はその平均値とし、分布の標準偏差をエラーバーによってあわせて図示する。この処理を一回の実験で得られたデータ毎に行い、最終的には得られた6種類のデータを1つのグラフ上にまとめて示す。

図3.19に得られた $\mu-\lambda$ 曲線を示す。但し、軸荷重で規格化する前のデータであり、縦軸は駆動力 $F_d$ である。図から、一般に言われているのと同様の概形を持つ $\mu-\lambda$ 曲線が得られていることが分かる。得られた駆動力には全体にある程度のばらつきがあり、特にスリップ率の低い領域でそのエラーバーが大きくなっている。この一つの原因として、スリップ率の低い領域は車速と車輪速の測定誤差がスリップ率に大きく影響することがあげられる。図3.19から、この路面における $\mu-\lambda$ 曲線は、 $\lambda = 0.1 \sim 0.2$ にそのピークを持つことが分かる。そのピークにおける駆動力、すなわち最大駆動力は1800[N]-2000[N]程度と見積もられる。東大3月号の前後荷重配分比は計測しておらず、正確には不明だがおよそ4:6から3:7程

度と考えられる。車重 1100[kg] とすると、従って  $\mu - \lambda$  曲線のピークはおおよそ 0.4 ~ 0.6 程度である。

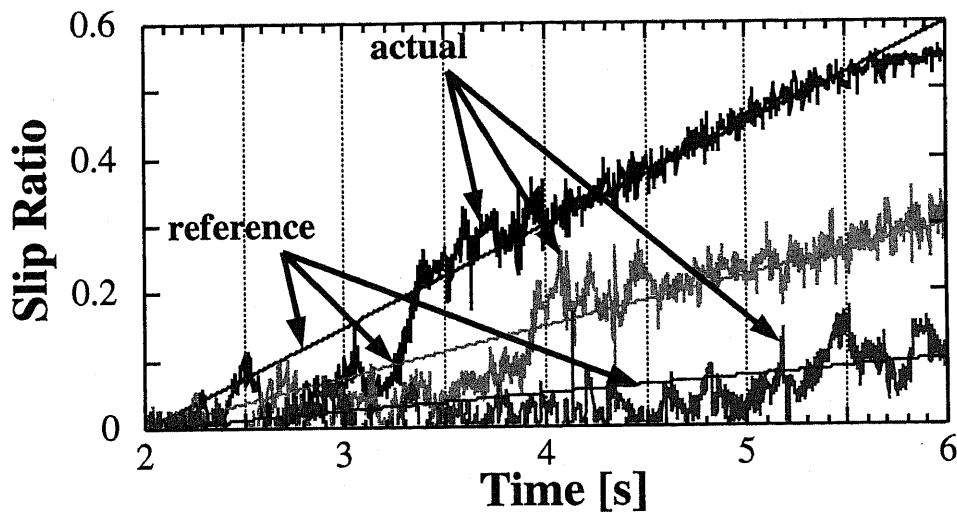


図 3.18:  $\mu - \lambda$  曲線計測におけるスリップ率の指令値と応答

### 3.4.3 まとめ

以上に述べた様に、スリップ率制御に関しては電気自動車における優れた空転防止の手法であると考えることができる。制御器の設計などに関しては、どの程度までハイゲイン化できるかが残された検討課題の一つであろう。ここでの実験においては、 $\tau_s = 0.089[\text{ms}]$  という比較的保守的な制御系を構築して実験を行った。2.6 節での検討からは、このゲインは例えば急な路面変動など、より厳しい条件においては十分でない可能性が高い。制御器のハイゲイン化とアクチュエータの応答遅れの関係は 2.6 節に述べた通りであって、アクチュエータの性能からはさらなるハイゲイン化による性能向上が見込まれるところである。一方で、これは補感度関数の悪化を招き、センサの誤差などに敏感な制御となってしまう。このため、制御器のゲインをあげることができるという、電気自動車におけるこのような制御の優位性を活かすためにも、どの程度実際にハイゲイン化が行えるのか、実験的に検討する必要がある。東大 3 月号 I は、研究室で市販車を改造して製作した実験車両であり、例えばエンコーダの精度などは十分であるとは言いがたい。従ってこのような検討は、製作中の東大 3 月号 II によって改めて行われるべきである。

また、スリップ率制御器に対する指令値をどのように与えるかも、議論されねばならない。これは、文献 [31] などでも指摘されていた点であり、いくつかの検討も既になされている。それは基本的には、路面状態をどのように推定するかという問題であり、 $\mu - \lambda$  曲線を実時間でいかに推定するかという問題である。特に、できれば  $\mu - \lambda$  曲線の極大値に達すること

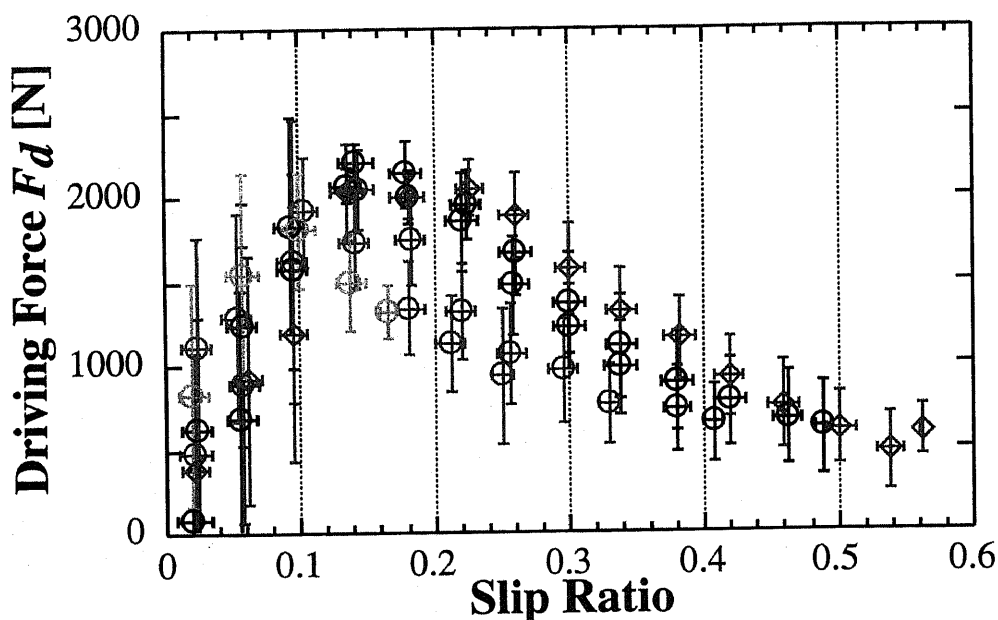


図 3.19: 実験用低  $\mu$  路において計測された  $\mu - \lambda$  曲線

なく、その極大値を知ることが望ましい。つまり、山の頂上に達することなくその裾にいて山の高さを求めるような方法であるが、この問題については従来の自動車でも盛んに研究が行われている [39] [41] [48] [49] [50]。電気自動車における路面状態推定について考えると、モータトルクが正確に把握できることを利用して、モータ負荷トルクからタイヤと路面間の駆動力を推定できる点が大きな利点であると考えられる。このような研究については文献 [51] [52] 等に詳しいので、ここではこれ以上の議論は行わない。

最後に、スリップ率制御では当然スリップ率の値が必要であり、従って車体速度情報が必要である点を指摘しておく。一般に車体速度情報の把握は、特に4輪制駆動時や旋回時には容易でなくなる。また、スリップ率に関しては値が小さい領域 ( $\lambda = 0 \sim 0.1$  前後) も重要であるが、これを精度良く求めることは直線走行時でさえ容易ではない。車輪速度や車体速度の検出誤差が、そのままスリップ率に影響を及ぼすためである。例えば車体速度の1%の検出誤差は、速度検出の誤差としては問題がないとしても、スリップ率には0.01程度の変動となって現われるので、状況によっては大きな悪影響を及ぼす。これは、文献 [39] などでも指摘されている通りである。従って、スリップ率制御あるいはそのための路面状態推定においては、車輪速度と、特に車体速度の正確な把握が重要となってくるであろう。

### 3.5 あとがき

本章では、車輪速度制御とスリップ率制御に関する実験結果について主に述べた。

車輪速度制御に関しては、このような制御を用いることで実際に瞬時のスリップ率上昇を

低減できることを示した。タイヤの粘着状態に関する線形近似モデルを用いた解析から、この効果はスリップ率上昇の時定数を大きくすることができるという表現でまとめられることが理解され、その効果は車体重量とタイヤ慣性との比に依存することも明らかとなった。実験車両ではこの改善効果は5倍程度であったが、ギア比などによっては例えば20-30倍程度の改善効果も予想される。このような表現が、実験結果に対する妥当な記述となっていることも確認された。

車輪速度制御には、一方で、単独で最終的な空転防止制御とはなりえないという限界があることも、実験結果などから理解された。車輪速度制御だけでスリップ率を安全な範囲に止めることはできず、なんらかの車体速度情報や空転情報に基づいた制御と併用すべきである。この場合、瞬時のスリップ率上昇を遅くすることができるというその効果から、一種のマイナーループとして用いることが適切ではないかと述べた。また、車輪速度制御に関して、実験結果と対応するようなシミュレーションを行い、実験結果との比較を行った。両者の結果は良く対応するものであり、従って、前章でのシミュレーションを用いた議論が有効なものであったことを裏付けるものであった。

スリップ率制御に関しては、その有効性は従来よりある程度実証されていたが、今回は新たに滑べりやすく、かつ距離も長い低 $\mu$ 路での実験を行って、これを改めて示した。また、実験の条件と対応するシミュレーションも行い、その結果を比較した。その結果は非常に良く一致しており、同様に前章で行ったシミュレーション結果に基づく議論の有効性を示唆する結果であった。さらに、スリップ率制御を用いた実験路面計測も試み、実験路面の $\mu-\lambda$ 曲線を得ることができた。すべり速度との関連などが未だ明らかになっておらず、また正しい $\mu-\lambda$ 曲線も分からないため、このような計測法が適切であるかどうか、やや問題は残るものの、一応おおよその特性を把握することができた。この結果は、次章での検討においても参考とされるものである。

スリップ率制御は、ここでの実験結果も示す通り有効な制御手法である。最大駆動力を与えるスリップ率は路面状態によって変化するため、より制御を有効なものとするためには、スリップ率指令値を推定する機構を検討しなければならないが、たとえ不安定な領域にスリップ率指令値があったとしても、スリップ率はその指令値に収束し、不安定な状態に陥るわけではないので、致命的な問題とはならない。スリップ率制御の最大の問題は、スリップ率計算の基になる車体速度をいかにして把握するかという点にある。ここでは従動輪である後輪速度を車体速度としていたが、たとえば4輪駆動の場合や4輪で制動している場合には、そもそも従動輪が存在しない。このため通常の自動車でも、4輪同時にブレーキを掛けずに常に一輪は従動輪として残しておくといった工夫が必要となっている。また、ある従動輪の回転速度を車体速度とし、これが各輪の対地絶対速度であるとする方法も、前後方向の一次元運動だけに議論を限定していたから成立していたことである。

これらの指摘は、旋回中の空転防止をどうように行うかという問題に対しては、前後一次元運動での議論がそのまま適用できるわけではないことを意味している。本論文では、車両

### 3.5 あとがき

---

の2次元運動に関する議論も次章以降で展開していくため、この制約条件は重要な意味を持つてくる。この問題を回避する一つの試みとして、次章では車体速度情報不要の空転防止制御を電気自動車に対して提案する。これは、モータのトルクが正確に把握できるという利点を活かして、車体速度やスリップ率を用いずにタイヤの空転を検出し、これにより空転を防止する制御である。従って、電気自動車の優位点の一つである正確なモータトルクの把握が可能という性質を活かす、一つの良い例にもなっているものである。

## 第4章 車速情報不要の新しい空転防止制御手法の実現

### 4.1 まえがき

前章の最後に指摘した通り、既存の多くの空転防止制御はスリップ率に基づくものである。スリップ率とは、既に述べた通り、タイヤ重心の対地速度と車輪速度の相対比である。このうち車輪速度はロータリーエンコーダ等により計測可能であるが、車輪重心速度の検出は容易ではない。多くの既存の方法ではこれを車体速度で近似しているが、しかしながらタイヤにおける空転の発生を前提とすると、車体速度の直接的な検出すらも容易ではない。

タイヤ重心速度ないし車体速度を検出する一つの方法は、光学的なセンサを用いる手法である。例えば、路面を CCD カメラ等で撮像し、路面の不規則な模様から一定の間隔の部分を空間フィルタにより抽出して、その時間方向の間隔から対地速度を求めるものなど<sup>1</sup>が市販されている。しかしこれらの光学的センサを用いるものは、

- 値段が高い。
- 走行する路面毎に校正を行う必要がある。

などの点から、実験用としてはともかく実用的には大きな問題がある。

別の方法としては、いわゆる第5輪と呼ばれる方式がある。これは、新たに小型のタイヤを車体に取り付けて、その回転速度を車体速度として採用する方法であるが、この方法も実際に市販される車両ではもちろん用いられていない。

市販車における ABS 等の、実際のシステムで採用されているのは、基本的に従動輪の速度に基づく車体速度推定である。ここで従動輪とは、加速も減速もされていない、一切駆動されていないタイヤを指す。すなわち、第5輪を取り付ける方法と基本的には同じ仕組みである。この手法の問題点は、

- 常に従動輪を確保する必要がある。
- 旋回時に正確な推定が行えなくなる。

点である。例えば従動輪を確保する必要があるために、既存の ABS システムでは、4 輪同時にブレーキをかけることはできない [53]。同様の問題は 4 輪駆動の車両においても生じる。

<sup>1</sup>例えば小野測器 LC-1100 など

## 4.2 車速情報不要の新しい空転検出手法の提案

これらの問題点は、特に車両の2次元制御を考えると、重要なものとなる。次章以降でとりあげる、DYC(Direct Yaw Moment Control)の様な制御では、各輪に独立にトルクを配分し、左右輪の制駆動力差で車両運動を制御する。このとき、4輪に自由に制駆動力を配分することが難しい現在のABSの制約は、制御系構築に当たっての問題点となろう。2次元制御の目的とは、たとえば滑りやすい路面を旋回中にブレーキを踏んだとき、車体に危険なスピンが生じることを防止することなどである。従って、旋回時に正確なスリップ率の把握が難しいという点も、大きな問題となる。

そこで本章では、車体速度情報を用いないタイヤ空転防止手法の実現を目指す。このために、初めに車体速度情報不要の新しいタイヤ空転検出法を提案する。本章の前半部では、この手法の定式化を行い、次いで実験用EV“東大3月号I”を用いた実験結果により、この手法を実験的に検証する。本章の後半部では、提案する空転検出手法を基にした、新しい空転防止の手法を提案し、同様にこれを実験により検証していく。

## 4.2 車速情報不要の新しい空転検出手法の提案

### 4.2.1 空転検出のための基礎方程式の導出

初めに、2.2.2節で導出したタイヤの粘着特性に対する線形近似モデルから、提案する空転検出器の導出を行う。

この線形モデルは、摂動システムの導入によりタイヤの粘着特性を

$$\dot{x}_\mu = A_\mu x_\mu + B_\mu \Delta F_m \quad ((2.14) \text{再掲})$$

但し

$$x_\mu = (\Delta V_w, \Delta V)^t, \\ A_\mu = \begin{bmatrix} -\frac{aN V_0}{M_w V_{w0}^2} & \frac{aN}{M_w V_{w0}} \\ \frac{aN V_0}{M V_{w0}^2} & -\frac{aN}{M V_{w0}} \end{bmatrix}, \quad B_\mu = \begin{bmatrix} \frac{1}{M_w} \\ 0 \end{bmatrix}$$

なる式によって記述したものであった。但し  $V_0$ ,  $V_{w0}$  はそれぞれ動作点における車体速度と駆動輪速度である。

ここで、モータトルクの力換算値  $F_m$  から駆動力  $F_d$  までの伝達関数を計算すると、

$$\frac{\Delta F_d}{\Delta F_m} = \frac{M(1 - \lambda_0)}{M_w + M(1 - \lambda_0)} \frac{1}{\tau_a s + 1} \quad (4.1)$$

但し

$$\tau_a = \frac{M_w V_{w0}}{aN} \frac{M}{M_w + M(1 - \lambda_0)}. \quad (4.2)$$



(4.1) 式を見ると、モータトルクから駆動力までの伝達関数が一次遅れ特性となっていることが分かる。 $\mu-\lambda$  曲線として実験データの近似式を用い、この伝達関数のゲイン  $K$  と時定数  $\tau_a$  のスリップ率依存性を計算した結果を図 4.1 に示す。図からスリップ率が比較的小さい領域ではゲイン  $K$  はあまり変らない一方、時定数  $\tau_a$  は粘着状態から粘着限界状態に向かうにつれて、急激に大きくなることが分かる。従って、(4.1) 式に示されたモータトルクから駆動力までの伝達関数は、非常におおざっぱには

$$(\text{粘着時}) \dots \frac{\Delta F_d}{\Delta F_m} = \frac{M}{M_w + M} \quad (4.3)$$

$$(\text{粘着限界時}) \dots \frac{\Delta F_d}{\Delta F_m} = 0 \quad (4.4)$$

と書くことができる。

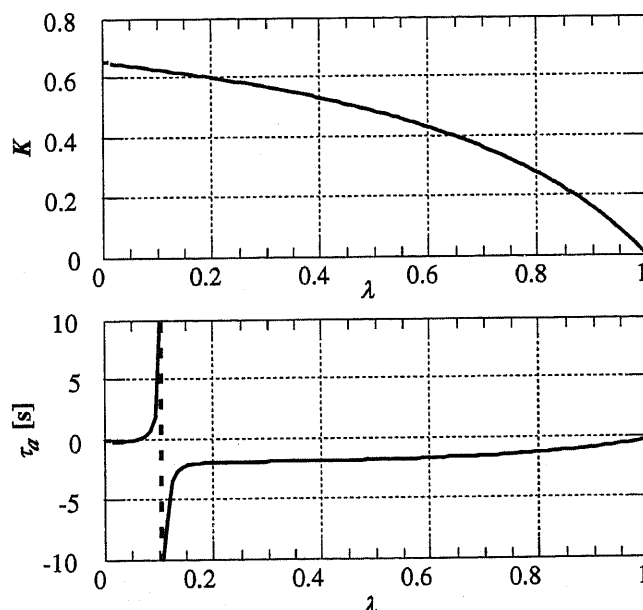


図 4.1:  $K$ ,  $\tau_a$  のスリップ率依存性の一例

## 4.2.2 空転検出器の提案

以上より、モータトルクに対する駆動力の依存性を調べれば、タイヤが粘着しているのか空転しているのかを判定することができると考えられる。

(4.3) , (4.4) 式に従い、提案手法では

$$g \stackrel{\text{def}}{=} \frac{dF_d(t)}{dF_m(t)} \quad (4.5)$$

で定義される  $g$  の大きさによって粘着/空転の判定を行う。 $g$  は粘着時には (4.3) 式の値となり、 $\mu-\lambda$  曲線 (図 2.2) のピーク ( $a=0$ ) で 0 となることが予想される。

## 4.2 車速情報不要の新しい空転検出手法の提案

提案する手法はタイヤにおける駆動力を必要とするが、今回これをモータの負荷トルクとして推定した。モータの負荷トルクは、良く知られた外乱オブザーバ (DOB) という手法で、モータ速度と出力トルクから容易に推定することができる。今回は時定数 100[ms] の 1 次ローパスフィルタを持つ外乱オブザーバ (図 4.2) により駆動力推定を行なった。

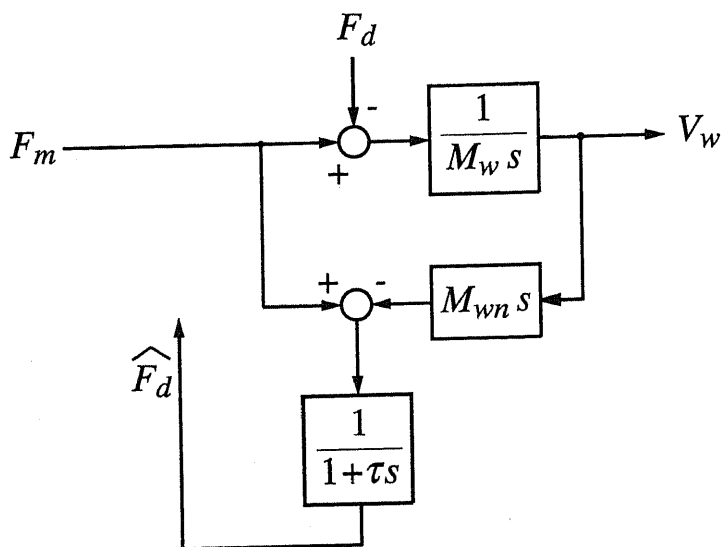


図 4.2: 外乱オブザーバによる駆動力推定 (駆動力オブザーバ)

### 4.2.3 乾燥路面上で急加速した場合の実験結果

提案した手法を、東大 3 月号 I を用いた実験で得られたデータに適用した結果を以下に示す。東大 3 月号 I では、前輪と後輪の車輪速度がそれぞれ検出可能である。前輪が直流モータによって駆動されており、従って前輪が駆動輪、後輪が従動輪となっている。提案手法は駆動輪速度のみからタイヤ空転を検出する手法であるが、この実験では検証用のデータとしてスリップ率を測定している。この測定には車体速度が必要であることは既に指摘した通りであるが、本実験は直線加速実験であるので、従動輪速度でこれを近似している。

初めに、乾燥アスファルト路面を走行中に急加速を行い、空転に至った場合の実験結果を示す。図 4.3 にスリップ率  $\lambda$  の時間応答を示す。図から、およそ  $t = 1 \sim 2$  [s] が空転状態、それ以外が粘着状態にあることが分かる。図 4.4 はモータトルク  $F_m$  と、オブザーバで推定された駆動力  $F_d$  の時間応答を示したものの、また図 4.5 は、このデータから作成した  $F_m - F_d$  曲線である。図 4.5 中の点線は実験車両における (4.3) 式の関係を示している。 $t = 1 \sim 2$  [s] 以外の、すなわち粘着状態にある時のデータはほぼこの点線上にあり、(4.3) 式で予想された挙動を示していることが分かる。一方、空転状態にある時のデータはこの直線には乗らず、おおむね 0 ないし負の傾きを示している。従ってこの曲線の傾きを求めることで、タイヤの粘着/空転状態の判別が可能であると考えられる。忘却係数付きの逐次型最小二乗法 (RLS

法) を用いてこの傾き  $g$  の同定を行なった結果を, シミュレーション結果と併せて図 4.6 に示す. なおこのシミュレーションは, 既に 2.5.2 節で説明したものと同様の, 一輪モデルと Magic Formula に基づくものである.

同定された  $F_m - F_d$  曲線の傾き  $g$  は, 実験開始直後の粘着時には 0.7 前後であって, これは (4.3) 式から得られる値とほぼ一致している. 図 4.3 と比較すると, この同定された  $g$  が空転発生とともに 0 前後に減少し, 再粘着とともに再び 0.7 前後まで回復している様子が理解される. 従って, 同定された  $g$  の減少から空転を検出することが可能である. その閾値は (4.3) 式に依存するが, この式はタイヤを含めた回転部分の慣性と車重のみを含むものであり, これを計算ないし同定することは十分可能であると考えられる.

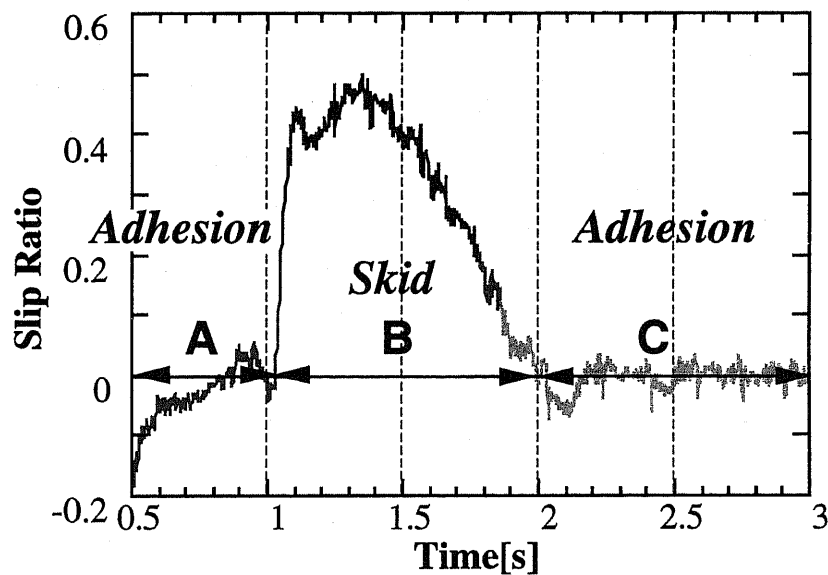


図 4.3: スリップ率の時間応答 (乾燥アスファルト路面での実験結果)

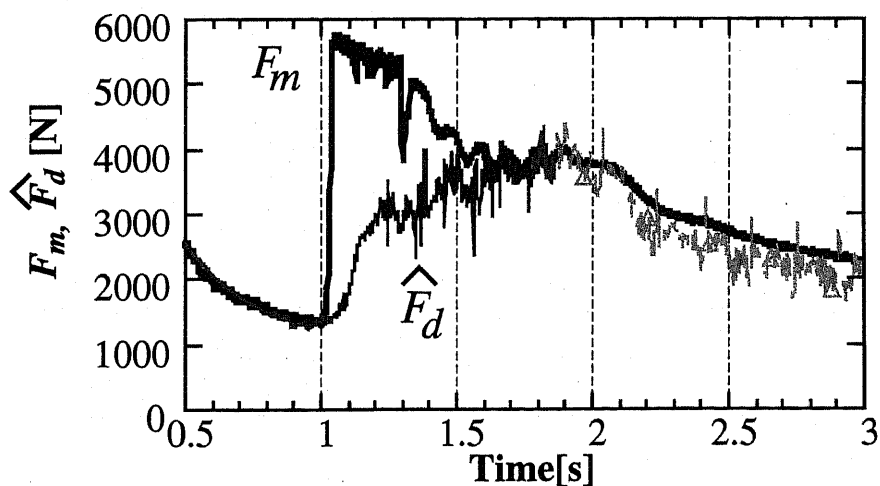


図 4.4: モータトルク  $F_m$  と駆動力推定値  $\hat{F}_d$  (乾燥アスファルト路面での実験結果)

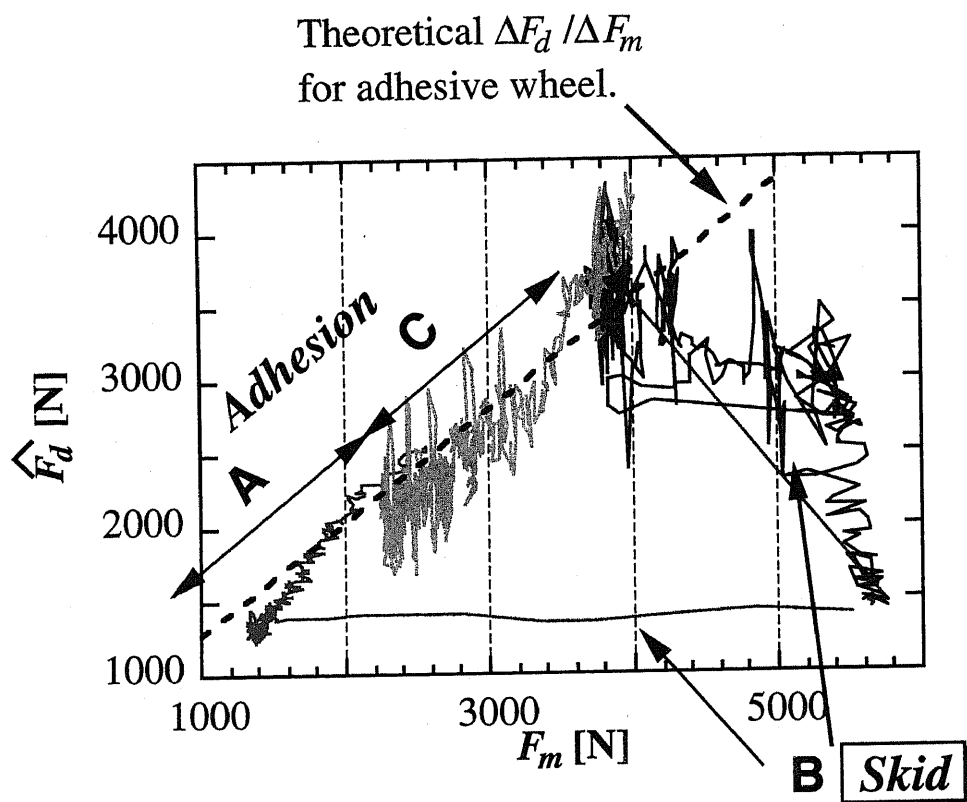


図 4.5: 実験で得られた  $F_m - F_d$  曲線 (乾燥アスファルト路面での実験結果)

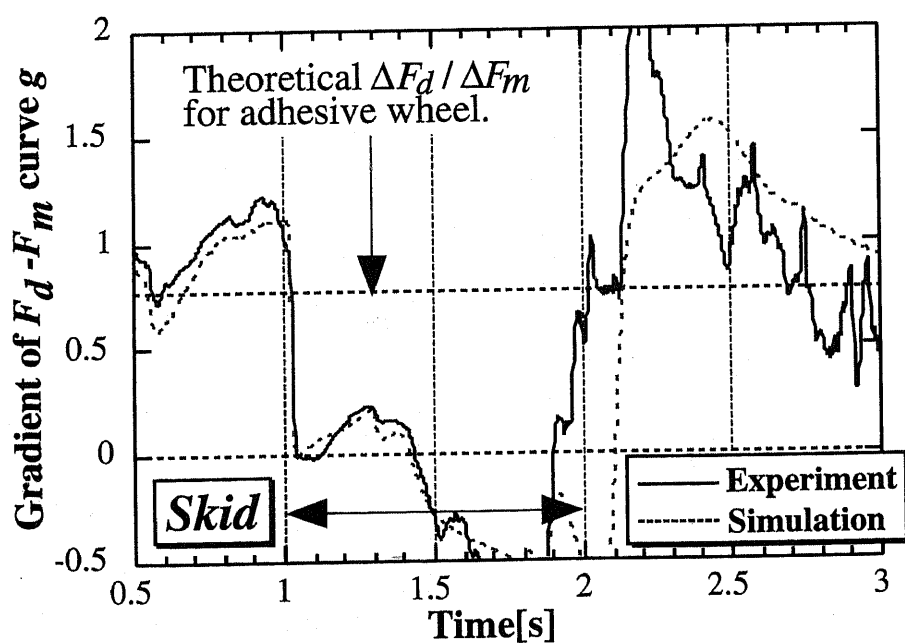


図 4.6: 同定された  $F_m - F_d$  曲線の傾き  $g$  (乾燥アスファルト路面での実験結果)

## 4.2.4 雪路上で急加速した場合の実験結果

同様の実験を雪路において行った結果を示す。この実験は、雪の降った日に大学構内で行われたものである。圧雪は行ったが、筆者らが踏み固めた程度であり完全ではない。急加速により空転が発生した際のスリップ率の時間応答を図4.7に、RLS法により同定された  $F_m - F_d$  曲線の傾き  $g$  を図4.8にそれぞれ示す。図から、乾燥アスファルト路面の場合と同様に、提案手法が空転を検出できている様子が理解できる。

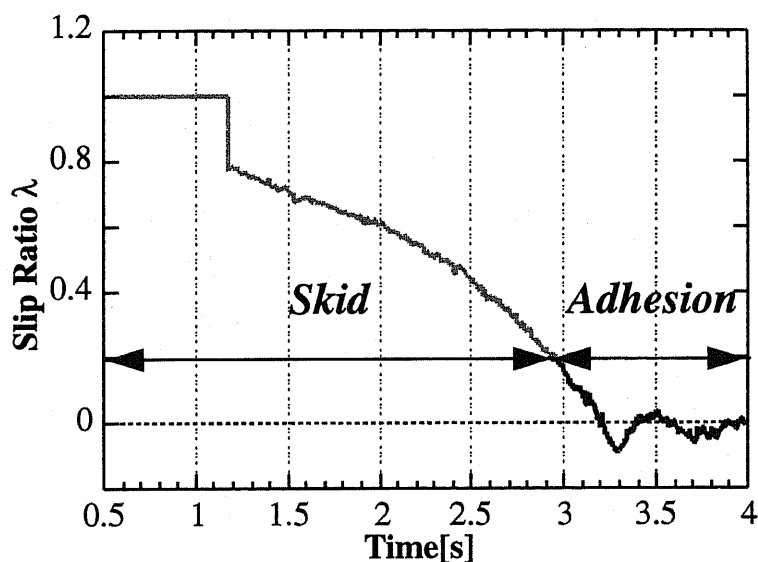
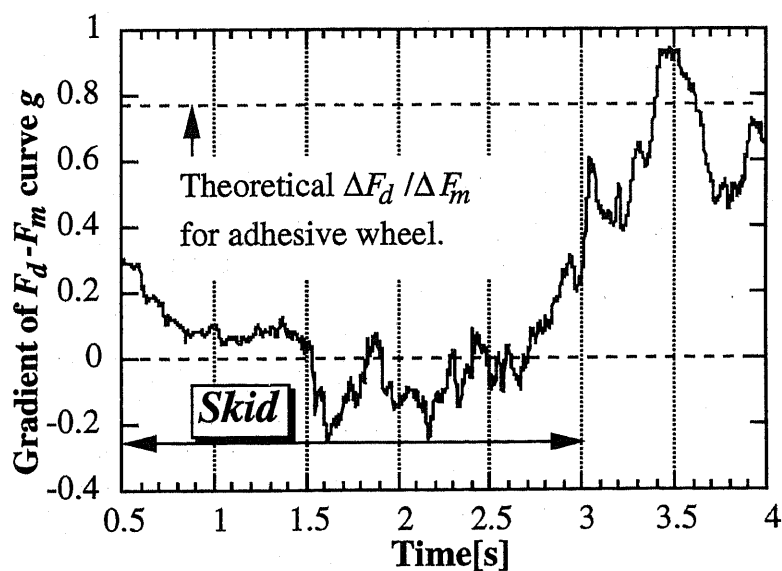


図 4.7: スリップ率（雪路上での実験結果）

図 4.8: 同定された  $F_m - F_d$  曲線の傾き  $g$ （雪路上での実験結果）

## 4.2.5 濡れた鉄板通過時の実験結果

次に、幅 0.8[m] の濡れた鉄板を乾燥アスファルト路面上に置き、モータトルク一定で加速走行する実験を行なった。乾燥アスファルトから濡れた鉄板に至ると空転が起こり、鉄板を通過して再びアスファルト路面に至ると再粘着する。図 4.9 にこの時のスリップ率応答を、図 4.10 に提案手法を適用した結果をそれぞれ示す。図 4.9 と図 4.10 を比較すると、この場合は提案手法がきちんと空転を検出できていないことが分かる。図にはシミュレーション結果も併せて示されているが、シミュレーションにおいても提案手法はきちんと空転を検出できていない。従ってこの問題が、実験におけるモデル化誤差等の影響などではないことが分かる。

この原因は RLS 法における入力変数ないし説明変数の変動が小さくなったことにある。今回行なった傾き  $g$  の同定に際しては、モータトルクを説明変数、駆動力推定値を被説明変数としている。このためこの実験では、説明変数があまり変動せず被説明変数だけが大きく変動することになる。RLS 法では、このような場合に安定に傾きを同定することができない。このため、この実験のようにモータトルクに変動がない場合に、正しい空転検出が行えなくなるのである。被説明変数である駆動力推定値は大きく変動している点で、信号のいわゆる Richness が小さくなっているわけではない。従って同定手法の改善によって対処できると考えているが、今後の課題となっている。

以上のように、提案手法は、モータトルク変動すなわち急加速ないし急減速による空転は検出できる一方、モータトルク一定で路面が急変して空転に至った場合の空転検出に問題があることが理解される。

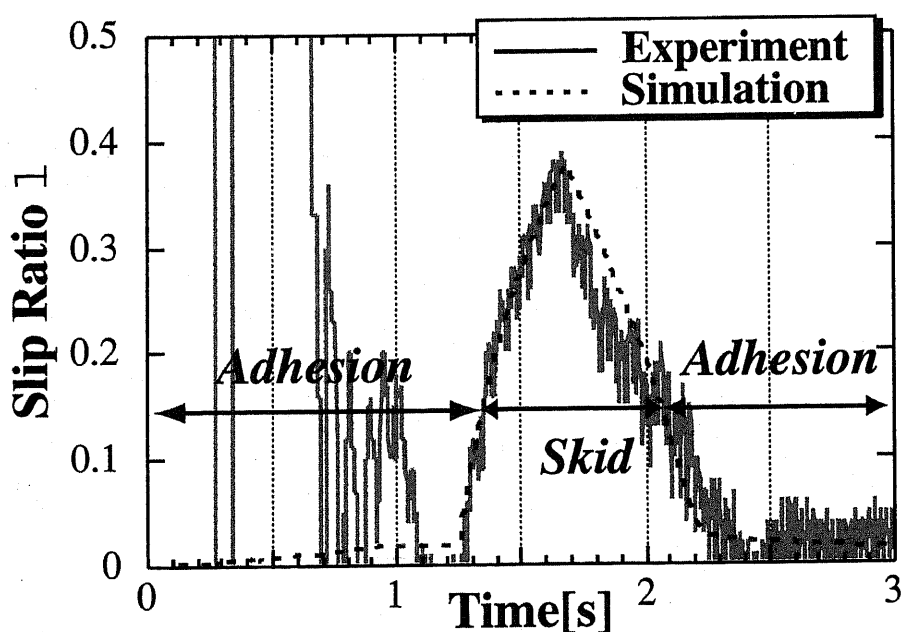
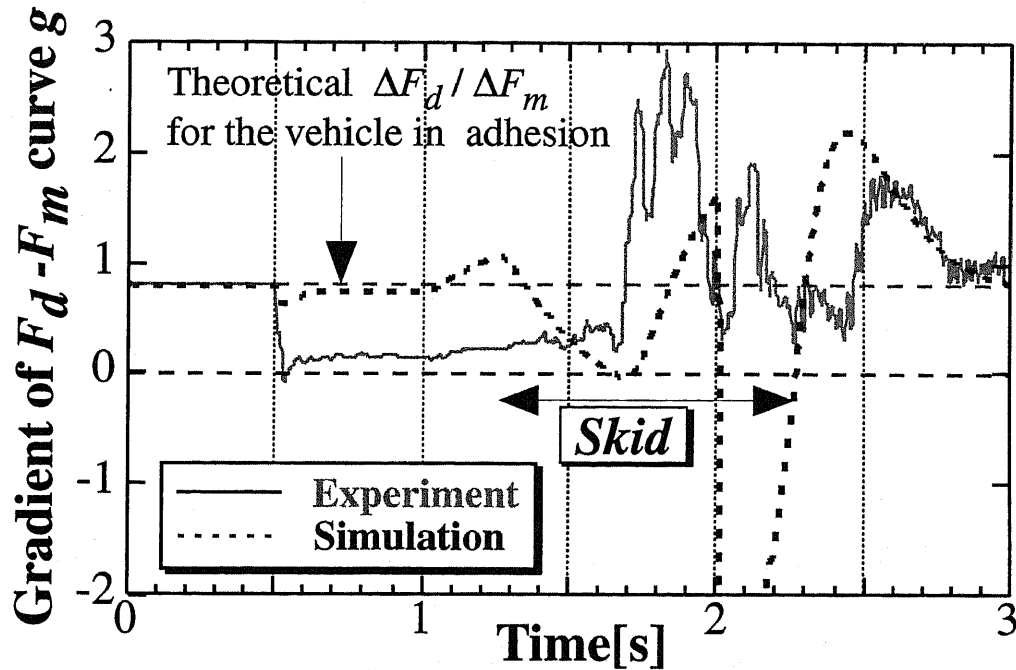


図 4.9: スリップ率の時間応答 (濡れた鉄板上での実験結果)


 図 4.10: 同定された  $F_m - F_d$  曲線の傾き  $g$  (濡れた鉄板上での実験結果)

### 4.3 空転防止制御への適用の可能性

#### 4.3.1 シミュレーションによる基礎的な検討

本節では、前節で提案した空転検出手法に基づくタイヤ空転防止制御則について検討を行い、これを実験により検証する。

提案手法は空転指標値  $g$  に基づくものであったが、これは  $\mu - \lambda$  曲線の傾きに依存している。従って理想的には、 $g$  は空転の状態を連続的に示すものであるが、検出遅れなどの影響を考え、ここでは空転・粘着の判定に用いることにする。従って初めに、粘着していればモータトルクを増し、空転したらモータトルクを減ずるという、ごく簡単な制御の適用を試みる。これにより、提案手法による空転・粘着の検出に基づく制御が可能であるか否かを、ある程度判断することができる。

空転検出器の出力  $g$  は、(4.5) 式により定義されるものであり、これは粘着状態と (4.3), (4.4) 式の関係にある。そこでここでは、

$$\begin{cases} g > 0.4\gamma_M & : \text{粘着モード} \\ g \leq 0.4\gamma_M & : \text{空転モード} \\ g \geq 1.2\gamma_M & : \text{再粘着検出 (粘着モードへ移行)} \end{cases} \quad (4.6)$$

として制御を行うことにする。但し、

$$\gamma_M = \frac{M}{M_w + M} \quad (4.7)$$

である。すなわち、 $g$  が  $0.4\gamma_M$  を下回ったら制御は空転モードに移行し、 $g$  が回復して  $1.2\gamma_M$  を越えると再び粘着モードに制御を切り替えるというものである。それぞれのモードでの制御則は、

$$\begin{cases} \frac{dF_m}{dt} = a & : \text{粘着モード} \\ \frac{dF_m}{dt} = -a & : \text{空転モード} \end{cases} \quad (4.8)$$

すなわち、粘着モードならモータトルクを線形に増大させ、空転モードに入ったら空転検出器が再粘着を判定するまでモータトルクを線形に減ずるという、極めて簡単なものである。 $a$  はここでは  $2625[\text{N/sec}]$  としたが、この数字に意味はなく、単なる一例として設定しただけである。

図 4.11 に、この様な制御則を適用した場合のシミュレーション結果を示す。シミュレーションはこれまでと同様に 2.5.2 節で用いたものであり、路面摩擦関数は Magic Formula により  $\lambda = 0.1$  で極大値  $\mu = 0.6$  を持つようなものを与えている。図から、トルクの増大に伴い  $1.4[\text{s}]$  付近で  $\lambda$  が  $0.1$  を越えて空転が始まり、やがてやや遅れて空転検出器がこれを検出してトルクを減じ、 $2.2[\text{s}]$  付近で再粘着するとやや遅れてこれが検出され、再びトルクが上昇を始めるという様子が理解される。この結果、スリップ率の致命的な増大が抑えられ、かつ駆動力がおおよそ最大値に近い値に維持されていることが分かる。

図 4.12 は図 4.11 とは別の路面摩擦関数 [42] を与えて行ったシミュレーション結果である。ここでの路面摩擦関数は  $\lambda = 0.2$  で極大値  $\mu = 0.4$  を持つ。この極大値つまり路面の最大発生力は、図 4.11 のシミュレーションにおける値の  $2/3$  倍である。路面摩擦関数以外は、パラメータも含めて図 4.11 の場合と同じである。図から、同様にスリップ率の急増が食い止められており、またやはり駆動力がその最大値付近の値を維持できている様子が理解される。これは提案する空転検出器を用いた空転防止法が路面状態に対してロバストであることを示す結果である。スリップ率に基づく通常の ABS や TCS では、制駆動力最大化のためには路面摩擦関数推定などを行って  $\mu-\lambda$  曲線のピークを与える  $\lambda$  を求めなければならない [54]。提案する空転検出法にはスリップ率が介在しないために、このような推定がなくともある程度の制駆動力最大化が可能である。



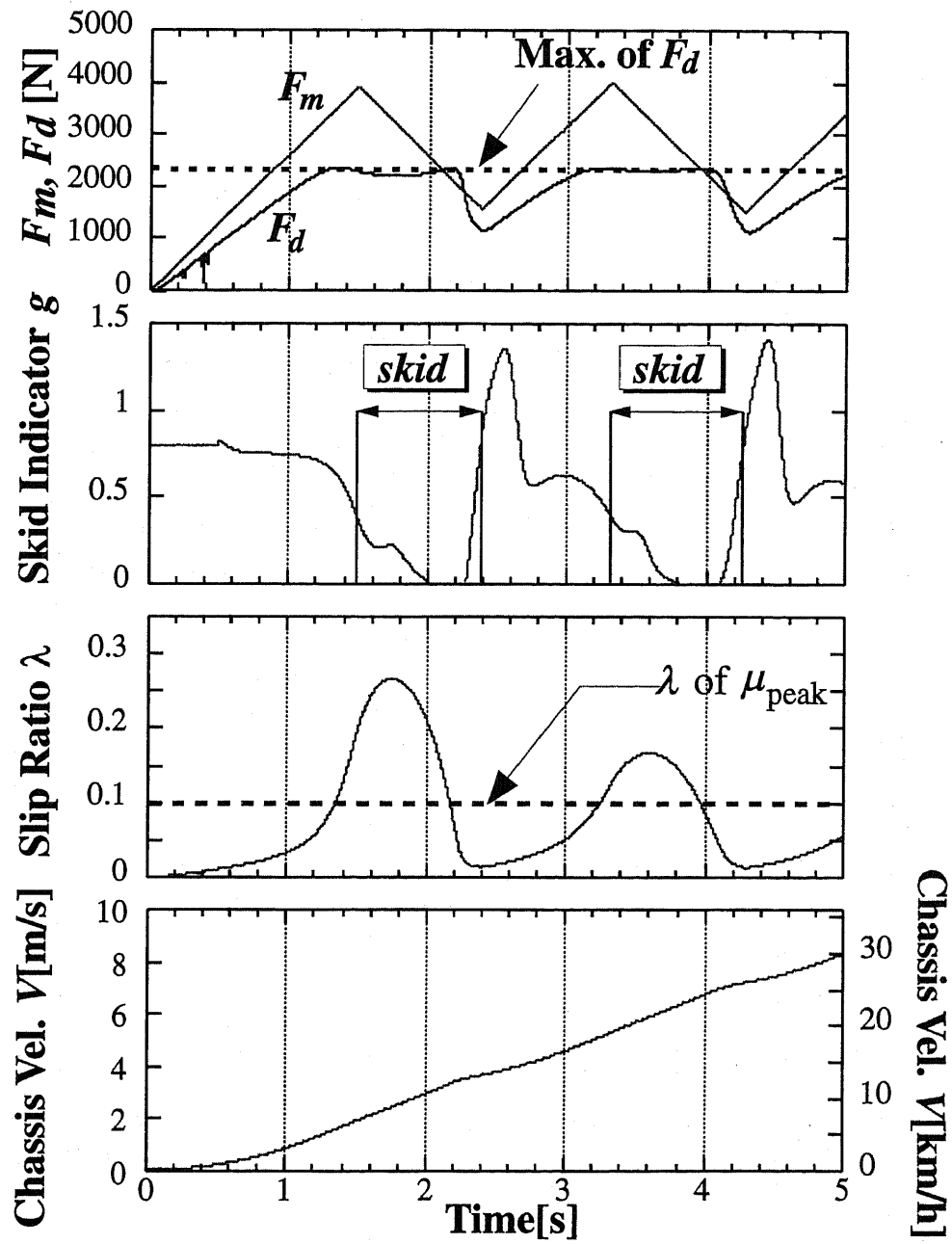


図 4.11: 空転防止のシミュレーション結果

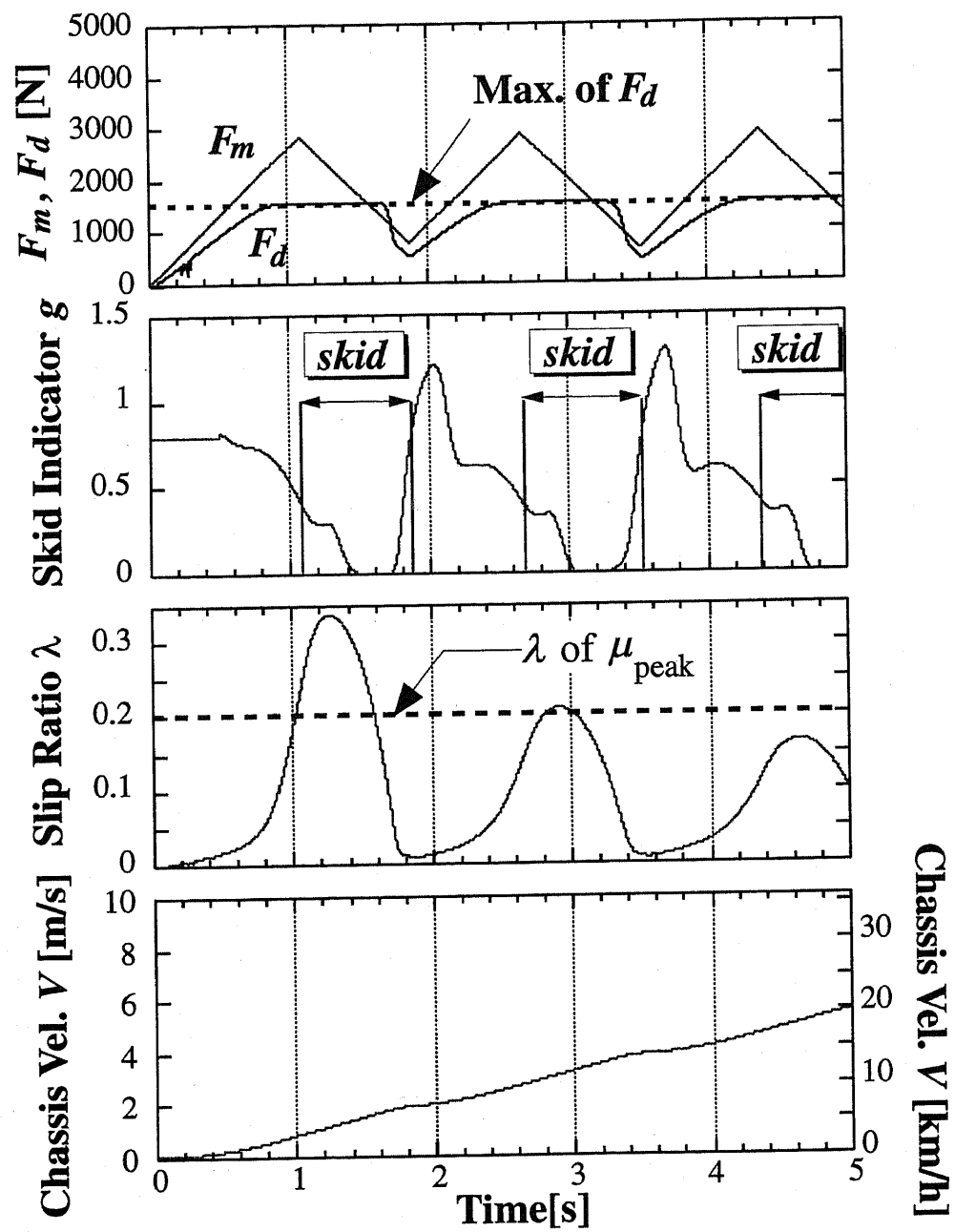


図 4.12: 空転防止のシミュレーション結果

### 4.3.2 実験による基礎的検討

次に、前記のシミュレーションと同様の実験を行った結果を示す。但し制御に際しての閾値を、

$$\begin{cases} g > 0.2\gamma_M & : \text{粘着判定} \\ g \leq 0.2\gamma_M & : \text{空転判定} \\ g \geq 0.8\gamma_M & : \text{再粘着検出, 粘着判定} \end{cases} \quad (4.9)$$

としている。図 4.13, 図 4.14 に示す通り、シミュレーションと同様の結果を得ることができる。

## 4.4 提案した空転検出器に基づく空転防止制御則

### 4.4.1 空転防止制御則の提案

以上の検討から、基本的には提案する空転検出手法に基づく空転防止制御が可能であることは理解された。そこで、より詳細な制御則の検討を行う。その際重要となるのは、スリップ率が振動する幅である。ここで検討している制御則は if-then 式のものであり、従って空転検出や制御の遅れが、図 4.14 に見られるようなスリップ率の振動となって現れるのである。3.4.2 節において検討した通り、この実験で用いた路面では 0.1 前後のスリップ率が最適で、この時最大の駆動力を発生できる。従って、制御の結果スリップ率が常に 0.1 前後となることが理想的であり、このためには制御系の遅れをなるべく小さくする必要がある。

まず、前節ではモータトルクの増減を直線的に行っていたが、これではいかにも応答が遅い。そこでトルク増減は指数的に行うこととする。すなわち (4.8) 式に代わり、

$$\begin{cases} \frac{dF_m}{dt} = \frac{F_{m1} - F_m}{\tau_{SP}} & : \text{粘着モード} \\ \frac{dF_m}{dt} = -\frac{F_m - F_{m0}}{\tau_{SP}} & : \text{空転モード} \end{cases} \quad (4.10)$$

なる式を用いる。ここで、二つパラメータ  $F_{m0}$ ,  $F_{m1}$  は、それぞれトルク減少、トルク増加の際の目標値つまり最小値、最大値に相当する。従って  $F_{m1}$  については、最初に空転を検出した時のトルク値とする。空転検出の遅れも考慮すれば、この値までトルクを増加すれば、その時の路面では確実に空転するからである。 $F_{m0}$  については、今回の実験装置では電気ブレーキが行えないので、単に 0 とした。 $\tau_{SP}$  はモータトルクの指数的増減の時定数である。

このような高速なトルク増減に伴い、空転指標値  $g$  も振動的になる傾向がある。これはトルク変動の不連続点をもたらす影響であると考えられる。実験などからは、特にトルクを減少から増加に切り替える際に大きな振動が生じることが観察されている。そこで粘着を検出してトルク増加からトルク減少に切り替えた直後の一定時間、空転検出器の動作を停止させている。シミュレーションでの検討から、今回はこの時間を 300[ms] としている (図 4.15)。

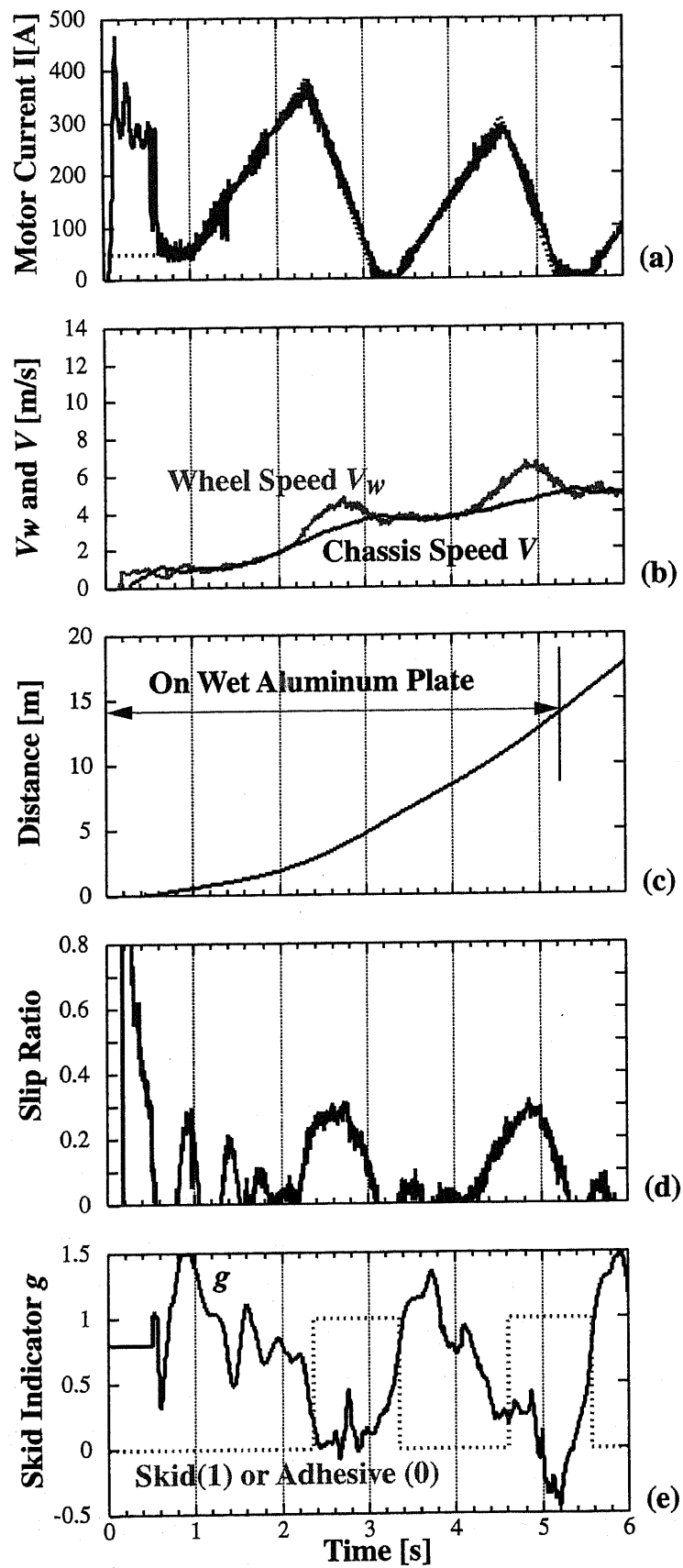


図 4.13: 空転防止制御を行なった場合の走行実験結果

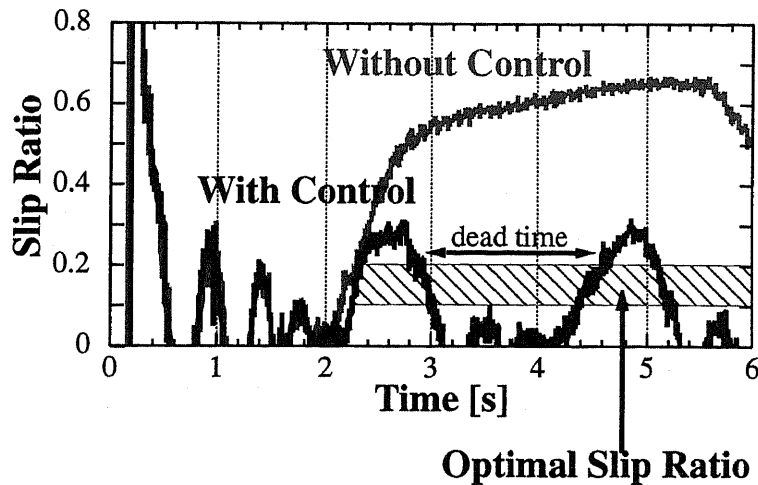


図 4.14: 空転防止制御によるスリップ率応答の改善

また、トルクの高速な増減が望ましいなら、例えば最大トルクと0の間をステップ状に切り替えた方が良いのではないかと疑問が生じる。しかしながら、これは適切な方法ではない。提案した空転検出器は、トルク増減に対する駆動力の変化を検出する手法である。このため、既に4.2.5節で述べた通り、トルクが一定の状態では空転が検出できない。ステップ状のトルク変動を与えては、トルクの変動が生じている時間が極小で、空転検出が行えなくなるのである。同様の理由から、(4.10)式における電流増減の時定数  $\tau_{SP}$  もあまり短くすることができない。図4.16に、駆動輪速度の検出に、車輪速度の2%程度のノイズを重畳してシミュレーションを行った結果を示す。時定数を極端に短くすると、

- トルクの増加は相対的に短時間に起こるので、トルク変動幅の小さい時間が多くなり、速度検出ノイズの影響が大きくなる。場合によっては、空転／再粘着が検出できなくなる。
- 一方で、電流の増減を速くしても、空転／再粘着検出の遅れが制限となって、全体の性能は必ずしも向上しない。つまり、スリップ率変動が高周期化してその振幅が小さくなるようなことは、みられない。

という現象が見られることがわかる。

実験的に求めた適切な値は  $\tau_{SP} = 150[\text{ms}]$  程度であった。これは、空転検出器が内包している外乱オブザーバの時定数  $100[\text{ms}]$  と同程度であり、感覚的には適切な値である。

また、実験的な検討に基づき、空転と粘着を判別する閾値を、

$$\begin{cases} g > 0.0 & : \text{粘着モード} \\ g \leq 0.0 & : \text{空転モード} \\ g \geq 0.5\gamma_M & : \text{再粘着検出 (粘着モードへ移行)} \end{cases} \quad (4.11)$$

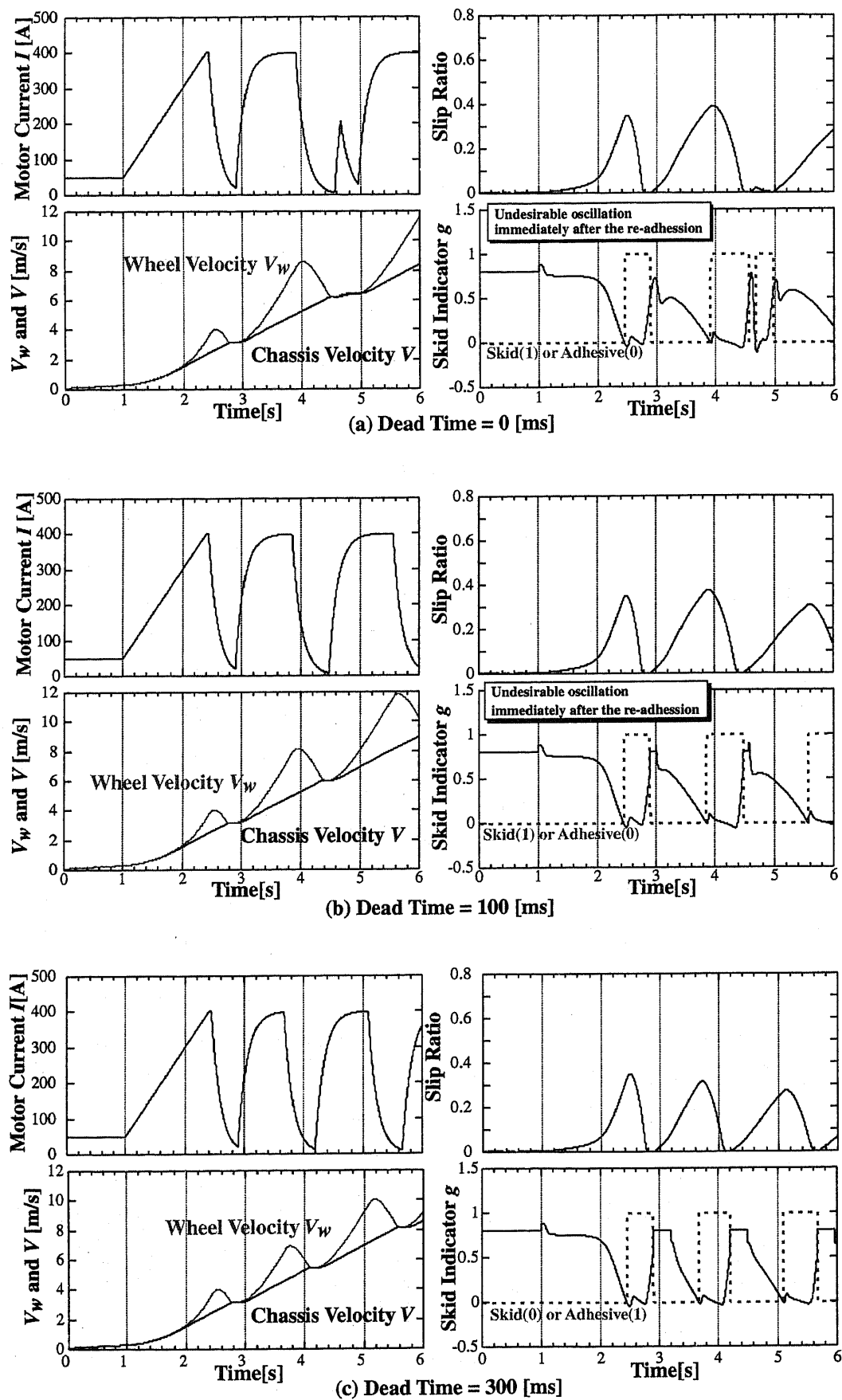


図 4.15: 再粘着検出後の動作停止時間の検討

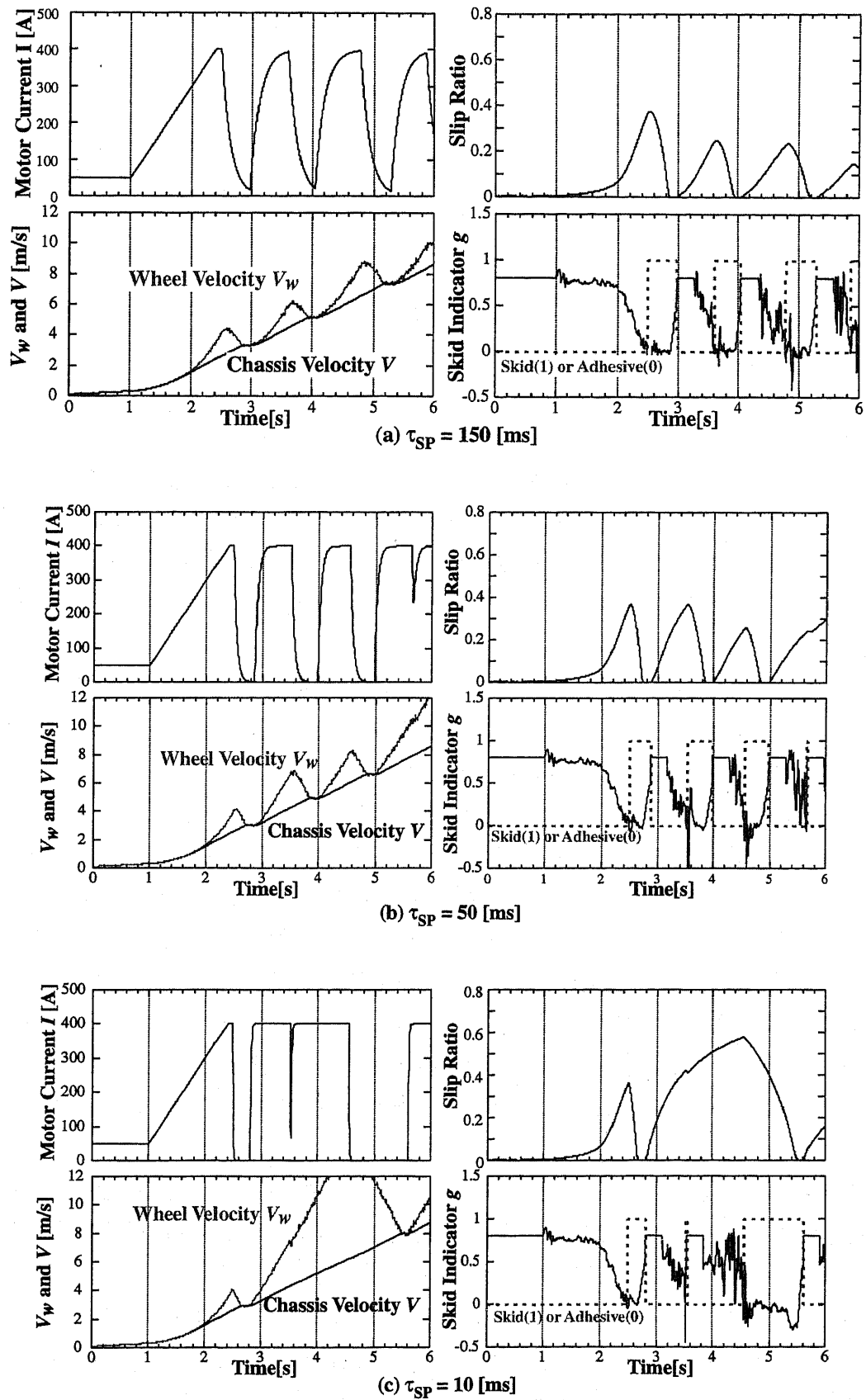


図 4.16: 電流増減の時定数  $\tau_{SP}$  の検討

とした。

以上の制御則を用いて行ったシミュレーションの結果を、図 4.17 に示す。

#### 4.4.2 空転防止制御の実験結果

ここで、提案する空転防止制御則の実験的検討を行う。そのためには、ある程度の時間大きな空転が起こるような状況が必要となるので、前章同様ここでも濡れたアルミニウム板を用いた低 $\mu$ 路上で実験を行う。図 4.18 に、4.4 節で提案した制御則を用いた空転防止制御の実験結果を示す。また、図 4.19 に、このような空転防止制御を適用しなかった場合の実験結果を示す。空転に至るまでのモータトルク上昇は、いずれの場合も同様であり、モータ電流で表現して  $250[\text{A/s}]$  という値に設定している。

開始時に車両は低 $\mu$ 路の手前  $0.5[\text{m}]$  に位置している。従って、乾燥アスファルト路面を  $0.5[\text{m}]$  走行して低 $\mu$ 路に至り、実験開始から  $14.5[\text{m}]$  走行すると低 $\mu$ 路の端部に達して再び乾燥アスファルト路面に戻る。車両が低 $\mu$ 路上を走行しているのは、車体速度の積分から  $0.9[\text{s}]$  から  $5.3[\text{s}]$  の間と分かる。図 4.18 の  $5.5[\text{s}]$  付近で、スリップ率の急減と車体速度の増加率の急増が見られているが、従ってこれは低 $\mu$ 路から乾燥アスファルト路面に至ったためである。

図 4.18 から、提案する制御則によって空転・再粘着を繰り返しながら車両が低 $\mu$ 路上を加速している様子が理解される。従って、提案した制御則が有効に働いていることが分かる。前節でのシミュレーション結果（図 4.17）と比較しても、両者が良く一致していることが分かり、設計手順も妥当なものだったと考えられる。スリップ率の応答も、おおよそ  $0.1 \sim 0.2$  を中心とした、振幅  $0.15$  程度のものであり、概ね満足のいく結果となっている。図 4.18 と図 4.19 を比較すると、まずスリップ率の急増を防いでタイヤ空転を防止している様子がよく理解される。これによって、横力の急減による車両 2 次元運動の不安定化を防止することができるのである。また、車体速度の時間応答を比較すると、スリップ率の急増すなわち横力の消滅を防ぎながら、駆動力もむしろ向上していることが分かる。前後力の確保は、例えばこの手法をブレーキ時に適用する場合を考えると、重要な課題である。横力を確保するために前後力が極端に減少してしまえば制御の意味がないのであって、提案手法はこの点でも適切なものと考えられる。

ここで試みに、最近発表された改良型 ABS[13] を適用した場合の車輪速度と車体速度の応答を、図 4.20 に示す。ABS はブレーキ時の制御であるが、既に述べた通り東大 3 月号 I では装置の制約から電気ブレーキを適用できないため、加速時の実験のみを行っている。そのため、本実験における車輪速度の上昇は、車輪速度の減少と読み変えて比較しなければならない。図 4.18 と図 4.20 との比較から、提案手法は車体速度情報を用いていないにも関わらず、概ね同程度の空転防止制御性能を達成できていることが理解される。

尚、図 4.20 において、初期に車輪速度の急減すなわちホイールロックに伴うスリップ率の



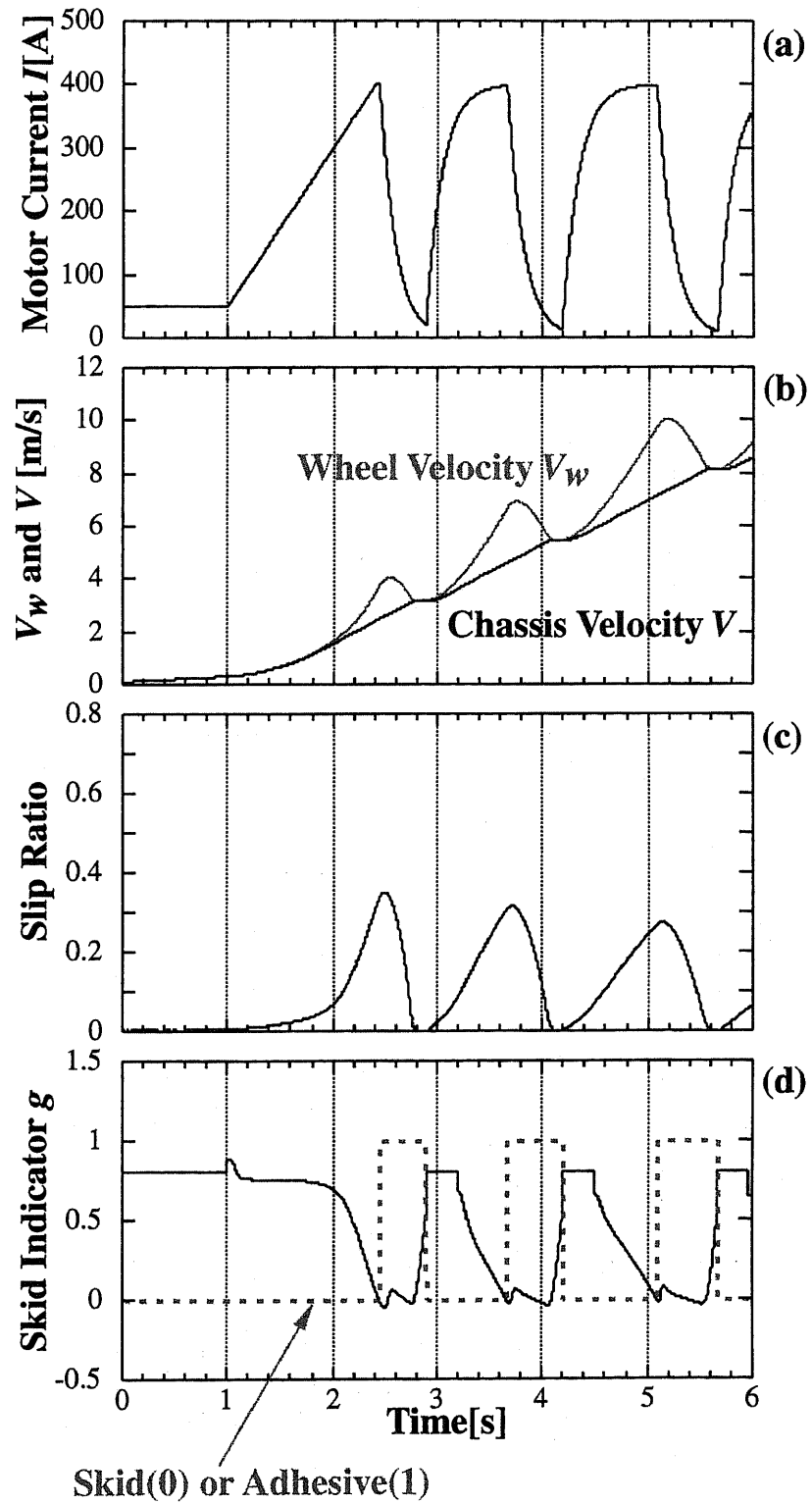


図 4.17: 提案する制御則 (シミュレーション結果)

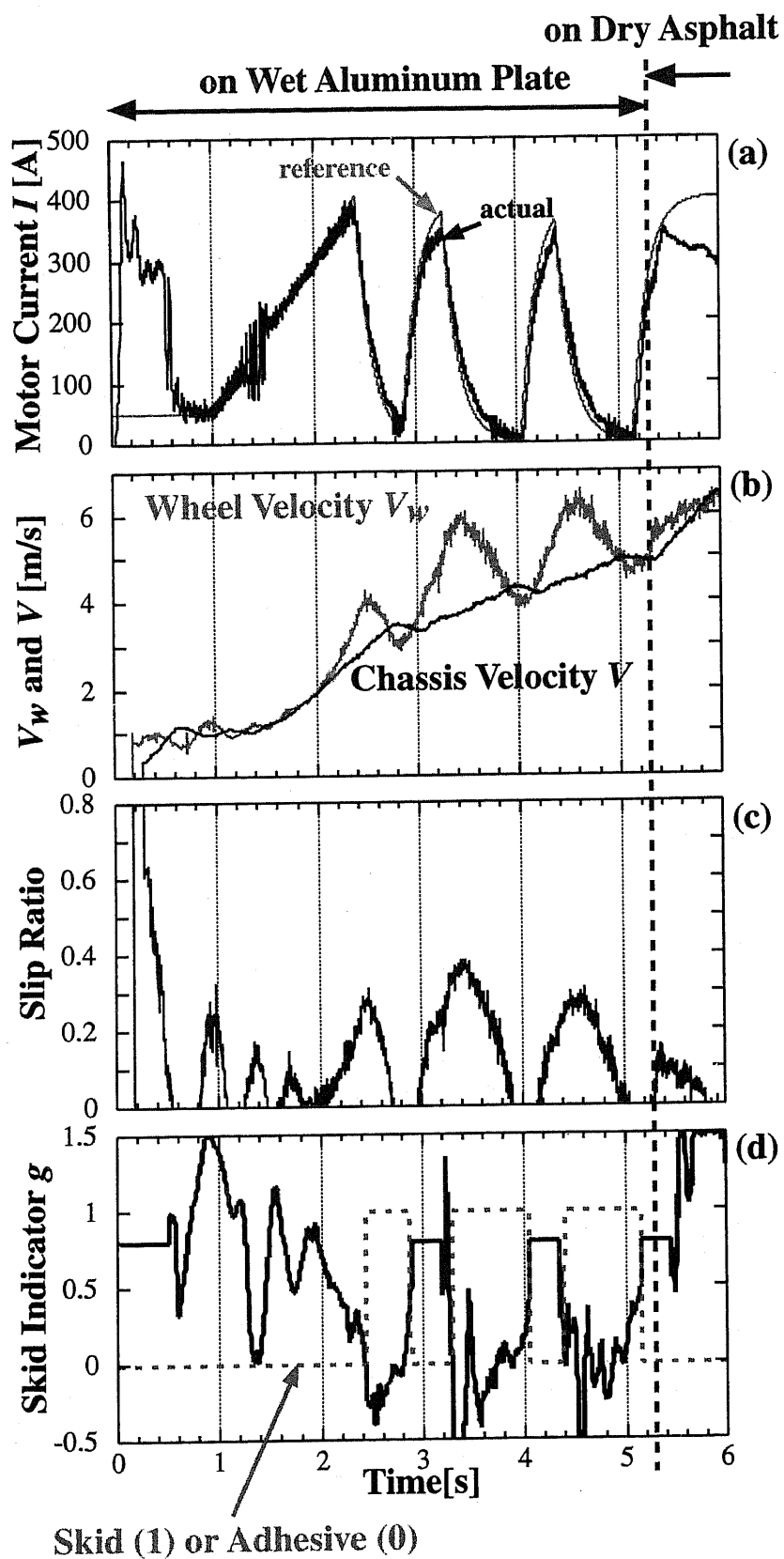


図 4.18: 提案する空転防止制御の実験結果

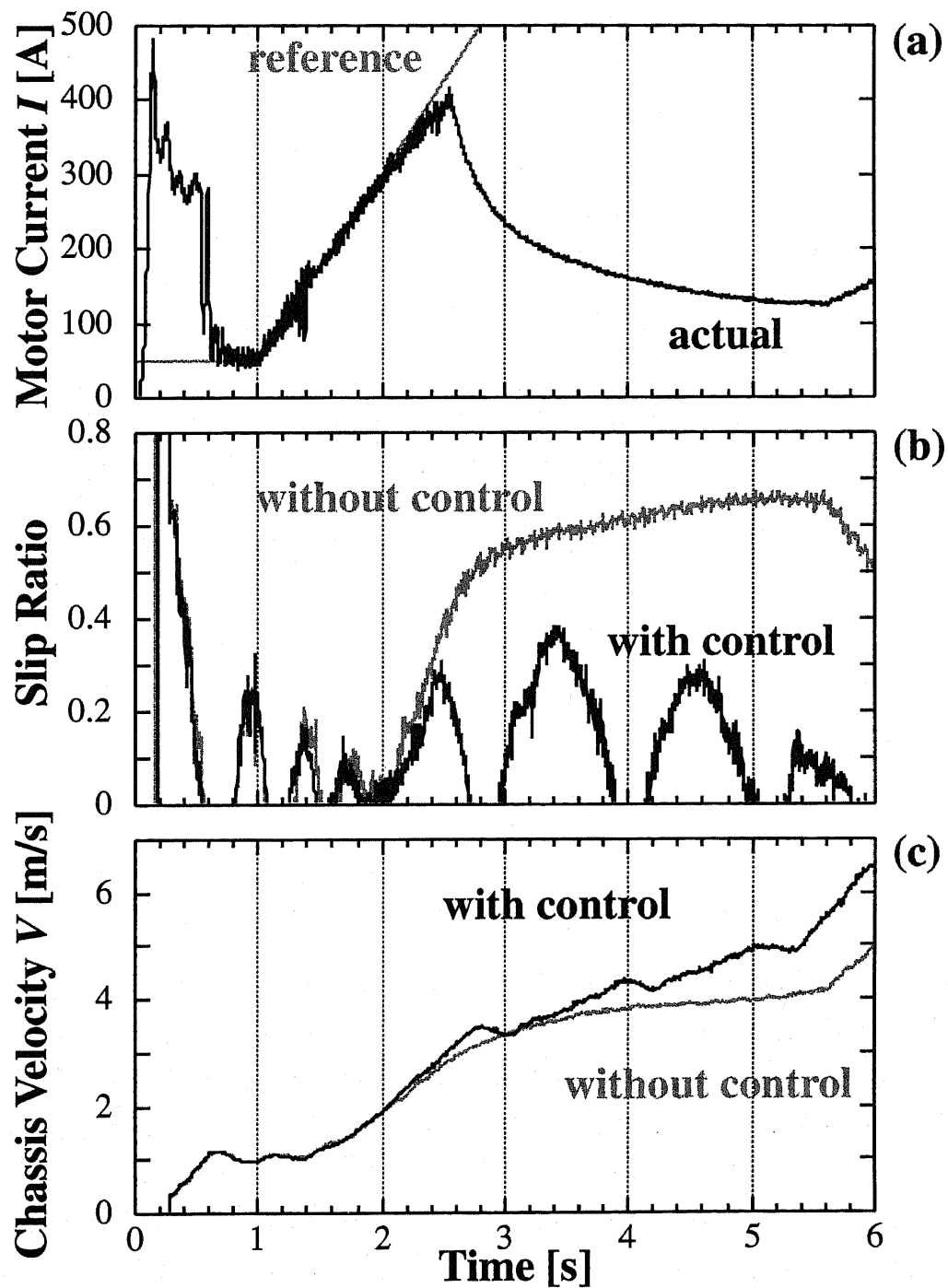


図 4.19: 提案する空転防止制御による空転防止の効果

急増が見られるが、その後は車輪速の急減が振動が見られていない。これは、最初のロックから路面状態を推定し、その後の制御に反映させるという制御を行っている為である。提案手法にはこのような状態推定は含まれていないので、比較としては、図 4.20 における最初の車輪速度の急減及びその後の回復と、図 4.18 におけるそれとを比較すべきである。提案手法において同様の路面状態推定を実現し、更なる性能向上を達成する余地があることは、改めて指摘するまでもない。

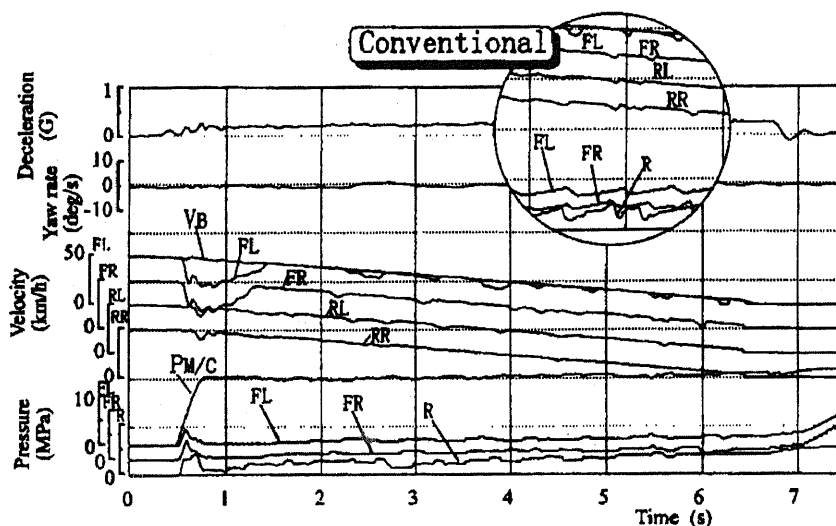


図 4.20: 通常の ABS における車速と車輪速度の応答 [13].  $V_B$  が車体速度,  $FL$  などが車輪速度。

#### 4.4.3 実験用路面の特性計測結果に基づく提案手法の評価

図 4.18 において、2[s] から 5.3[s] までの車体速度の平均加速度を求めると、 $0.98[\text{m/s}^2]$  となる。車両重量はおおよそ  $1100[\text{kg}]$  であるので、ここから平均駆動力を算出すると、おおよそ  $1100[\text{N}]$  となる。一方で、3.4.2 節における検討から路面の発生できる最大駆動力は  $1800[\text{N}]$  前後と見積もられていた。従ってこの比を計算すると、おおよそ発生できる最大駆動力の 60% 程度が確保されていた計算になる。この値が十分大きくはない理由としては、制御則の能力以外に、最大駆動力の見積もりの問題が考えられる。一般に路面の発生する駆動力はスリップ率に依存すると言われているが、実際にはスリップ速度  $V_s = V_w - V$  にも同時に依存していることが知られている。特に、 $\mu - \lambda$  の最大値は、スリップ速度つまりその時点での車体速度や車輪速度に影響を受ける。端的な表現をするなら、高速になればなるほど  $\mu - \lambda$  の最大値は減少するのである [50]。従って、各速度毎の  $\mu - \lambda$  曲線を描いて速度をパラメータとした最大駆動力を求める必要がある。前節での  $\mu - \lambda$  曲線計測に比べて、ここでの実験は最大加速付近で行われており車速が大きい。このため、路面が実際発生できる駆動力は前節での

見積もりである1800[N]前後より、小さい可能性がある。このような、速度をパラメータとした $\mu-\lambda$ 曲線の見積りは容易ではなく、今回は行っていない。ここでの実験結果から言えることは、提案する制御則によって確保される駆動力の、理想的な最大駆動力に対する割合は、少なく見積もって60%程度ということである。

## 4.5 あとがき

本章では、車体速度情報不要のタイヤ空転防止手法を提案した。その主要な構成要素は、車体速度情報を用いずにタイヤの空転発生を検出する、空転検出器であった。この空転検出器は、モータトルクの変動に対して、路面からの反力である駆動力が、どのように依存しているかを調べる手法であった。従ってモータトルクが正確に把握できることが条件となっている。従来の自動車においては、トルク源はエンジンでありブレーキである。エンジンの出力トルクは温度その他の状態に依存し、またアクセル等の入力に対する出力トルクの関係が、強い非線形を持っているため、出力トルクの正確な把握は容易ではない。油圧で駆動される通常のブレーキにおいても、たとえブレーキに入力される油圧が正確に分かって、ブレーキシューにおける減速トルクの発生が条件によって異なるため、同様に正確なブレーキトルク推定は容易ではない。提案した空転検出の手法は、従って、電気自動車の持つ制御面の利点の一つである、正確な出力トルクの把握という特徴を活かす一つの好例と位置付けることができる。

本章ではこの空転検出器に基づく空転防止制御についても検討を行った。その結果、車体速度情報を用いていないにも関わらず、従来のABSと比較してもさほど遜色ない空転防止制御を実現することができた。一方で、従来のABSを凌ぐ程の性能は、達成できていない。スリップ率の応答などをみても、さらなる改善の余地が残されている。

これは端的な表現をすれば、高速なトルク応答という電気自動車のもう一つの利点を十全に活かすことができていない為である。制御則(4.10)式におけるトルク制御の時定数は、既に述べた様に150[ms]程度が今回限界であった。これ以上の早いトルク変動に対しては、空転検出器が正しく空転と粘着を検出することができず、この限界は基本的には駆動力オブザーバの時定数100[ms]によって決まっていると考えられる。従って、例えば駆動力オブザーバに適用されているローパスフィルタを調節することで、性能の改善ができる可能性がある。また、粘着を検出した後に空転検出器の出力が振動的になるため、一定の検出停止時間をおく必要があった。この問題に対しても、より短い停止時間にすることができないかどうか、空転検出のアルゴリズムも含めて検討する必要がある。

より有望な方法としては、前章で述べた車輪速制御系をマイナーループとして構築するアイデアが挙げられる。図4.18に示した通り、空転発生の瞬間に車輪速度の急激な上昇が起こっている。従って、対象となる空転現象の時定数を遅らせることができれば、これは有効な改善方法となるだろう。電気自動車では車輪速制御系の構築により、空転現象の時定数を

車輪慣性と車体重量の違いの分だけ遅らせることができることは、既に前章で指摘した通りである。この場合の問題点は、フィードバック制御によってモータトルクないし電流に重畳される高周波成分の影響である。ハイゲイン車輪速制御系と空転検出器／制御器の適切な組合せ方は、今後に残された興味深い課題である。

提案した空転検出手法は、実際に用いられる際には、この手法単独で空転を防止するといふより、他の空転検出方法、たとえば車体速度推定に基づく方法などと、組み合わせられて用いられるべきだと考えている。車輪速度制御系のみならず、この様な他の既存の空転防止制御手法との組合せが、今後は一つの重要な課題であろう。また、この空転検出手法は、 $\mu-\lambda$ 曲線の傾きを間接的に検出する手法であるから、 $\mu-\lambda$ 曲線の極大値や極大値を与えるスリップ率を推定する、いわゆる路面状態推定にも、なんらかの寄与がある可能性が考えられる。近年高い関心を集めているのが、DYCやABSなどの車両運動制御の統合である[28]。これらの制御においては、路面の最大駆動力などのパラメータを推定し、路面の状態に応じた制御を行う必要がある。このため、近年路面状態推定の必要性が強く認識されてきている[39][55]。従って、これら路面状態推定における空転検出器の位置付けにも、検討の余地がある。

いずれにしろ、今後は様々な手法と提案した空転検出手法とを統合し、システムとしての性質について研究を進める必要があると考えられる。このような総合的なシステムの研究開発は、特に自動車メーカーの得意とするアプローチである。今後予想される電気自動車関係の研究開発競争において、このような研究が自動車メーカー主導でも進められることを期待して、本章を締めくくるものである。

以上、第2章から本章まで、主に前後方向の、一次元の車両運動、特に空転防止制御に関して論じて来た。電気自動車における空転防止制御の検討はひとまず本章で終わり、以下の章では、話題を電気自動車における車両2次元運動に移してさらに議論を進めて行くことにする。

# 第5章 電気自動車における車両 2 次元運動制御の研究の必要性

## 5.1 まえがき

前章までの内容は、主に各駆動輪の制御に関するものであった。一方で本章以降の内容は、車両の二次元運動に関するものである。その理解の為には車両の二次元運動に関するいくつかの知識などが必要であるので、本章の前半ではこの紹介を行う。

本論文で車両の二次元運動を扱う理由は、モータの場合には小型化が容易なため、各輪毎にモータを配置しておくことが比較的容易に行えることにある。既に序章でも指摘した通り、このようなモータの端的な例として、例えばインホイールモータなどが既に実用化されているし、またそれを用いた車両も実験的には開発されている (IZA, Luciole など)。これらの車両では、左右の駆動輪で異なるトルクを発生し、これによって車両にヨーモーメントを与えて車両の運動を制御するといった制御の大きな可能性があるように思われる。これと類似する制御としては、DYC と呼ばれる手法がある。DYC は従来の内燃機関自動車において提案され、近年盛んに研究が行われている手法である。

そこで本章の後半では、シミュレーション例などを示しながら、この DYC に関してその効果や性質などを説明する。つまり本章は、以降の章の議論の準備となっている章であって、この章自体が新しい制御手法の提案などを目的としているわけではないことを、ここに断っておく。また本章の前半などで述べている内容は、自動車工学においては良く知られた事項についての説明であるので、不要であれば読み飛ばしても構わない。

## 5.2 車両 2 次元運動の方程式

ここで、車両運動を記述する為の基礎的方程式を紹介する [40]。車両運動は各所に非線形な特性を含む複雑な運動であるが、ここではなるべく簡潔にその導出を紹介する。

### 5.2.1 座標系

一般に車両運動を記述する場合、車両に固定した座標系を採用することが多い (図 5.1)。車両運動を考える上で重要なのは、車両姿勢の方向と車両が進行する方向とが一般に一致しな

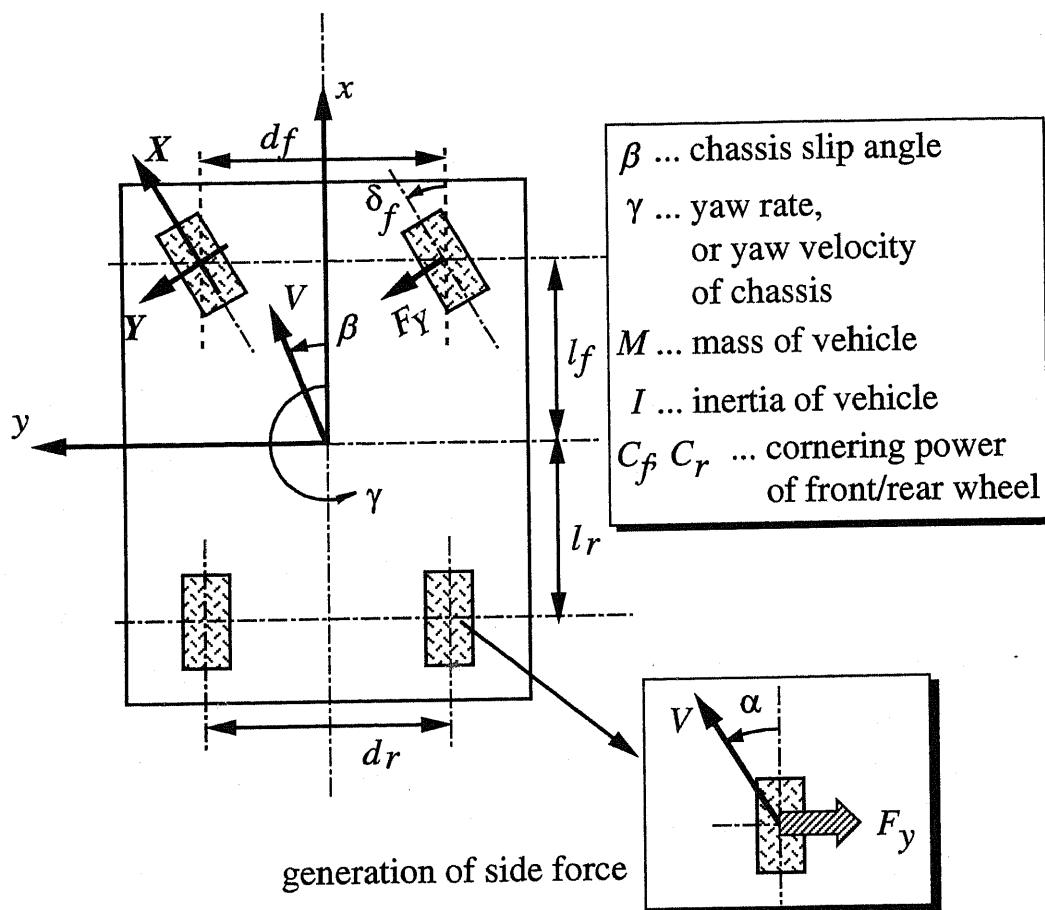


図 5.1: 二輪車両モデルにおける座標系

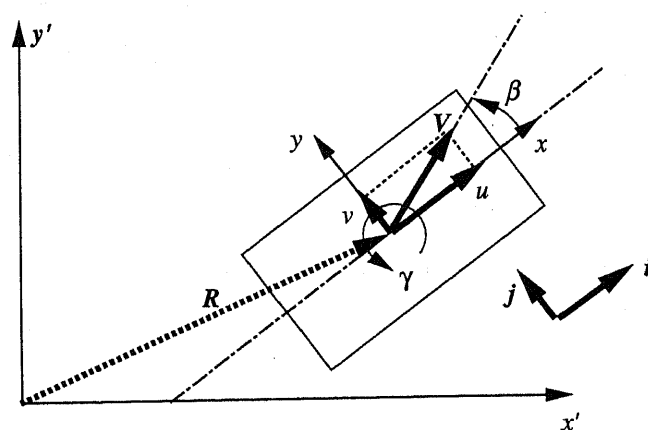


図 5.2: 車両運動の表現



い点である。この両者の差を、(車両) すべり角  $\beta$  と称する。

さて  $x, y$  方向の単位ベクトルをそれぞれ  $i, j$ , 車両重心の位置ベクトルを  $R$ , 重心速度の  $i, j$  方向の成分をそれぞれ  $u, v$ , また走行速度を  $V = \sqrt{u^2 + v^2}$  とする。

この時図 5.2 から明らかに,

$$\dot{R} = ui + vj \quad (5.1)$$

$$\ddot{R} = \dot{u}i + u\frac{d}{dt}i + \dot{v}j + v\frac{d}{dt}j \quad (5.2)$$

車両姿勢の、重心における  $z$  軸まわりの角速度を  $\gamma$  とすると,

$$\frac{d}{dt}i = \gamma j, \quad \frac{d}{dt}j = -\gamma i \quad (5.3)$$

となる。 $\gamma$  は、ヨーレートと呼ばれる変数である。式 (5.3) を式 (5.2) へ代入して,

$$\ddot{R} = (\dot{u} - v\gamma)i + (\dot{v} + u\gamma)j \quad (5.4)$$

と書き直せる。

ここで、車両重心速度の大きさが  $V$  であるので,

$$u = V \cos \beta, \quad v = V \sin \beta$$

$$\dot{u} = -V\dot{\beta} \sin \beta + \dot{V} \cos \beta$$

$$\dot{v} = V\dot{\beta} \cos \beta + \dot{V} \sin \beta$$

これを式 (5.4) へ代入すると、重心の  $x$  方向加速度  $a_x$  と  $y$  方向加速度  $a_y$  がそれぞれ,

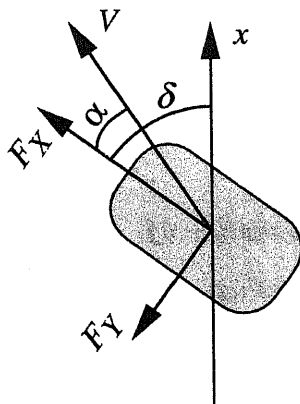
$$a_x = -V \sin \beta (\dot{\beta} + \gamma) + \dot{V} \cos \beta \quad (5.5)$$

$$a_y = V \cos \beta (\dot{\beta} + \gamma) + \dot{V} \sin \beta \quad (5.6)$$

となる。これで、あとは車両に加わる力が明らかになれば、その運動方程式を記述することが出来る。

### 5.2.2 タイヤに発生する力

タイヤに発生する力を厳密に扱うことは、非常に難しい。定性的にはスリップ率によって前後方向の駆動力（あるいは制動力）が決まり、タイヤにおけるすべり角 (slip angle)  $\alpha$  によって横力 (side force) が決まる。Blush Model などの比較的簡単な物理モデルも存在するが、それでもここでの解析には複雑過ぎる。そこで以下、横力の近似的な関数化について二つの例を示して説明を行う。なおタイヤにおけるすべり角  $\alpha$  は、図 5.3 に示される様なタイヤ回転面とタイヤ進行方向のなす角を意味している。

図 5.3: タイヤにおけるすべり角  $\alpha$ 

**線形タイヤモデル** 最も簡単なモデル化は、横力がすべり角  $\alpha$  に比例するという式 (5.7) の様なものである。

$$\text{SideForce} = CP\alpha \quad (5.7)$$

この比例係数 CP は一般に、Cornering Power (あるいは Cornering Stiffness) と呼ばれている。

**非線形タイヤモデル** タイヤの非線形性を考慮したモデルは用途や注目する点に応じて無数に存在している。ここでは比較的簡単なもの [56] を一つ紹介しておく。

$$\text{SideForce} = -G_x C \frac{\mu_{\text{peak}}}{k} \tan^{-1} \left( \frac{k}{\mu_{\text{peak}}} \alpha \right) \quad (5.8)$$

$$k = C \frac{\pi}{2} \frac{1}{N}$$

$$G_x = \sqrt{1 - \left( \frac{F_X}{\mu N} \right)^2}$$

但し  $\mu_{\text{peak}}$  は路面-タイヤ間の最大摩擦係数、 $F_X$  は発生している前後力、 $N$  はタイヤにおける垂直加重力、 $C$  は  $\alpha = 0$  付近での横力の増加率を記述する係数である。このモデルは、 $\alpha$  が増加するにつれて横力が飽和し、また駆動力  $F_X$  が大きくなると横力の値が小さくなるようなタイヤモデルとなっている。モデルの入力は、従ってタイヤすべり角  $\alpha$  と前後方向の駆動力  $F_X$  である。

では、各タイヤにおけるすべり角  $\alpha$  はどのように考えれば良いのであろうか。これは実は、重心すべり角と重心角速度（ヨーレート）、そして車両におけるタイヤの幾何的配置などによって決定される。次節で、このタイヤの配置の扱いについて説明する。

### 5.2.3 4 輪モデルと 2 輪モデル

図 5.4 は重心すべり角  $\beta$  とヨーレート  $\gamma$  から、各タイヤのすべり角  $\alpha$  が決定される過程を示すための図である。

図の原点は車両重心である。この様な幾何的關係から、例えば左前輪においては、 $x$  方向に  $-l_0\gamma \sin \theta = -\gamma d/2$ ,  $y$  方向に  $l_0\gamma \cos \theta = \gamma l$  という速度が、ヨーレート  $\gamma$  によって生じることが分かる。これにさらに重心速度  $V$  が加わったものが、タイヤの地面に対する速度になり、この速度の方向とタイヤの回転面の方向の差がタイヤにおけるすべり角  $\alpha$  になる。具体的に左前輪においては、

$$\alpha = \tan^{-1} \left( \frac{V \sin \beta + l_f \gamma}{V - \gamma \frac{d_f}{2}} \right) - \delta_f \quad (5.9)$$

なるすべり角が生じる。但し  $\delta_f$  はタイヤの舵角、すなわちタイヤ回転面の車両姿勢方向に対する角度である。また  $l_f$  は前輪と重心の間隔、 $d_f$  は前輪の間隔（トレッド）である。

これを 4 輪について考えれば、各輪のすべり角を  $V, \beta, \gamma$  から求めることが出来る。このようなモデルは、一般に 4 輪モデルと呼ばれている。その記述式は、タイヤ特性のモデル化に応じた非線形な方程式群となる。この 4 輪モデルは、主に計算機シミュレーション等に用いられる式であるが、そのより具体的な展開は第 6 章などで述べたいと思う。

ここでは、より直観的な車両運動に関する理解を深めるために、以下の近似モデルについて議論を進める。

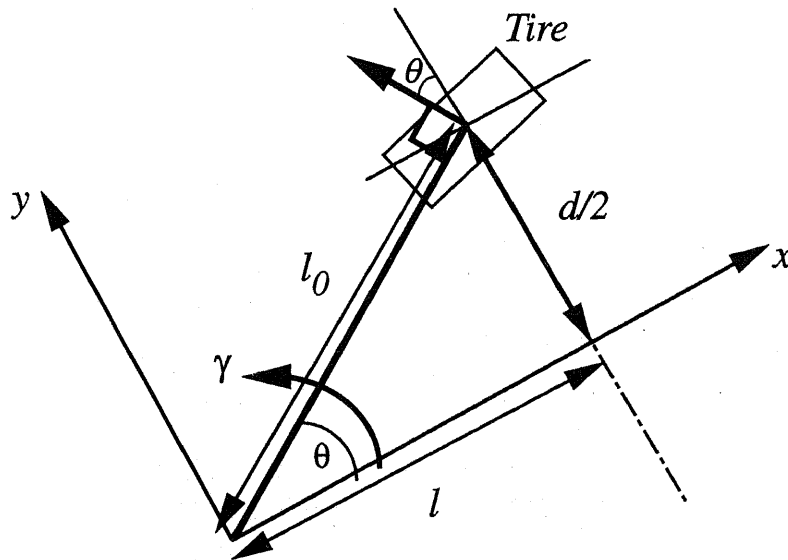


図 5.4: ヨーレート  $\gamma$  が各タイヤのスリップ角に与える影響

## 5.2 車両 2 次元運動の方程式

**2 輪モデル** 式 (5.9) に対して, すべり角  $\beta$  が小さくかつ  $l_f\gamma/V$ ,  $d_f\gamma/2V$  が小さいという仮定 (角速度分が車両速度分に対して小さい) により, 前 2 輪におけるすべり角が等しくなり, かつ後 2 輪におけるすべり角が等しくなる. それぞれ  $\alpha_f$ ,  $\alpha_r$  とおくと,

$$\alpha_f = \beta + \frac{l_f\gamma}{V} - \delta_f \quad (5.10)$$

$$\alpha_r = \beta - \frac{l_r\gamma}{V} - \delta_r \quad (5.11)$$

但し  $l_r$  は重心と後輪の距離である.  $\delta_r$  は後輪の舵角であり, 通常の 2 輪操舵車の場合 0 となる.

この近似は左右輪を同一視するもので, つまり図 5.5 の様な前後 2 輪しかない車両を考えていることになる. そのため, このようなモデルは一般に二輪車両モデルと呼ばれている.

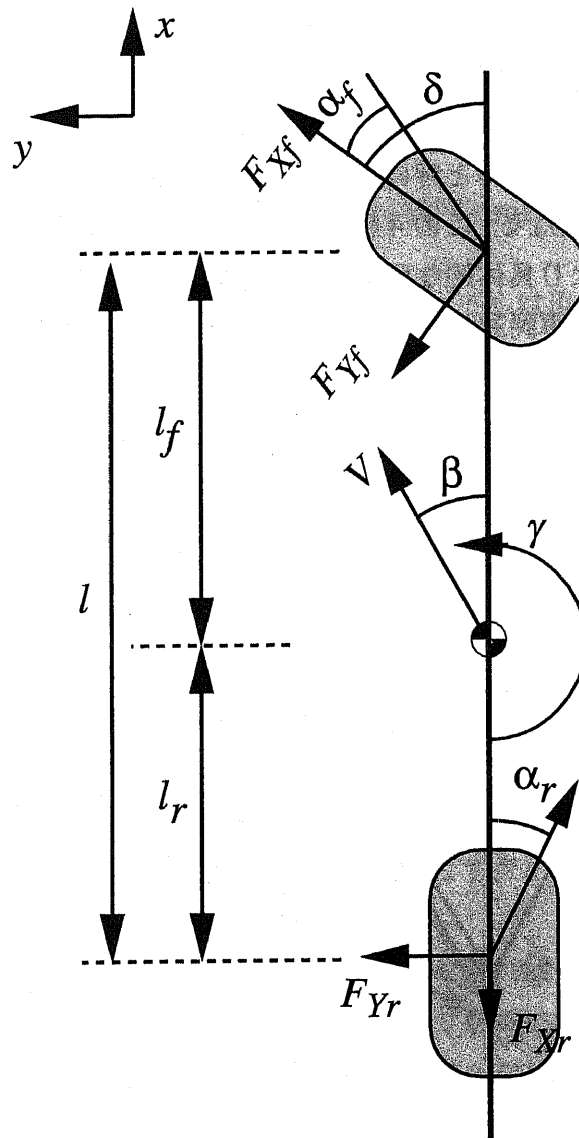


図 5.5: 二輪車両モデル

### 5.2.4 線形車両運動方程式

以上をもとに、線形な車両運動方程式を導出する。但し前輪、後輪における駆動力をそれぞれ  $F_{Xf}, F_{Xr}$ , 横力をそれぞれ  $F_{Yf}, F_{Yr}$  とおく。ここで用いている座標系は、車両に固定された右手系の  $x-y$  座標系であり、進行方向が  $x$  方向であるが、タイヤで発生する力だけに関しては、タイヤに固定された  $X-Y$  座標系で記述されている。この点に留意すると、図 5.5 より運動方程式は、

$$Ma_x = F_{xf} \cos \delta_f - F_{yf} \sin \delta_f + F_{xr}$$

$$Ma_y = F_{xf} \sin \delta_f + F_{yf} \cos \delta_f + F_{yr}$$

$$I\dot{\gamma} = -l_f F_{xf} \sin \delta_f + l_f F_{yf} \cos \delta_f - l_r F_{yr}$$

と書ける。 $M, I$  はそれぞれ車両の質量及び  $z$  軸回りの慣性モーメントである。 $a_x, a_y$  は既に式 (5.5), (5.6) で与えられている。従って適当なタイヤモデルを仮定して  $F_Y$  を関数化すれば、重心速度の大きさ  $V$ , 重心すべり角  $\beta$ , ヨーレート  $\gamma$  を変数とする非線形微分方程式が導出されるが、ここではよりイメージを把握しやすい様に、同様に近似によって線形状態方程式を導出する。すなわち、式 (5.5), (5.6) において車速がほぼ一定かつ  $\beta \ll 1$  とし、

$$\dot{V} = 0$$

$$\sin \beta = \beta, \quad \cos \beta = 1$$

とする。さらに上の運動方程式中で  $\delta_f \ll 1$  つまり  $\sin \delta_f = 0, \cos \delta_f = 1$  とする近似を採用する。これにより

$$MV(\dot{\beta} + r) = F_{Yf} + F_{Yr} \quad (5.12)$$

$$I\dot{\gamma} = l_f F_{Yf} + l_r F_{Yr} \quad (5.13)$$

なる、最も簡単な形の車両運動方程式を導出できる。ここで線形タイヤモデルの式 (5.7), および 2 輪モデルにおけるタイヤすべり角の式 (5.10), (5.11) をあわせると、

$$F_{Yf} = -C_f \left( \beta + \frac{l_f}{V} \gamma - \delta_f \right) \quad (5.14)$$

$$F_{Yr} = -C_r \left( \beta + \frac{l_r}{V} \gamma \right) \quad (5.15)$$

の様に各輪の横力が定式化され、これと式 (5.12), (5.13) により

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (5.16)$$

但し

$$\mathbf{x} = [\beta, \gamma]^t \quad (5.17)$$

$$A = \begin{bmatrix} -2\frac{C_f + C_r}{MV} & -1 - 2\frac{l_f C_f - l_r C_r}{mV^2} \\ -2\frac{l_f C_f - l_r C_r}{I} & -2\frac{l_f^2 C_f + l_r^2 C_r}{IV} \end{bmatrix} \quad (5.18)$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{2C_f}{MV}, & \frac{2l_f C_f}{I} \end{bmatrix}^t \quad (5.19)$$

$$u = \delta_f \quad (5.20)$$

なる線形状態方程式を得ることが出来る。より狭い意味で、一般に二輪モデルと言う場合には、タイヤ特性の線形モデルと組み合わせられた、この線形運動方程式を指す場合も多い。なお、 $C_f, C_r$  は前・後輪の Cornering Power である。

## 5.3 車両 2 次元運動の様々な性質

### 5.3.1 車両運動の定常特性

前節で導出した車両運動のモデルから、その定常特性を検討することができる。式 (5.16) において、時間微分項を全て 0 とすると、機械的に

$$\mathbf{x} = -A^{-1}Bu \quad (5.21)$$

ここで、

$$\det A = \frac{4l^2 C_f C_r}{MIV^2} \left( 1 - \frac{l_f C_f - l_r C_r}{2l^2 C_f C_r} MV^2 \right) \quad (5.22)$$

従って、

$$\beta = \left( \frac{1 - \frac{2l_f}{ll_r C_r} MV^2}{1 - \frac{l_f C_f - l_r C_r}{2l^2 C_f C_r} MV^2} \right) \frac{l_r}{l} \delta_f \quad (5.23)$$

$$\gamma = \left( \frac{1}{1 - \frac{l_f C_f - l_r C_r}{2l^2 C_f C_r} MV^2} \right) \frac{V}{l} \delta_f \quad (5.24)$$

これは、車両の定常円旋回運動を表す式である。ちなみに車両定常円運動の軌跡を路面座標系で記述し、

$$x = R \cos \omega t$$

$$y = R \sin \omega t$$

とすると,

$$\dot{x} = -R\omega \sin \omega t$$

$$\dot{y} = R\omega \cos \omega t$$

ここで車両座標系と路面座標系の座標変換を行い, 車両座標系における速度

$$u = V \cos \beta \quad (5.25)$$

$$v = V \sin \beta \quad (5.26)$$

を代入すると,

$$V \cos \beta = -R\omega \cos \theta \sin \omega t + R\omega \sin \theta \cos \omega t = R\omega \sin(\theta - \omega) \quad (5.27)$$

$$V \sin \beta = R\omega \sin \theta \sin \omega t + R\omega \cos \theta \cos \omega t = R\omega \cos(\theta - \omega) \quad (5.28)$$

ここで,

$$\theta = \theta_0 + \int_0^t \gamma dt \quad (5.29)$$

従って, 定常円旋回中の車両は,  $\gamma$  = 一定で, かつ姿勢の回転角速度  $\gamma$  と軌跡の角速度  $\omega$  が一致し, また

$$R = \frac{V}{\omega} = \frac{V}{\gamma} \quad (5.30)$$

なる半径  $R$  と車体速度  $V$ , ヨーレート  $\gamma$  の (極く当たり前な) 式が得られる. さらに,

$$V \cos \beta = R\omega \sin(\theta_0) \quad (5.31)$$

$$V \sin \beta = R\omega \cos(\theta_0) \quad (5.32)$$

なる式が得られる.

さて, 車両運動の平衡式から得られた  $\beta, \gamma$  すなわち式 (5.23), 式 (5.24) を式 (5.30) に代入すると, 定常円旋回の半径  $R$  が

$$R = \frac{V}{\gamma} = \left( 1 - \frac{l_f C_f - l_r C_r}{2l^2 C_f C_r} M V^2 \right) \frac{l}{\delta_f} \quad (5.33)$$

と求められる.

### 5.3.2 ステア特性による車両の分類

以上の様に得られた定常円旋回時のすべり角  $\beta$ , ヨーレート  $\gamma$ , 回転半径  $R$  を以下の三種類の車両に関してプロットしてみる.

- Case 1.  $l_f C_f - l_r C_r > 0$  ( $l_f = 2[\text{m}]$ ,  $l_r = 1[\text{m}]$ )

### 5.3 車両 2 次元運動の様々な性質

- Case 2.  $l_f C_f - l_r C_r = 0$  ( $l_f = l_r = 1.5[\text{m}]$ )
- Case 3.  $l_f C_f - l_r C_r < 0$  ( $l_f = 1, l_r = 2 [\text{m}]$ )

なお、他の諸量は仮に  $M = I = 1000[\text{kg}]$ ,  $C_f = 5000[\text{N/rad}]$ ,  $C_r = 5000[\text{N/rad}]$ ,  $\delta_f = 10[\text{deg}]$  としておく。

図 5.6 から、Case 1. の様な車両はある走行速度  $V_c$  以上では走行できず、速度が  $V_c$  に近づくに従って急激にヨーレートが大きくなる特性を持つことが理解される。この限界速度  $V_c$  は式 (5.24) において分母がゼロになるという条件から求まり、すなわち

$$V_c = \sqrt{\frac{2l^2 C_f C_r}{(l_f C_f - l_r C_r) m V^2}} \quad (5.34)$$

で与えられる。図 5.8 から、Case 1 の様な車両は速度の増加に伴いその回転半径が減少する、すなわちステアが効き過ぎている状態に陥ることが理解され、この様な特性は一般的に Over Steer(OS) と呼ばれている。

同じような観点から Case 3. のプロットを眺めてみると、この車両の特性は Case 1. とは逆で、速度の増加に伴い半径が次第に増加する特性であることがわかる。このような車両は一般的にステアが足りない、すなわち Under Steer(US) と呼ばれている。OS 特性の車両には限界速度  $V_c$  が存在したが、US 特性の車両には限界すべり角  $\beta_c$  が存在することが図 5.7 からわかる。この US 特性における限界すべり角は、式 (5.23) において、 $V \rightarrow \infty$  とすることで、

$$\beta_c = \frac{C_f l_f}{l_f C_f - l_r C_r} \quad (5.35)$$

と得られる。この  $\beta_c$  は図 5.7 に併せて示されている。

Case 2. の車両特性は、Case 1. と Case 3. の境界であり、限界速度も限界すべり角も存在しない。この様な車両特性は Neutral Steer(NS) 特性と呼ばれている。

まとめると、

- Case 1.  $l_f C_f - l_r C_r < 0$  Under Steer (US)
- Case 2.  $l_f C_f - l_r C_r = 0$  Neutral Steer (NS)
- Case 3.  $l_f C_f - l_r C_r > 0$  Over Steer (OS)

となる。

このように、車両の旋回運動の特性は、 $l_f C_f - l_r C_r$  というパラメータの正負によって、その性質が大きく変わる。そこで、この値を規格化したスタティック・マージン SM

$$\text{SM} \stackrel{\text{def}}{=} -\frac{l_f C_f - l_r C_r}{l(C_f + C_r)} \quad (5.36)$$

を、その特性の指標とすることも多い。但し、 $l$  はホイールベース

$$l = l_f + l_r \quad (5.37)$$

である。自明のことであるが、SM を用いれば



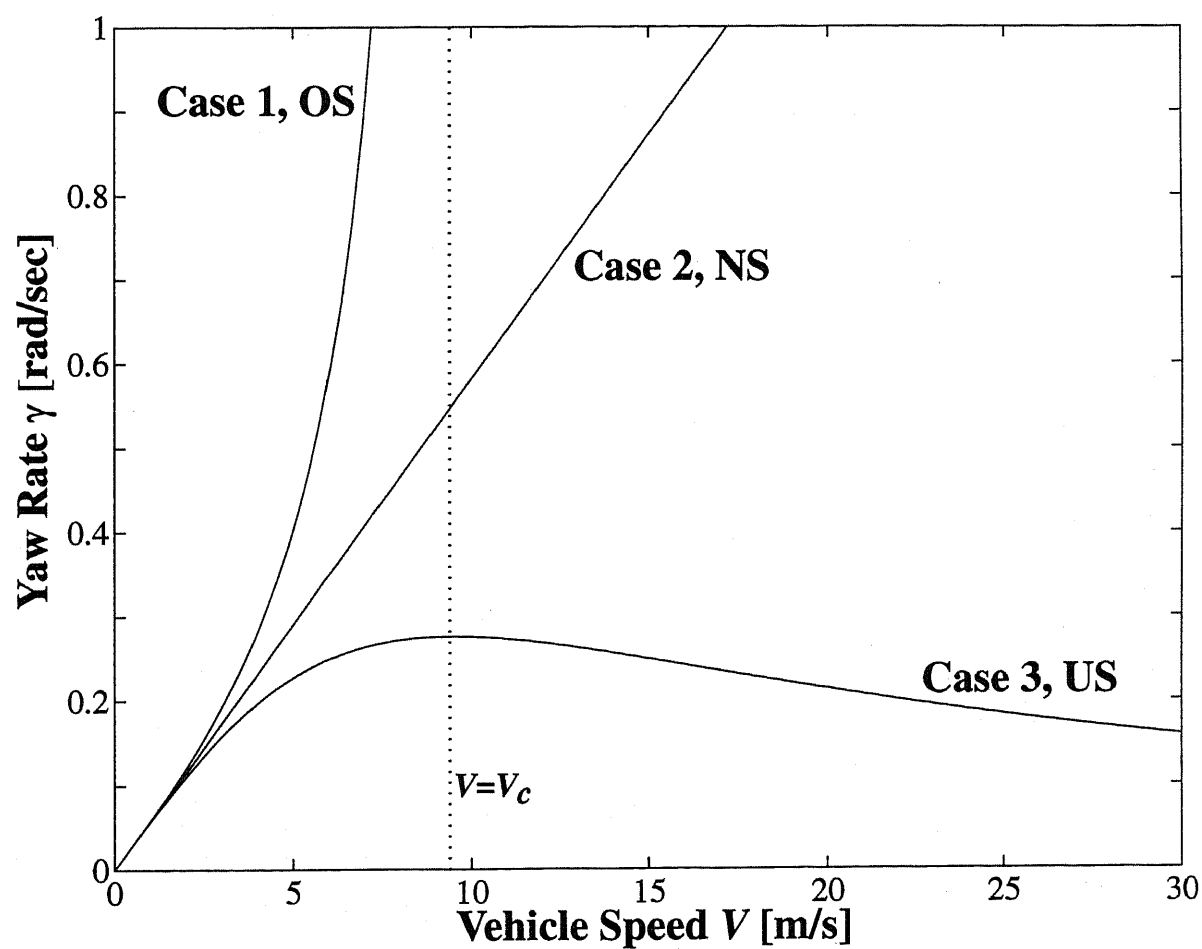


図 5.6: 定常旋回をする車両のヨーレート  $\gamma$  (2 輪モデルからの計算値)

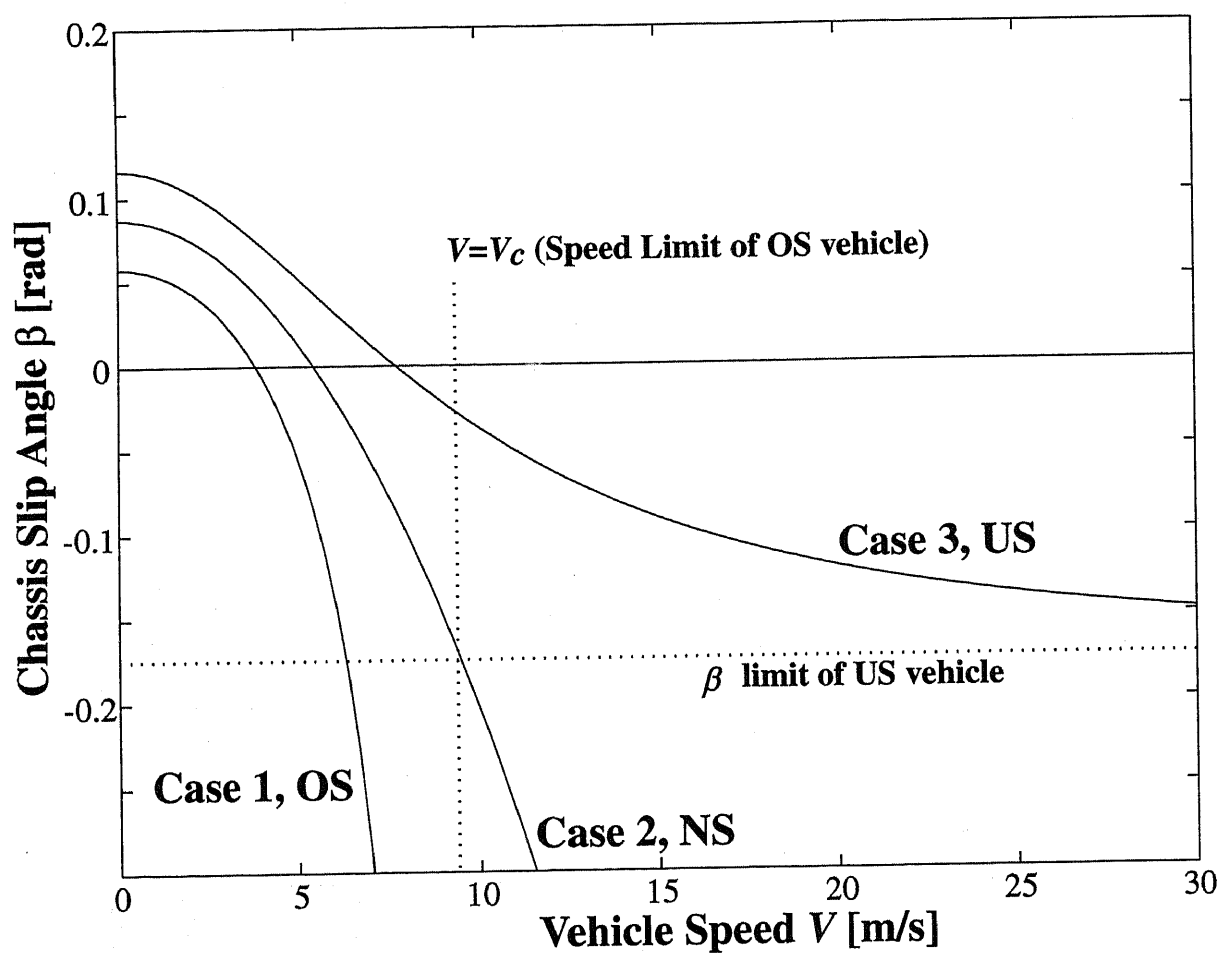


図 5.7: 定常旋回をする車両のすべり角  $\beta$  (2輪モデルからの計算値)

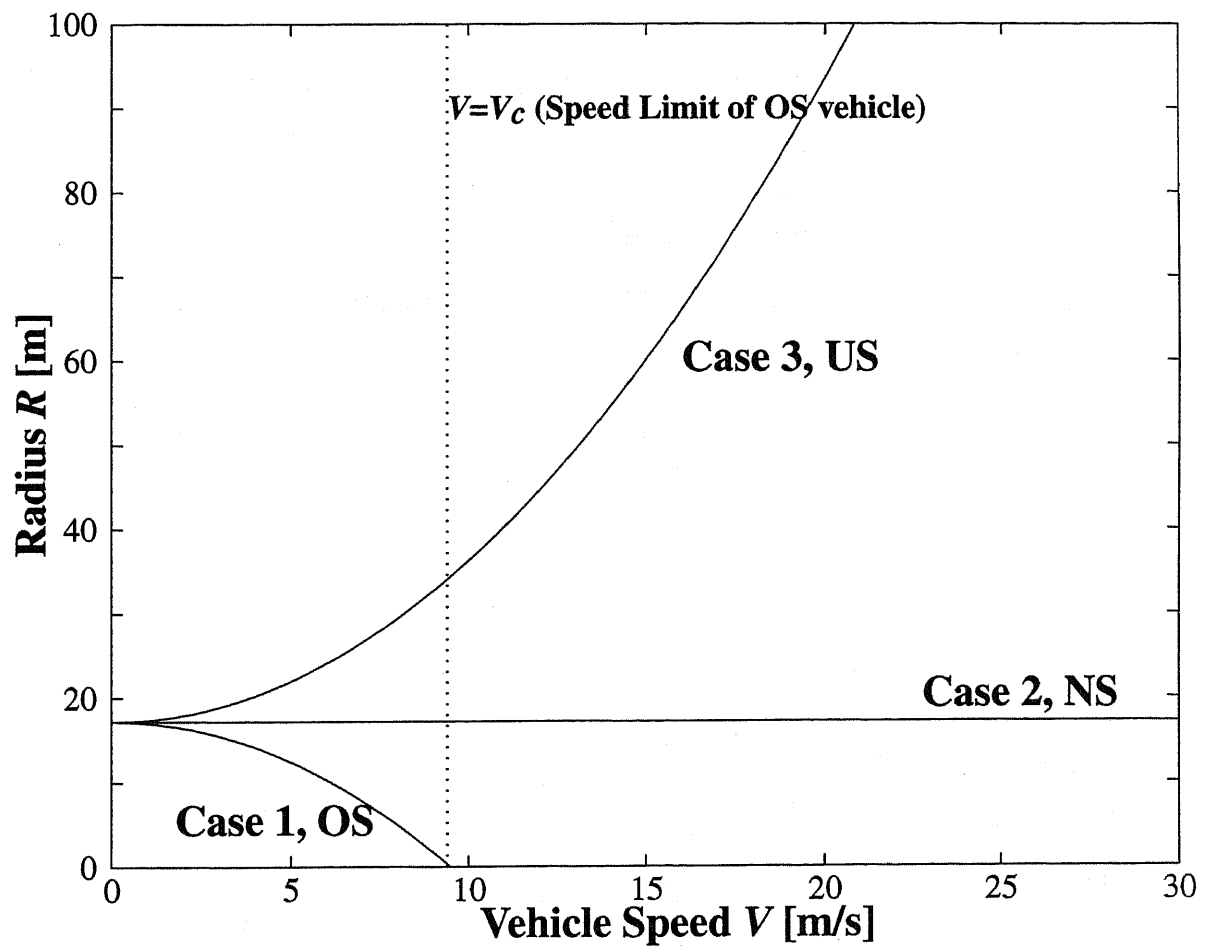


図 5.8: 定常旋回をする車両の半径  $R$  (2 輪モデルからの計算値)

- Case 1.  $SM > 0$  Under Steer (US)
- Case 2.  $SM = 0$  Neutral Steer (NS)
- Case 3.  $SM < 0$  Over Steer (OS)

として、車両の運動特性を定義することができる。

なお、このような特性故に、通常の車の設計では OS 特性は避けられのが普通である。

### 5.3.3 車両運動の過渡特性

次に、(5.16) 式の状態方程式をもとに、車両運動の過渡特性について考えてみる。(5.16) 式をラプラス変換し、舵角入力  $\delta_f$  から、ヨーレート  $\gamma$ 、車体すべり角  $\beta$  への伝達関数を求めれば、

$$\mathbf{x}(s) = [\beta(s), \gamma(s)]^t = (sI - A)^{-1}Bu \quad (5.38)$$

となり、標準的な 2 次の伝達特性として考察することができる。その分母多項式  $D(s)$  は、(5.20) 式より、

$$D(s) = s^2 + a_1s + a_2 \quad (5.39)$$

$$a_1 = \frac{2I(C_f + C_r) + 2M(l_f^2C_f + l_r^2C_r)}{MIV} \quad (5.40)$$

$$a_2 = \frac{4l_f^2C_fC_r - 2MV^2(l_fC_f - l_rC_r)}{MIV^2} \quad (5.41)$$

$$(5.42)$$

として与えられる。

まず系の安定不安定について考えると、(5.40) 式の  $a_1$  が常に正であることから、 $a_2 < 0$  の時系が不安定となる。これは (5.41) 式より、

$$l_fC_f - l_rC_r > 0 \quad (5.43)$$

かつ

$$V > V_c = \sqrt{\frac{2lC_f}{MC_f}} \quad (5.44)$$

の時である。(5.43) 式は車両が OS 特性であることと同義であるから、結局 OS 特性の車両が速度ある速度  $V_c$  以上に達したときに、舵角入力から車両の応答までの伝達特性が、不安定になることを示している。

次に、系が安定な場合の応答について考える。これは 2 次系の応答特性に関する議論であるから、固有振動数  $\omega_n$  と減衰係数  $\zeta_n$  で議論をするのが分かりやすい。再び (5.40) , (5.41)

式より,

$$\omega_n = \sqrt{a_2} = \sqrt{\frac{4l^2 C_f C_r}{MIV^2} - \frac{2(l_f C_f - l_r C_r)}{I}} \quad (5.45)$$

$$= \frac{2l\sqrt{C_f C_r}}{Mk} \frac{1}{V} \sqrt{1 + \frac{M}{2l} \left( \frac{C_f + C_r}{C_f C_r} \right) SM V^2} \quad (5.46)$$

$$\zeta_n = \frac{a_1}{2\omega_n} \quad (5.47)$$

$$= \frac{(k^2 + l_f^2)C_f + (k^2 + l_r^2)C_r}{2lk\sqrt{C_f C_r}} \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{MV^2(l_f C_f - l_r C_r)}{2l^2 C_f C_r}}} \quad (5.48)$$

$$= \frac{(k^2 + l_f^2)C_f + (k^2 + l_r^2)C_r}{2lk\sqrt{C_f C_r}} \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{M(C_f + C_r)}{2l C_f C_r} SM V^2}} \quad (5.49)$$

となる。但し  $k$  は,

$$Mk^2 = I \quad (5.50)$$

を満たす  $k$  であり、ヨー慣性半径と呼ばれる値である。

(5.46), (5.49) 式より、以下のようなことが導かれる。

- 車両の特性 (US, NS, OS) によらず、車速の上昇と共に固有振動数は減少する。
- 減衰係数の車速依存性は車両特性による。
  1. US 特性 ( $SM > 0$ ) の場合 ... 車速上昇により、減衰係数は小さくなる。
  2. NS 特性 ( $SM = 0$ ) の場合 ... 車速上昇により、減衰係数は変化しない。
  3. OS 特性 ( $SM < 0$ ) の場合 ... 車速上昇により、減衰係数は大きくなる。

もちろん OS 特性の車両には安定限界速度  $V_c$  が存在し、これ以上の車速では不安定な系となることは、既に述べた通りである。

以上のように、車両運動の過渡応答特性は、車速に応じて変化する。通常用いられる US 特性の車両に対して、その特性を調べてみる。図 5.9 に、舵角入力に対するヨーレートステップ応答を、各車速に対してプロットした図を示す。車速の上昇に伴い、車両の応答が次第に振動的になっている様子が理解される。これは操縦者にとっては、「車がフラフラする」といったような、好ましくない、あるいは危険な特性である。

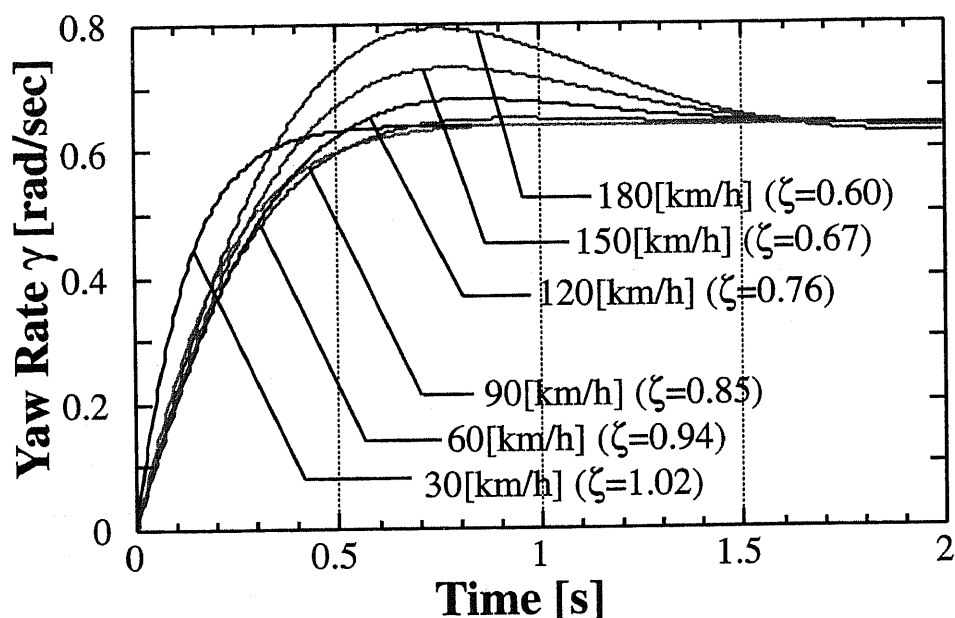


図 5.9: US 特性車両のステップ応答

## 5.4 車両二次元運動に関する制御

### 5.4.1 車両二次元運動の各種制御法

前節で述べたように、車両運動が持つ本来の特性は、必ずしも操縦者にとって好ましいものとは限らない。その特性は、例えばSMなどに依存しているが、(5.36)式などを見れば明らかなように、これは結局タイヤの特性と、車両の幾何的な構造によって決定されており、後から調整する様な余地は少ない。一方で、路面やタイヤの状況などによって、その特性が望ましくない変化をすることは十分考えられる。そこで、これを何らかの制御応用によって改善すべく、様々な車両運動制御の方策が提案され、あるいは実用化されている。

その一つの系統として、4輪操舵(4 wheel steering, 4WS)車と言われる車両と、そこで提案されてきた一連の制御方策が挙げられる。4WSとは、車両操縦者の操舵に応じて、前輪だけでなく後輪も角度が変わる様な機構を指す。従って、操縦者のステアリング入力から後輪舵角変動までの伝達特性を様々な設計することによって、各種の特性を実現することができる[16]。機械的なリンク機構によるものから、ヨーレートなどに基づくフィードバック制御となっているものの[17]まで、様々なものが提案されている。機構的な複雑さとコスト増が、一般的な普及の妨げとなっている。

また、後輪の舵角は固定のまま、操縦者の入力から前輪までの伝達特性を変えることで、所望の特性を実現する研究も行われている[18][19]。後輪のステアリング機構が不要な点は、大きな利点である。但し、操縦者の入力と前輪実舵角とが、機械的に一定の関係となっている旧来の多くの機構では、実現できない。このような制御の実現のためには、例えば操縦者

の入力を一旦電気信号に変え、この信号に基づきモータを駆動して前輪の舵角を変えるような構造が必要である。この様な方式は、一般に steer by wire と呼ばれ、従来の方式と対置されている。機械的な機構でなく、電気信号線 (wire) で操舵するという意味で、もともとは航空機の制御<sup>1</sup>で提唱され実用化されていた概念である。

Steer by wire には機械的な伝達機構は全くないというニュアンスがあるが、機械的な伝達機構は残しながら、電気モータでトルクアシストをすれば、電気モータの制御性を活かして、操舵入力から前輪実舵角までの伝達特性をある程度調整できる。このようなアプローチは、一部の電動パワーステアリング (EPS) においてみることができる。

以上の様な方式は、前輪ないし後輪の舵角を制御してタイヤに発生する横力を調整し、これによって車両運動を制御するものであった。一方で、全く違うアプローチの車両運動制御手法として、より最近提唱されたものに、DYC (Direct Yaw Moment Control) と呼ばれるものがある [20] [21] [22] [23] [24] [25] [26]。これは、左右輪の間に駆動力差を生じて車体にヨーモーメントを与え、このヨーモーメントによって車両の運動を制御する手法である。アクチュエータとしては、一つはブレーキが考えられる。また、エンジンの発生するトルクを配分比を変えて左右輪に伝達する方法もある。後者の為の可変配分比のトルク機構としては、LSD (Limited Slip Differential Gear) などがある。また、後輪の2輪にモータをとりつけてエンジンと併用し、これによって駆動力差を生じて実験を行った例 [35] などもある。

#### 5.4.2 DYC (Direct Yaw Moment Control) の設計例

ここで、簡単な DYC の制御系を設計し、その特徴を調べてみよう。ここでは筆者らが提案した、ロバスト化モデルマッチング制御 (Robustified Model Matching Controller, R-MMC) [57] [58] を取り上げ、その基礎特性を検討した議論を紹介する。R-MMC は、従来提案されていたモデルマッチング制御と呼ばれる手法を、ロバストサーボ系設計の手法を取り入れて改良したものである。図 5.10 にそのブロック図を示す。

図 5.10 において、“Desired Model” と記されているブロックは、車両運動の規範モデルであり、実際の車両の運動がこのモデルに従うように制御されることが、制御系設計の目的となっている。

このようなアプローチは、DYC 設計の際に一般に用いられるものである [35]。当然、この規範モデルをどのようなものにすれば良いかという点は、重要なものであるが、DYC の研究においてはこの点に関する議論は避けることが多い。規範モデルの評価は、つまり操縦者の操舵入力に対して車両はどのように応答すべきかという問題は、人間にとってどのような応答が望ましいかという問題であり、これは純粋な制御工学の範疇にはおさまりに得ない問題であると考えられている。もちろんこのような、つまり人間-機械のなすクローズドループ系に関する研究の必要は、自動車工学の分野でも認識されているところであるが、このよ

<sup>1</sup>航空の分野では Fly by Wire と呼ぶ。ボーイング 777 など採用

## 5.4 車両二次元運動に関する制御

うな研究はむしろ航空機分野において歴史がある。人間のモデル化に関する基礎的な研究 [59] [60] を受けて、例えば人間-機械系の評価に関する検討 [61] [62] などが行われている。このような研究に関しては、文献 [63] に良く要約されているので、興味があれば参照されたい。

いずれにしろ、本当の意味で適切な規範モデルがどのようなものであるべきかという点については、他の研究例と同様、本論分でも議論を避けるものである。ここで採用している規範モデルは前述の線形二輪モデルであり、参照出力として得られるのは規範ヨーレート  $\gamma_d$  である。他の研究例でよく見られる規範モデルとしては、操縦者の舵角入力に対し、ある比例ゲインと一次遅れの伝達関数をかけたようなものが見られる。

言うまでもないことであるが、R-MMC における制御入力、左右の駆動力差によって生じるヨーモーメント  $N$  である。実際にどのような駆動力を配分してこのヨーモーメント  $N$  を生成するか<sup>2</sup> については、ここでは議論を行わない。この議論は改めて、後の第7章で行うこととする。

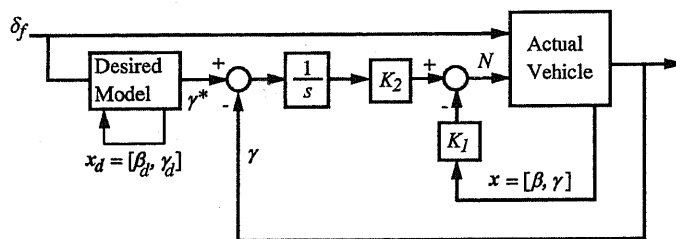


図 5.10: DYC の一例である R-MMC の制御ブロック図

以下で、この R-MMC の設計手法を簡単に説明する。(5.16) 式より、ヨーモーメントの入力  $N$  を加えた車両の運動方程式が、

$$\dot{x} = Ax + B_u u + B\delta_f \quad (5.51)$$

$$y = Cx \quad (5.52)$$

と書ける。但し、

$$B_u = \left[0, \frac{1}{I}\right]^t, \quad C = [0, 1], \quad u = N \quad (5.53)$$

である。

ここでは、ロバストサーボ系の設計手法を参考に、次の入力を定義し、(5.51) 式の拡大系を得ておく。

$$v = \frac{du}{dt} \quad (5.54)$$

拡大系の状態方程式は、従って

$$\dot{x}_e = A_e x_e + B_{ue} v + B_e \delta_f \quad (5.55)$$

<sup>2</sup>もちろんこの配分のパターンは一意ではない。



となる。但し、

$$\mathbf{x}_e = [\mathbf{x}, u]^t \quad (5.56)$$

$$A_e = \begin{bmatrix} A & B_u \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5.57)$$

$$B_{ue} = [0, 0, 1]^t, \quad B_e = [B^t, 0]^t \quad (5.58)$$

である。また、(5.55) 式から誤差方程式 (5.59) 式が得られる。

$$\dot{\delta \mathbf{x}}_e = A_e \delta \mathbf{x}_e + B_{ue} v \quad (5.59)$$

但し、

$$\delta \mathbf{x}_e = \begin{bmatrix} \mathbf{x} - \mathbf{x}_{t \rightarrow \infty} \\ u - u_{t \rightarrow \infty} \end{bmatrix} \quad (5.60)$$

ここで、(5.60) 式の  $\delta \mathbf{x}_e$  を抑圧する、状態フィードバックが、

$$\begin{aligned} v &= -F_e \delta \mathbf{x}_e \\ &= -F_e Z^{-1} \left[ \frac{d\mathbf{x}}{dt}, \gamma - \gamma_d \right]^t \\ &= K_1 \frac{d\mathbf{x}}{dt} + K_2 (\gamma - \gamma_d) \end{aligned} \quad (5.61)$$

と得られる。但し、

$$Z = \begin{bmatrix} A & B \\ C & 0 \end{bmatrix} \quad (5.62)$$

である。最適レギュレータ理論 (LQR) は、この状態フィードバックのゲイン  $F_e$  に関する設計を与えるものである。ここではこの理論に基づき、フィードバックゲイン  $K_1, K_2$  を (5.60) 式から計算している。また、車体すべり角  $\beta$  に関するフィードバックがここに存在しているが、 $\beta$  は直接検出することは現実できでない。従って、文献 [25] [64] などに見られる  $\beta$  の推定機構をここでは仮定していることになる。

### 5.4.3 DYC (R-MMC) のシミュレーション例

ここで、設計された R-MMC を適用した車両の挙動を、シミュレーションで調べてみる。このシミュレーションは、本章で述べた非線形な 4 輪車両モデルと、非線形なタイヤモデルを用いたものである。

R-MMC のような DYC を適用して得られる効果の一つは、車両の定常運動特性を改変できる点にある。図 5.11 は、R-MMC を適用した場合のシミュレーション結果を示すものである。これは車両が定常旋回中に、R-MMC による DYC が開始された場合のシミュレーションである。R-MMC が 3 秒の時点から動作を開始していることによって、車両の定常旋回特

#### 5.4 車両二次元運動に関する制御

性が、車両本来の特性から設計された特性へと変化している様子が理解される。これは、文献 [65] などでも指摘されているのと同様の効果である。ここではモデル化誤差の影響を考慮するため、タイヤに対するモデリングパラメータであるコーナリングパワー  $C_f$  と  $C_r$  を、シミュレーションにおいては設計時に想定した値の半分にして、シミュレーションを行っているが、このようなパラメータ誤差にも関わらずシミュレーションにおける  $\gamma$  や  $\beta$  が設計どおりの値に収束しているのは、ロバストサージという設計手法を適用しているためである。

図 5.12 は、外乱抑圧特性の付与という、R-MMC のような DYC のもつ、別の効果を示すシミュレーション結果である。このシミュレーションでは、車両が直進中に、横風などによって車体に外乱ヨーモーメントが与えられたという状況でシミュレーションを行っている。

図 5.12(a) は、特にフィードバック制御を行わなかった場合のシミュレーション結果、図 5.12(b) は R-MMC を適用した場合のシミュレーション結果を示している。これらのシミュレーションでは、操縦者は特にステアリング操作は行わず、つまり前輪舵角は一定としている。このため、特に制御が行われていない図 5.12(a) の場合には、この外乱ヨーモーメントによって車両は本来のコースを外れている（図 5.13）。一方で、R-MMC のような DYC が行われている場合には、その制御効果による外乱抑圧特性によって、この外乱ヨーモーメントは抑圧され、車両は本来の直進走行を保っている。

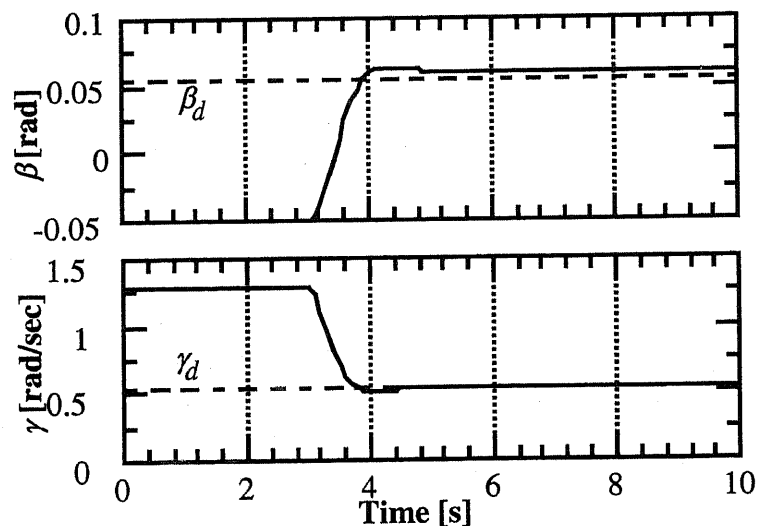


図 5.11: R-MMC を適用した場合のシミュレーション例。DYC は 3[s] から開始されているが、この制御の適用により、車両の挙動をノミナル化する作用が働いている様子が理解される。

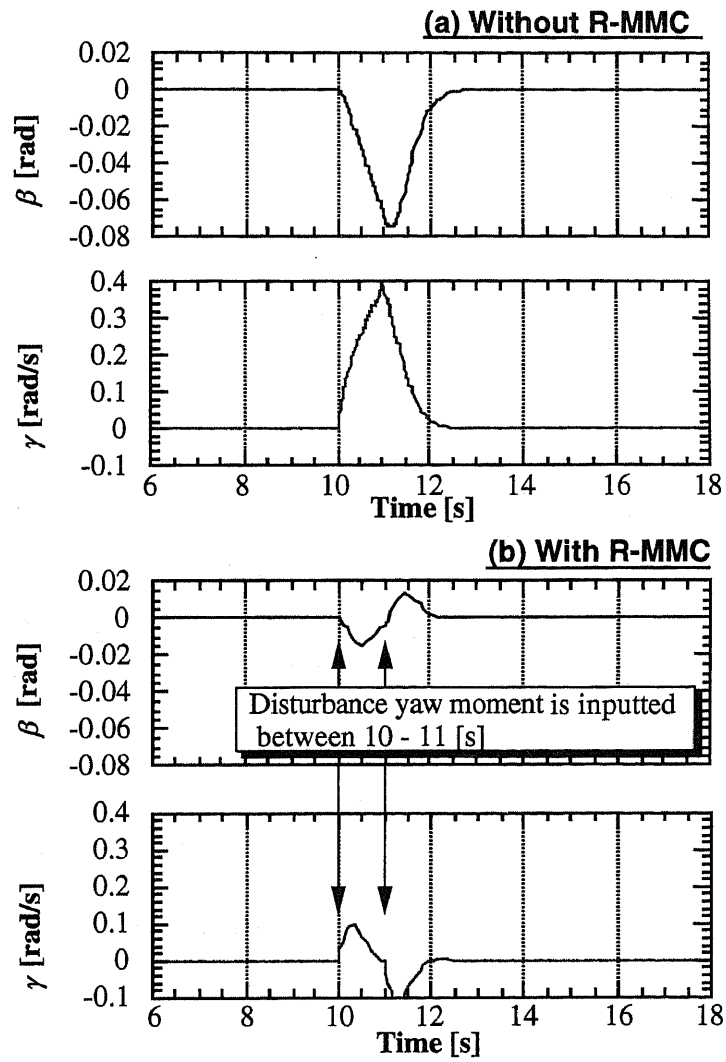


図 5.12: R-MMC の適用による外乱抑圧の効果

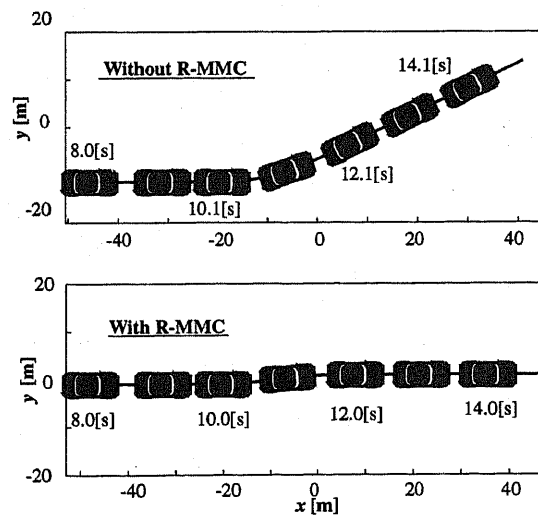


図 5.13: R-MMC の適用による外乱抑圧の効果を示す車両の挙動

## 5.4.4 滑りやすい路面上での R-MMC の不安定化

一方、図 5.14 と図 5.15 は、路面状況が  $\mu_{\text{peak}} = 1.0$  から  $\mu_{\text{peak}} = 0.3$  まで、徐々に滑りやすくなっていった場合の、シミュレーション結果である。図 5.14 は、シミュレーションにおける  $\gamma$  と  $\beta$  の時間応答を示したものである。R-MMC の適用により、参照モデルの出力である  $\gamma_d$  に実際の  $\gamma$  が追従する効果が得られているが、しかし路面が滑りやすいような状況にある場合 ( $\mu_{\text{peak}} = 0.3$ )、これによって却って車両の挙動が不安定になり、 $\beta$  の値が発散している様子が理解される。この  $\mu_{\text{peak}} = 0.3$  の場合の結果を、車両の挙動で示したのが図 5.15 である。 $\beta$  の発散という現象が、いわゆるスピン挙動となって現れている様子を視覚的に理解することができる。

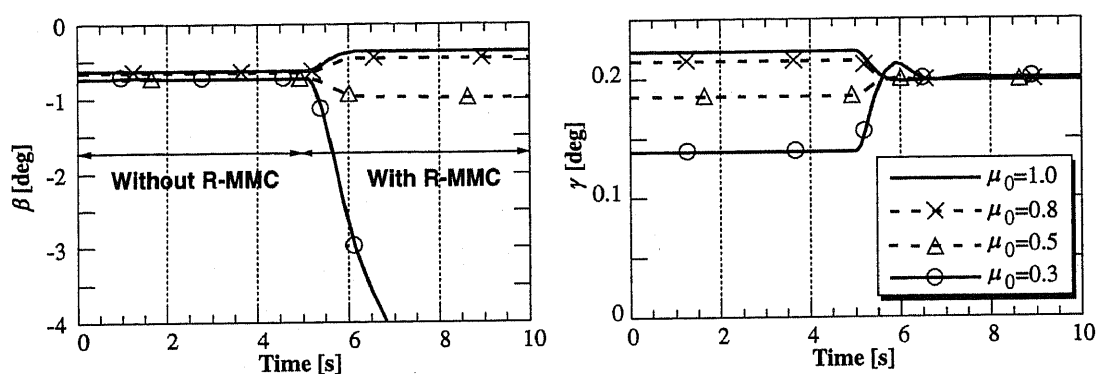


図 5.14: 様々な路面  $\mu_{\text{peak}}$  に対する R-MMC のシミュレーション結果

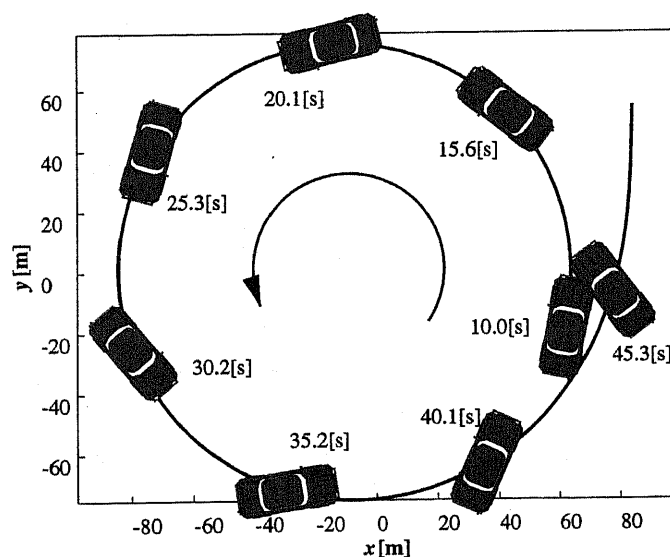


図 5.15:  $\mu_{\text{peak}} = 0.3$  という滑りやすい路面上での R-MMC のシミュレーション結果

このような不安定な車両の挙動は、タイヤにおいて前後力が飽和し、横力が失われたことによるものである。参照モデルに従うために、制御器はあるヨーモーメントを要求し、これが各輪への制駆動力配分となって実現されているのだが、路面の状況によっては、この配分された制駆動力  $F_x$  によって、各タイヤがその能力の限界を超えてしまい、結果として横力の喪失という危険な状況に陥ってしまっている。ここで路面の能力とは、一般には前後力  $F_x$  と横力  $F_y$  の二乗和の平方根

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (5.63)$$

がある一定の値を超えられないという制約として、記述される。この値は、路面状況によって変化し、当然すべりやすい路面ほど小さな値となる。従って、何らかの手法で路面状況を把握することなしには、ある前後力  $F_x$  の時に、どの程度横力  $F_y$  を発生する余地が残されているかは、知ることができない。一方で、路面が滑べりやすいにもかかわらず、大きな前後力  $F_x$  を与えてしまうと、直ちに横力  $F_y$  が急減し、これによって車両の二次元運動が不安定化されるのである。

このようなDYCの不安定化をいかに回避するかという問題は、近年のDYC研究においても一つの中心的な課題となっている。その一つの方法は、なんらかの方法で車両すべり角  $\beta$  の推定を行い、ここから路面とタイヤが限界に達したことを知る手法である。横力の減少は、一般にすべり角  $\beta$  の絶対値の増加となってあらわれる。これは、横力を発生する能力が減少し、一方では旋回の遠心力と拮抗するために一定の横力が要求されているため、各タイヤのすべり角  $\alpha$  を増加してこれを生み出さざるを得ず、この結果  $\beta$  の大きさが増加するためである。このため、 $\beta$  の値を把握することができれば、タイヤの能力が限界に近付き車両の挙動が不安定領域に迫っていることを知ることができる。しかしながら  $\beta$  の直接的な検出は難しく、なんらかの推定手法を適用する必要がある。このような  $\beta$  推定の手法に関しては多くの研究があるが [25] [64] [66] [67], その推定は非線形なタイヤ特性を扱うものとなるため、簡単なものではない<sup>3</sup>。また、この  $\beta$  推定に用いる目的や、あるいは路面の能力を事前に把握しておくために、 $\mu_{\text{peak}}$  の推定を行う研究も行われている [39] [55] [68]。例えば文献 [39] では、スリップ率と駆動力推定値との関係を統計的に調べて  $\mu_{\text{peak}}$  の値を推定することを試みているが、 $\mu_{\text{peak}}$  のおおまかな推定にでさえ数秒を要しているのが現状である。このような  $\beta$  推定や路面状況推定の能力にあまり期待できない場合には、DYCの制御は非常に保守的なものにせざるを得ない。

つまり、効果的にDYCを適用するためには、路面状態推定や非線形領域での  $\beta$  推定といった技術が不可欠となるが、その一般的な手法は未だ開発されておらず、各メーカーは様々な実験結果を集めて、ノウハウの蓄積によってこれを行っているのが現状のようである。

<sup>3</sup> $\beta$  や  $\alpha$  が小さい領域では本章前半で述べたような線形近似も有効であるが、ここではタイヤの限界付近での推定が前提であるので、すべり角と発生横力の関係などにある強い非線形性を無視することができない。

## 5.5 あとがき

本章は車両二次元運動に関する議論の準備を主な目的としていた。まず初めに、その運動方程式の導出といった、数学的な記述について紹介した。ついで、車両二次元運動に関するいくつかの制御手法について述べ、特に近年盛んに研究が行われてきたDYCについて、簡単なシミュレーション例などを紹介して、その目的や効果、また問題点などを検討した。

DYCを効果的に適用するためには、ここでの検討で述べて来た通り、制御入力の大きさを調整してタイヤがその能力を超えないようにするために、路面状態推定による路面の能力の見積りや、 $\beta$ 推定などによるその余裕の把握などが必要である。

しかし、例えばタイヤにおけるすべり角と発生横力の間などには、非常に非線形性の強い飽和特性などがある。ここで議論しているのは、その能力の限界領域、つまり例えばすべり角が大きくなり横力の飽和が始まった領域<sup>4</sup>での議論であるから、その非線形性の影響は無視することができない。このため、効果的な推定機構の開発などは、実験データの蓄積によるノウハウ的な手法になっているのが現状であって、これは当然開発に多くの時間と労力を要している。

このような基礎的な検討に基づき、次章では電気自動車の利点を活かした、従来とは異なるアプローチによる車両二次元運動の安定化方策を提案、検討する。これは、各タイヤにモータを装備した電気自動車を対象とし、そこに駆動輪の慣性を制御によって重く見せかける、第2, 3章で紹介した制御を各輪に適用しておくというものである。これはマイナーループ的な制御であり、その適用によって路面状態によって不安定に陥るといった問題を持たない。このような制御の適用が、つまり各輪の車輪速度のみに関するフィードバック制御系の構築が、全体として車両二次元運動の安定化に寄与するのかどうかを議論するのが、次章の目的となっている。

<sup>4</sup>一般に非線形領域ないし限界領域と呼ばれる

## 第6章 各輪独立の車輪速度制御による車両2次元運動の安定化

### 6.1 まえがき

自動車の車両2次元運動に関する制御方策としては、前章でも紹介したようにDYC(Direct Yaw Moment Control)が近年盛んに研究されている。DYCでは左右輪の駆動力差によって生じるヨーモーメントを制御入力として用いているため、適用にあたってはなんらかの方法で左右輪に異なるトルクを伝達しなければならない。従来の内燃機関自動車で、この目的のために各輪毎に別々のエンジンを用意することは現実的ではないが、電気自動車では例えばインホイールモータのようなモータの採用により、各輪の完全独立駆動が実現できる。モータの制御性能が、油圧ブレーキと比べても優れているものであることは、既に第2章などでも議論した通りであるので、2輪ないし4輪独立駆動の電気自動車では、従来のDYCをより効果的に実現できるものと考えられる。このようなアプローチは、DYCという制御を適用する際の優れたアクチュエータとして、モータを捉えるものである。従って、この場合の電気自動車ないしモータの利点を議論するには、DYCのアクチュエータであるLSDや油圧ブレーキとモータの性能の違いを数値化し、これがDYCに与える影響を議論する必要がある。この場合、DYCという制御の枠組は、従来の自動車と電気自動車とで共通のものとなる。

では、DYCのような従来の手法とは異なるアプローチによって、分散配置可能でトルク応答が高速というモータの長所を車両の2次元運動性能向上に活かす道は、考えられないのであろうか。

DYCとは、既に述べたとおり車両のヨーレート $\dot{\gamma}$ を検出し、これをもとにフィードバック制御系を構築する手法である。これによって、車両の2次元運動特性を改変し、これを設計することができる。この場合の制御入力は各輪への制駆動力であるが、これが路面の限界を超えない範囲に常に留まっていることが、重要である。滑りやすい路面の上で、強いフィードバック制御を行ってしまうと、(そのような滑りやすい路面にとって)過大な制駆動力が与えられ、横力の消失と、場合によっては制御入力飽和によって、車体の運動が不安定な領域に至ってしまうことは、既に前章で指摘した通りである。このような問題を回避するには、路面状態や車両すべり角 $\beta$ の推定を行って、制御系のゲインを調整するといった手法が考えられる。このような背景から、近年すべり角やタイヤの横力などを推定する研究が多くみられる[25][24][64]。これはしかし、タイヤの非線形領域での状態推定となるため、容易ではない。このような、すべり角などの推定機構の実現が、制御系の実装において多大な労

力を要する、大きな数値となってしまう。

そこでここでは、このような車両の状態量をなるべく用いずに、車両の二次元運動を安定化する手法を検討する。これはつまり、いわばマイナーループの制御系を構築し、これによって車両の運動特性を改変する試みである。

各輪における空転を防止する制御としては、例えばスリップ率制御や通常の ABS の様な制御があるが、このような制御においてさえ、スリップ率つまり車体速度の把握が必要となり、特に旋回運動に対する適用に際してはなんらかの推定機構が必要となってしまう。このような意味で最も低レベルの制御としては、第 2, 3 章で検討した、車輪速度制御を挙げることができる。これは車輪速度つまりモータ速度のみに関するフィードバック制御であったから、いかなる状況でもなんらの状態推定を必要としない。このため最も高速なフィードバックループを構成できるため、モータの高速トルク応答という利点を活かす制御としてもふさわしい。そこでここでは、各輪独立の空転防止制御の具体的な手法として、車輪速度制御を取り上げる。特に、第 3 章で実験的にも検証した、非積分型の車輪速度制御を取り上げて議論を行う。これは我々が従来、MFC(Model Following Control) と呼んで来た空転防止制御手法である。MFC は既に述べた通り、フィードバック制御適用によってタイヤのみかけの慣性モーメントを大きくし、これによって空転現象が進展する速度を遅くする、つまりは空転を起こりにくくする制御であった。

以上のような背景から、4 輪独立駆動の電気自動車において、各輪にそれぞれ車輪速度制御 (MFC) を適用して各輪をすべりにくくした場合に、これが車両の二次元運動の安定化にどのように影響するのかを、本章では議論することにする。

## 6.2 検討に使用したシミュレーションの概要

本章ではシミュレーションの結果を用いて議論を行っているので、はじめにこのシミュレーションの概要について述べておく。

ここで行うシミュレーションは、各輪の空転防止制御が車両の 2 次元運動に与える影響を調べるものである。シミュレーションにおける主な変数は、車体自身に関するものと、それぞれの車輪に関するものとに分けることができる。前者としては、既に述べた通り、車体速度  $V$ 、車体すべり角  $\beta$ 、車体のヨーレート  $\gamma$  が挙げられる。後者の、各輪の運動に関する変数は、各輪の車輪速度  $V_{w_i}$  と各輪における垂直荷重力  $N_i$  である。実際の車両の 2 次元運動においては、前後左右の加速度とサスペンションの特性に応じて車両重心が移動するため、これにともなう各輪の荷重変動が、車体運動に対して大きな影響を与える。この影響を含めるため、各輪における垂直荷重力  $N_i$  をここでは変数としている。ここで添字  $i$  は 1 ~ 4 の整数であり、1, 2 がそれぞれ左前輪と右前輪、3, 4 がそれぞれ左後輪と右後輪を意味している。なお、本論文の以降の部分では、各車輪位置の表記に度々この添字  $i$  を用いている。適宜付記してはいるが、その番号 (1 ~ 4) と車輪位置の対応は、全てここで定義した通りである。添



字を省いた記述は、すべての車輪に共通する事項を述べていることを、暗に意味している。

一方、入力となる変数としては、前輪舵角  $\delta_f$  および各輪における制駆動トルク  $F_m$  がある。ここでは対象として、4 輪にインホイールモータを適用した車両を想定しており<sup>1</sup>、各輪での制駆動トルクは全てモータによって発生されると仮定している。従って、各輪の制駆動トルクあるいはモータトルク  $F_{m_i}$  は、正負の別なく発生できるとしている。

各輪の運動の記述は、第 2.2.1 節の (2.8) 式で述べた一輪モデルと、基本的に同様である。つまり、各車輪の回転運動は

$$M_w \frac{dV_w}{dt} = F_m - F_X - F_r \quad (6.1)$$

なる運動方程式により記述される。 $M_w$  は車輪やモータ回転子を含む回転部分の慣性を、単位換算して質量相当量に直したものであり、 $V_w$  はタイヤ回転速度の速度換算値である。 $F_r$  は走行抵抗であり、ここでは  $F_r = F_{r0} V_w$  としている。

既に第 2 章などでも述べた通り、モータにとっての負荷トルクは、タイヤと路面間で発生する前後方向の制駆動力である。第 2 章などでは、これを  $F_d$  と表記していたが、以降ではこれを明確に横力  $F_Y$  と区別するため、制駆動力  $F_X$ 、ないし前後力  $F_X$  という表記を用いることとする。また、ここで  $F_X$ 、 $F_Y$  の基準となっている軸が、各タイヤに固定された  $X-Y$  軸であることに注意しなければならない。採用している座標系は、2 輪モデルの導出で説明したもの（図 5.1）と同様であるが、理解のためにここに再掲しておく。

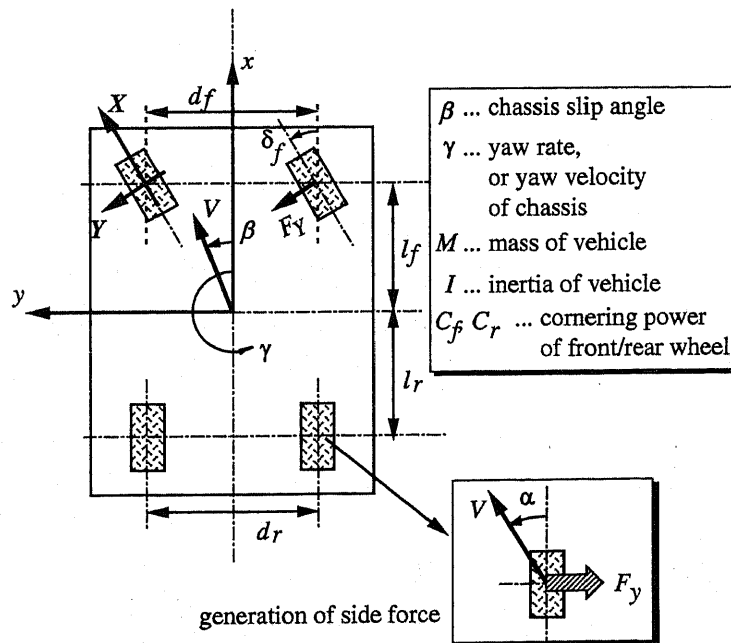


図 6.1: 二輪車両モデルにおける座標系（図 5.1 再掲）

<sup>1</sup>厳密には、4 輪にモータが分散配置されていればよい。モータがホイール内にあるか車体に設置されているかは、ここでは本質的な違いではない。車軸の軸ねじれ等が問題になる可能性はあるが、バネ下重量の増加を考えれば、後者のような方式も有望であろう。

車体の運動は、既に第 5.2 章でも述べた通り、

$$Ma_x = \sum_{i=1}^4 F_{X_i} \cos \delta_i - \sum_{i=1}^4 F_{Y_i} \sin \delta_i - F_a \quad (6.2)$$

$$Ma_y = \sum_{i=1}^4 F_{X_i} \sin \delta_i + \sum_{i=1}^4 F_{Y_i} \cos \delta_i \quad (6.3)$$

$$\begin{aligned} I\dot{\gamma} = & l_f (F_{X_1} \sin \delta_f + F_{Y_1} \cos \delta_f) + \frac{d_f}{2} (F_{X_1} \cos \delta_f - F_{Y_1} \sin \delta_f) \\ & + l_f (F_{X_2} \sin \delta_f + F_{Y_2} \cos \delta_f) - \frac{d_f}{2} (F_{X_2} \cos \delta_f - F_{Y_2} \sin \delta_f) \\ & - l_r (F_{X_3} \sin \delta_r + F_{Y_3} \cos \delta_r) + \frac{d_r}{2} (F_{X_3} \cos \delta_r - F_{Y_3} \sin \delta_r) \\ & - l_r (F_{X_4} \sin \delta_r + F_{Y_4} \cos \delta_r) - \frac{d_r}{2} (F_{X_4} \cos \delta_r - F_{Y_4} \sin \delta_r) \end{aligned} \quad (6.4)$$

なる方程式によって記述される。但し  $a_x, a_y$  はそれぞれ車体の  $x, y$  軸方向加速度であり、 $I$  は車両の慣性モーメントである。 $\delta_f, \delta_r$  はそれぞれ前輪と後輪の舵角であるので、後者はこの場合常に 0 である。また、 $\delta_i$  は  $i = 1, 2$  の場合には前輪舵角  $\delta_f$  であり、 $i = 3, 4$  の場合には後輪舵角  $\delta_r (= 0)$  である。 $l_f, l_r$  はそれぞれ、車体重心から前輪軸までと後輪軸までの距離、 $d_f, d_r$  はそれぞれ、前輪と後輪における左右輪の間の距離である（トレッド）。また、 $F_a$  は空気抵抗分であり、ここでは  $F_a = F_{a0} V^2$  としている。以上が車両の 2 次元運動を記述する運動方程式であり、さらに、(5.5)、(5.6) 式

$$\begin{aligned} a_x &= -V \sin \beta (\dot{\beta} + \gamma) + \dot{V} \cos \beta \\ a_y &= V \cos \beta (\dot{\beta} + \gamma) + \dot{V} \sin \beta \end{aligned}$$

に基づいて  $\dot{V}, \dot{\beta}$  を求めれば、一般的な車体運動の変数である  $V, \beta, \gamma$  を得ることができる。

ここで問題となるのは、タイヤにおける発生前後力  $F_X$  と発生横力  $F_Y$  のモデル化である。既に前章では、 $F_X$  を既知としたタイヤモデルを紹介し、これを用いていた。このようなモデルは、 $F_X$  を入力とする車体運動のみに関するシミュレーションでは、つまり各車輪の運動を含まないシミュレーションでは有効であるが、ここで行うシミュレーションのためには十分ではない。タイヤモデルについては数多くの提案が見られるが、このような目的のために提案されているものとして、堀内 [69] らによって提案された、 $\lambda$ -Method と呼ばれるタイヤモデルをあげることができる。

この手法は、スリップ率を 2 次元に拡張してベクトル化した、スリップ率ベクトル  $\lambda$  に基づき、発生力を求める手法である。なおスリップ率ベクトルは、各タイヤにおける物理量であるから、タイヤに固定された  $X-Y$  軸を基底として記述することにする。

タイヤの回転速度ベクトルを  $\mathbf{V}_w$ 、タイヤ重心の対地速度を  $\mathbf{V}'$  とする。従って  $\mathbf{V}_w$  は  $X$  成分のみをもつベクトルである。また  $\mathbf{V}'$  はあくまでも各タイヤの重心の対地速度であり、車体重心の速度とはヨーレートの方だけ異なっていることに注意しなければならない (5.2 節

参照)。ここで、スリップ率ベクトル  $\lambda$  は、

$$\lambda = \frac{(V_w - V')}{\max(|V_w|, |V'|)} \quad (6.5)$$

で定義される。

堀内らのモデルでは、このスリップ率ベクトル  $\lambda$  の大きさから発生力の大きさをもとめ、その力が  $\lambda$  方向に発生するとしている。つまり、

$$(F_X, F_Y)^t = N \cdot \mu(|\lambda|) \cdot \frac{\lambda}{|\lambda|} \quad (6.6)$$

というモデル化である。但し  $N$  はタイヤにおける垂直荷重力。堀内らは、この関数  $\mu(\lambda)$  に、前後方向の粘着モデルにおける  $\mu(\lambda)$  関数と同様のものを用いて、発生力を計算している。ここでスリップ率ベクトルと発生力の方向が同じと仮定していることは、タイヤ表面のゴム特性が、前後方向 ( $X$  軸方向) と左右方向 ( $Y$  軸方向) で均一と仮定していることに相当すると思われる。本章ではより詳細に、前後方向と左右方向に異なる特性の  $\mu(\lambda)$  特性を仮定してタイヤモデルを構築する。

本章で用いているタイヤモデルは、以下の様なものである。すなわち、(6.5) 式で得られたスリップ率ベクトル  $\lambda$  に基づき、

$$N \cdot \mu_X(|\lambda|) \cdot \frac{\lambda}{|\lambda|} \quad (6.7)$$

$$N \cdot \mu_Y(|\lambda|) \cdot \frac{\lambda}{|\lambda|} \quad (6.8)$$

をそれぞれ計算し、(6.7) 式の  $X$  方向成分を  $F_X$ 、(6.8) 式の  $Y$  方向成分を  $F_Y$  とする。もちろん  $\mu_X(\lambda)$ 、 $\mu_Y(\lambda)$  を同一にすれば、これは式 (6.6) の手法と同じものとなる。

$\mu_X(\lambda)$ 、 $\mu_Y(\lambda)$  には、第 2.2.1 節で述べた Magic Formula を用いている。従って、Magic Formula におけるパラメータの設定が、実際のタイヤの特性を決定することになる。ここでは文献 [70] に述べられている実測および詳細な物理モデルによる計算結果と、ここでのタイヤモデルの出力がおおよそ一致するように、パラメータの値を試行錯誤的に選んでいる。タイヤモデルの選定は、後のシミュレーション結果などに大きな影響を及ぼすので、この両者の比較結果などは特に付録 D.2 に示している。必要であれば参照されたい。

尚、以下でシミュレーション結果について述べる際に、参照用の値として (ベクトルでなくスカラーの) スリップ率を示している。本論文ではこれは、スリップ速度ベクトル  $V_w - V'$  の  $X$  方向成分を、車体速度や車輪速度の  $X$  方向成分の絶対値で規格化したもの、つまり

$$\lambda = \frac{V_{wx} - V'_x}{\max(|V_x|, |V_{wx}|)} \quad (6.9)$$

としている。車体速度と車輪速度の符号が異なる場合に、この値の大きさは 1 を超えてしまうが、ここでは  $\pm 1$  で飽和するようにしている。

以上により、タイヤで発生する力が記述されたので、シミュレーション計算のために残っているモデル化は、加速度に応じた荷重変動に関するものだけである。本来これは、サスペンションのバネ及びダンパの特性、またその幾何的構造などから計算されるべきものである。しかし、このような詳細なモデリングは複雑であるので、ここでは簡単に、重心の移動は前後左右方向の加速度に比例して生じるとし、この重心位置に関する内分計算から、各輪の荷重を計算するようにしている。

具体的な荷重配分の計算は以下の通りである。車両重心を原点とする  $x-y$  座標系において ( $x$  方向が進行方向, 右手系) において、重心の位置  $(x, y)$  が加速度に応じて

$$x = k_x a_x \quad (6.10)$$

$$y = k_y a_y \quad (6.11)$$

と変化するとする。このとき、

$$\begin{aligned} \left(\frac{d}{2} - x\right) : \left(\frac{d}{2} + x\right) &= N_2 : N_1 \\ \left(\frac{d}{2} - x\right) : \left(\frac{d}{2} + x\right) &= N_4 : N_3 \\ \left(\frac{l}{2} - y\right) : \left(\frac{d}{2} + x\right) &= N_3 : N_1 \\ \left(\frac{l}{2} - x\right) : \left(\frac{d}{2} + x\right) &= N_4 : N_2 \end{aligned} \quad (6.12)$$

となる。但し、 $N_i$  はそれぞれのタイヤにおける垂直荷重力。また、 $d$  は前後トレッド  $d_f, d_r$  の平均値、 $l$  は  $l = l_f + l_r$  つまりホイールベースである。さらに上式に加えて、4輪における垂直荷重力の総和が車両に対する重力になるという式、つまり重力加速度を  $g$  として

$$\sum_{i=1}^4 N_i = Mg \quad (6.13)$$

なる式をあわせれば、これらの式から  $N_i$  を計算することができる<sup>2</sup>。

$k_x, k_y$  の設定であるが、ここでは最大加速度に対する荷重変動比を指定し、そこから逆算して与えている。路面で発生できる力の4輪分の和が、最大でも  $Mg$  を超えられないことから、最大加速度は基本的には重力加速度  $g$  である。つまり、前後加速度が  $g$  の時の前後荷重配分比をパラメータとして与えて、前後方向の荷重変動特性を規定している。横方向も同様である。

本節の最後に、以下で行うシミュレーションにおける主な諸元を示しておく。

<sup>2</sup>(6.12) 式は実際にはランクが落ちているので、この内の3式を選んで用いればよい。

$M$	車体重量	1100 [kg]
$I$	車両慣性モーメント	$3.76 \times 10^3$ [kgm <sup>2</sup> ]
$F_{a0}$	空気抵抗係数	0.55 [Ns <sup>2</sup> /m <sup>2</sup> ]
$d_f$	前輪トレッド	1.36 [m]
$d_r$	後輪トレッド	1.33 [m]
$l_f$	重心ー前輪軸間の距離	1 [m]
$l_r$	重心ー後輪軸間の距離	1.36 [m]
SM	スタティックマージン	0.076 (弱い US 特性)
$M_w$	車輪部分の慣性モーメント (質量換算値)	37.0 [kg]
$r$	車輪半径	0.26 [m]
$F_{r0}$	走行抵抗係数 (*1)	107.8 [Ns/m]
	加速度 $g$ における前後荷重配分比	3:7
	横加速度 $g$ における左右荷重配分比	3:7

\*1 ... タイヤ 1 輪分に対する値

表 6.1: 4 輪および車両の運動シミュレーションにおける諸元

### 6.3 旋回時の制動による車両 2 次元運動の不安定化

本章では、滑りやすい路面で旋回中に急な制動を行った場合に生じる、車両運動の不安定化現象を扱う。そこで、はじめにこの不安定な車両挙動をシミュレーションにおいて再現することを試みる。

ここではステアリングの伝達特性などは考えていないので、操縦者は旋回時には単に前輪実舵角を操作していると考えればよい。本章でのシミュレーションでは、この前輪実舵角はステップ状に与えている。制動であるが、ここではモータに対する減速モータトルク指令  $F_m^*$  を操縦者が与えるとしている。これは通常の車両において、ホイールブレーキシリンダーからブレーキパッドを介して車輪に与えられるブレーキトルクに相当する。特に空転防止の制御を行わない場合には、 $F_m^*$  はそのままモータへのトルク入力  $F_m$  となり、これが車輪回転を減速させることでタイヤ表面で生じる制動力  $F_x$  が大きくなり、車体速度を減速させることになる。また、操縦者の与える減速モータトルク指令は、各輪全てに等しく与えられるとしている。従って、各輪でのモータトルク指令値  $F_{m_i}^*$  は全て等しい。制御が行われている場合には、制御器の出力がこの  $F_{m_i}^*$  から差し引かれて、実際のモータトルク  $F_{m_i}$  となる。

尚、本章では以降の部分で様々な運動の再現を行うが、それらは全て、

- 前輪実舵角  $\delta_f$  が
  - “直進” ( $\delta_f = 0[\text{deg}]$ ) か,
  - “旋回” ( $\delta_f = 3[\text{deg}]$ , 2 秒以降) か.
- 路面が,
  - 乾燥アスファルト ( $\mu_{\text{peak}} = 1.0$ ) か,
  - 濡れた路面程度の滑りやすさ ( $\mu_{\text{peak}} = 0.5$ ) か.
- 制動が,
  - 急な制動 ( $F_m^* = -1100[\text{N}]$ , 5 秒以降 9 秒まで) か,
  - やや急な制動 ( $F_m^* = -900[\text{N}]$ , 5 秒以降 9 秒まで) か,
  - 弱い制動 ( $F_m^* = -700[\text{N}]$ , 5 秒以降 9 秒まで) か.
- 空転防止制御が,
  - 全く行われていないか,
  - やや行われているか (3 秒以降),
  - 行われているか (3 秒以降),

という様々な入力パターンの組合せであることを, 理解のためにここで付記しておく.

初めに示す図 6.2, 図 6.3, 図 6.4 のシミュレーションにおいては, 初期車速は  $25[\text{m/s}]$ ,  $90[\text{km/h}]$  に設定している. 路面はいずれも, 滑りやすい路面 ( $\mu_{\text{peak}} = 0.5$ ) である. 初めの 2 秒間は, 車両は特に制動も旋回も行わずに走行している.  $F_m = 200[\text{N}]$  というわずかなモータトルクが与えられているが, これはほぼ走行抵抗や空気抵抗とつり合っているので, この時車体速度はほぼ一定である. 2 秒後に操縦者がステアリング操作を行い, 前輪実舵角がステップ状に  $3[\text{deg}]$  となる. これによって車体すべり角  $\beta$  とヨーレート  $\gamma$  が発生し, 車両は旋回を開始する. すべり角の増加は各輪におけるタイヤすべり角の増加となって横力を生み, これが遠心力と拮抗することで旋回運動を保っている. なお, この旋回は, 左方向に, 反時計回りのものである.

シミュレーション開始 2 秒から 5 秒までは, 制動は行わずに旋回だけを行っているので, 各輪にはまだ余裕があり, 十分な横力が発生している. また, 各輪で発生している横力はバランスが取れているので, ヨーレート  $\gamma$  は安定しており, 結果として  $\beta$  も安定である (図第 1 段目). シミュレーション開始から 5 秒後, 旋回開始から 3 秒後に, 操縦者がブレーキペダルを踏んで制動を開始し, 各輪に減速トルク指令値が与えられる (同図 2 段目).

図 6.2 は, 弱い制動 ( $F_m^* = -700[\text{N}]$ ) を行った場合の結果である. この場合, 路面が滑りやすいにもかかわらず, 車両の挙動は依然安定な領域にある. スリップ率 (図最下段) は

いずれのタイヤにおいても、小さな値にとどまっている。従って依然十分な横力が各輪で発生しており、車体すべり角の増加も起こっていない。

図 6.3 は、やや急な制動 ( $F_m^* = -900[N]$ ) を行った場合の結果である。この場合、滑べりやすい路面に対して加えられた制動力がやや過剰であるので、車両の挙動が限界に近付いてしまう。スリップ率 (図最下段) を見ると、特に左後輪でスリップ率が大きく上昇している。これは、旋回中に制動を行ったために、右前方に車体の重心が移動しており、内側後輪つまり左後輪の荷重が減少する、いわゆる荷重抜けが起こっているためである。これによって左後輪の発生横力が大きく減少するので (図 4 段目)、4 輪の発生横力のバランスがくずれ、車体すべり角  $\beta$  が大きく (負方向に) 上昇する。車両本来の特性は弱い US 特性であるが、制動と旋回に伴う荷重変動の結果、車両は軽いスピンを起こしている。

図 6.3 の場合には、それでもぎりぎり車体の挙動は回復し、なんとか旋回をすることができている<sup>3</sup>。しかし、さらに急な制動 ( $F_m^* = -1100[N]$ ) を行った場合には (図 6.4)、車両はもはや通常の旋回を維持することができない。発生横力の減少による車体すべり角の増加はすでに限界を超えて  $90[\text{deg}]$  に達し、車両は進行方向に対して完全に横を向いてしまう。シミュレーション開始 9 秒の時点で制動は終了しているが、車両の旋回は既に復元されることがない。 $\beta$  が  $90[\text{deg}]$  に達したため、シミュレーションはここで停止しているが、これがいわゆるスピンの発生である。このような状態ではもはや、通常の操縦者には車両の挙動を制御することは不可能で、多くの場合このような状態は致命的な事故につながることになる。

図 6.5 には、以上の 3 つのシミュレーション例における車両の挙動を、視覚的に再現した図を示す。車両の大きさが実際の 4 倍に描かれている以外、全て実際のシミュレーション結果に忠実に描かれている。図から、急な制動を行った場合に車両がスピンに至っている様子などを、良く理解することができる。

なお、図 6.2 - 図 6.4 においては、図同士の比較を容易にするために、各グラフの縦軸の範囲をなるべく共通なものにして表示している。しかしながら  $\beta$  と  $\gamma$  だけは、図によって値が大きく異なるので、それぞれ異なるスケールの軸で表示しているので、この点に注意されたい。これは、以降で示す同様の図においても当てはまることである。

<sup>3</sup>途中で一度車体すべり角が大きくなり、いわゆるドリフト走行を起こして旋回したため、回転半径が小さくなっている

### 6.3 旋回時の制動による車両 2 次元運動の不安定化

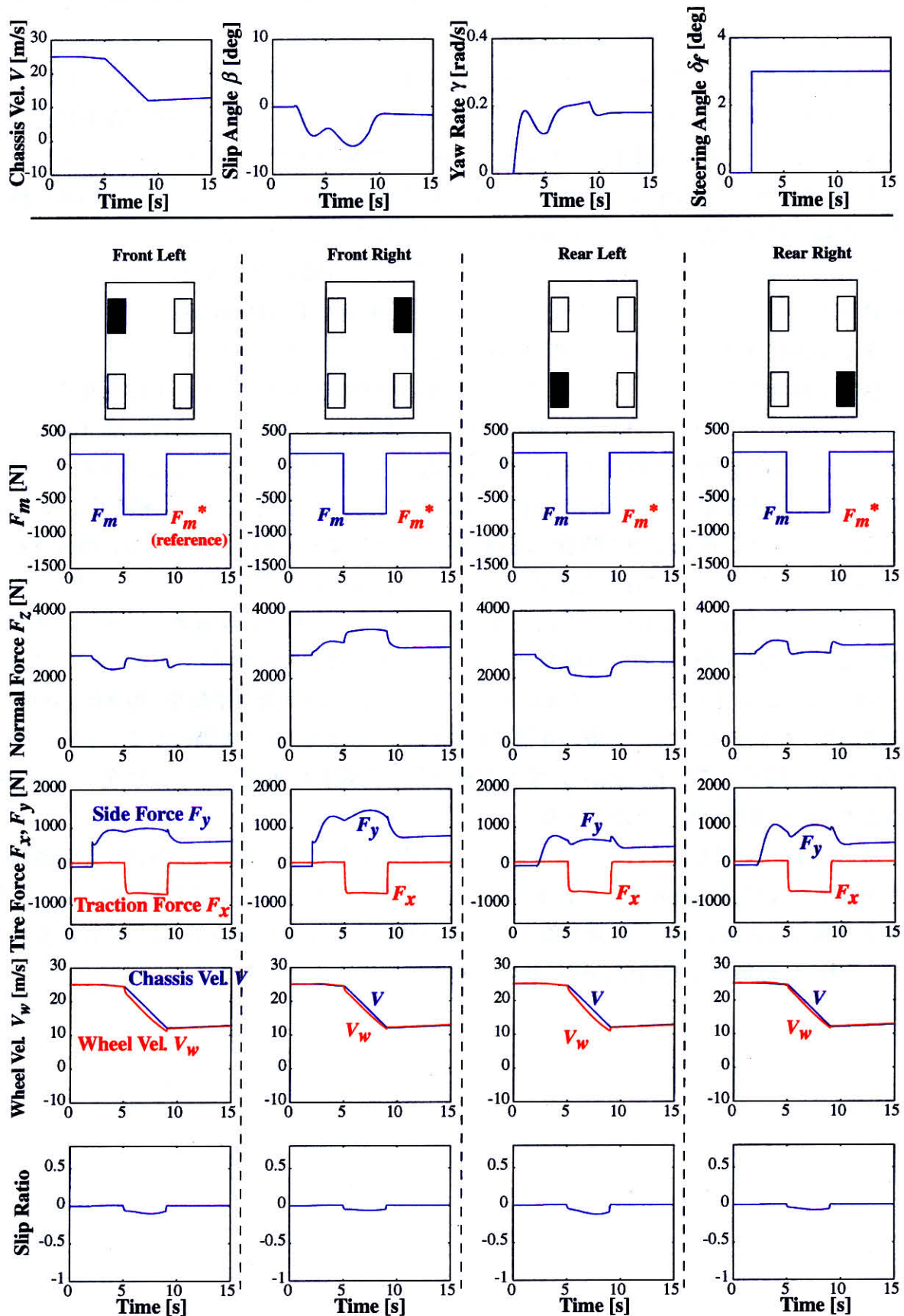


図 6.2: 滑りやすい路面上を旋回中に弱い制動を行った場合の車両の挙動（制御なし）



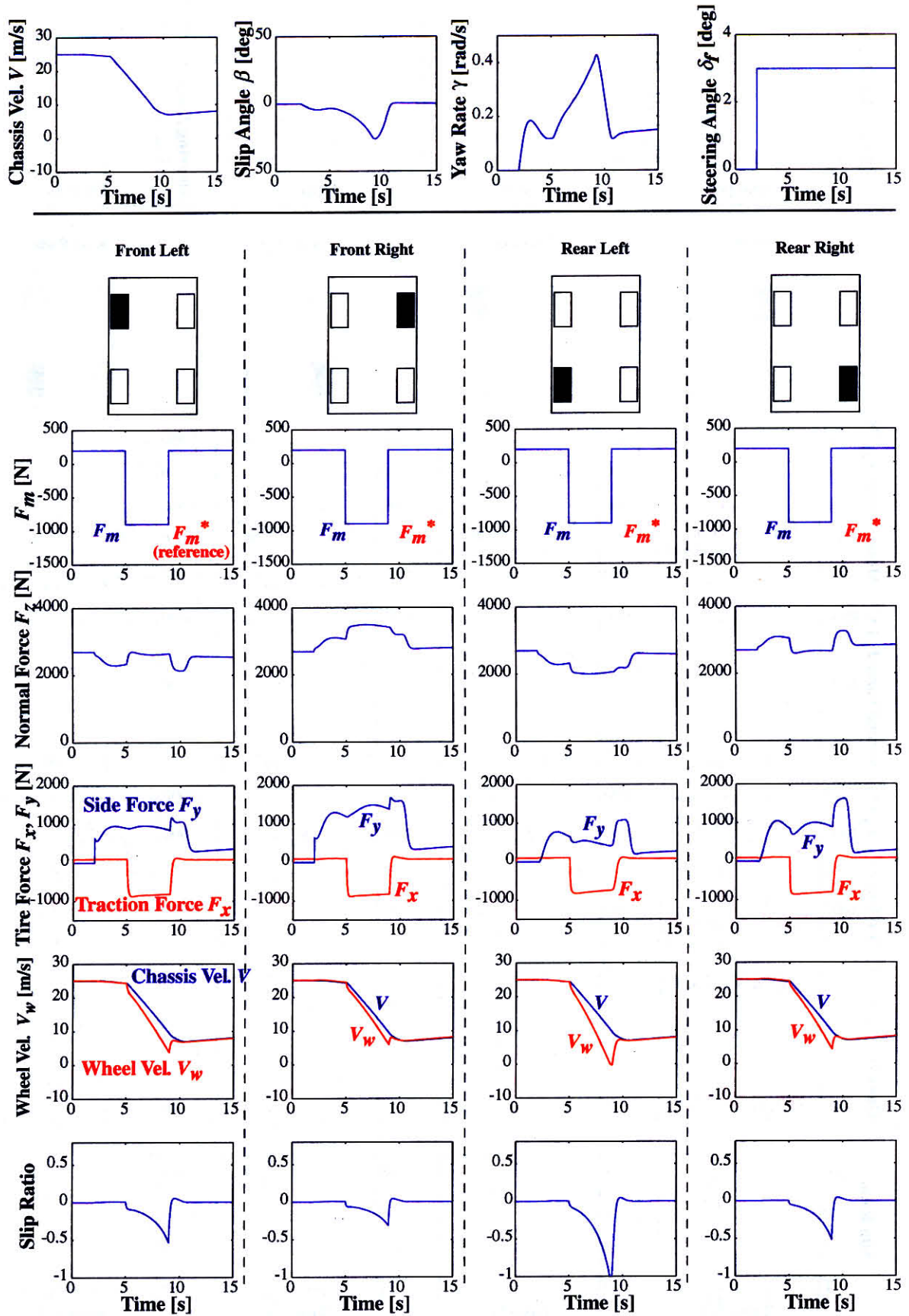


図 6.3: 滑りやすい路面上を旋回中にやや急な制動を行った場合の車両の挙動（制御なし）

### 6.3 旋回時の制動による車両 2 次元運動の不安定化

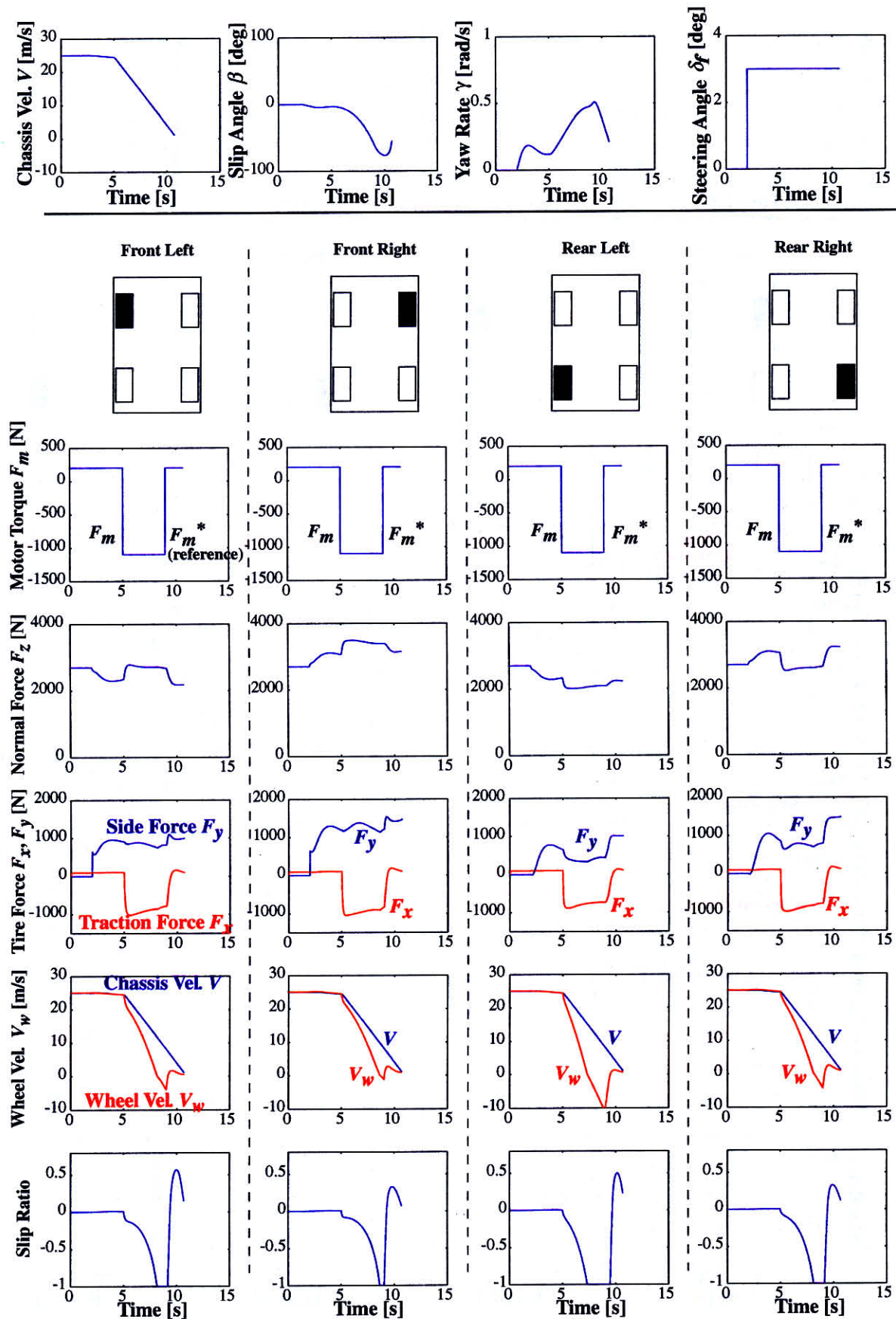


図 6.4: 滑りやすい路面上を旋回中に急な制動を行った場合の車両の挙動 (制御なし)

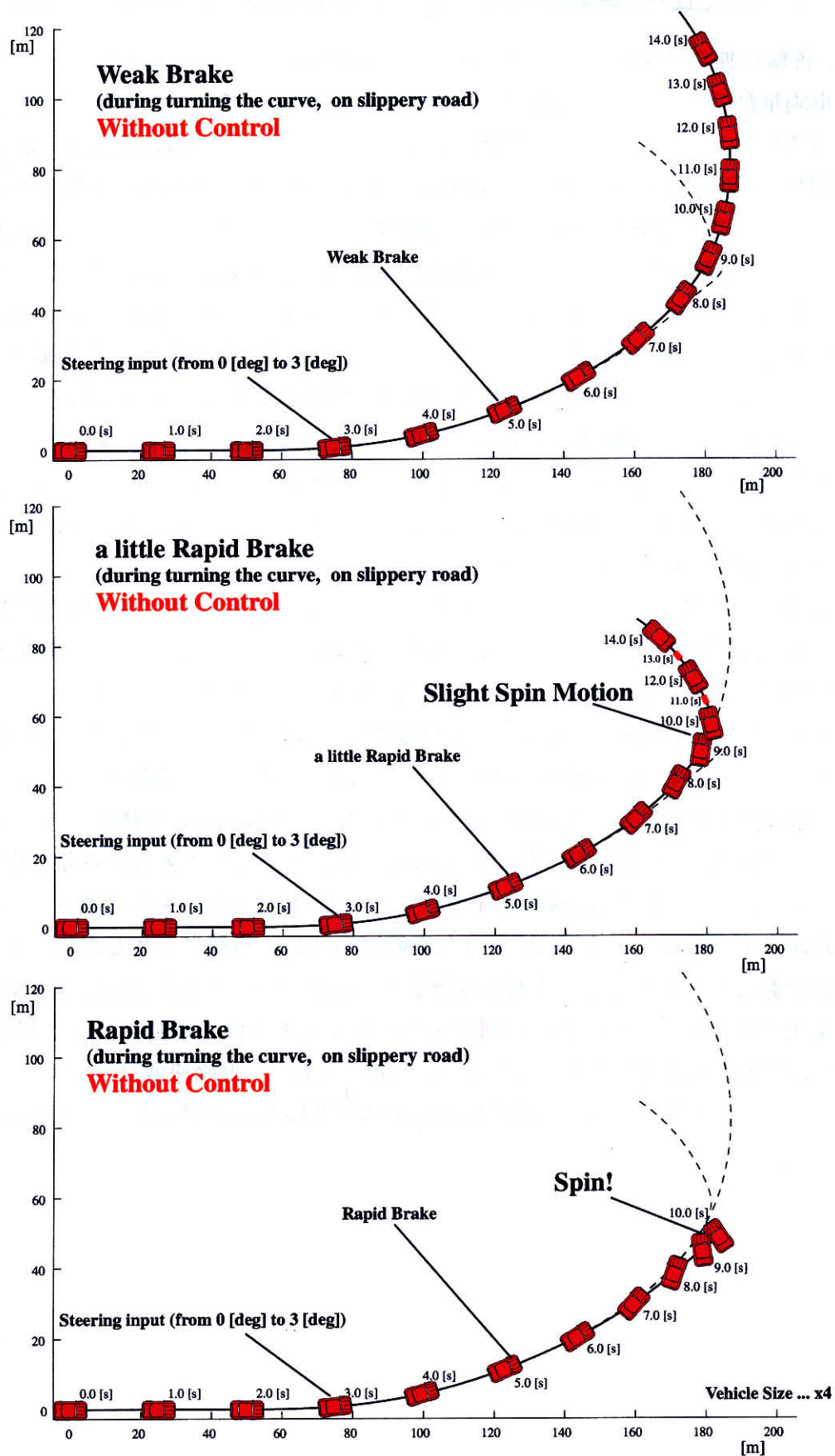


図 6.5: 滑りやすい路面上を旋回中に制動を行った場合の車両の挙動 (いずれも制御なし)

## 6.4 各輪独立の車輪速度制御による旋回制動の安定化

次に、各輪に独立に空転防止制御を行うことの効果について議論を行う。ここで述べたような車両挙動の不安定化を回避する一般的な制御方策は、例えばDYCのようなものである[28]。DYCはヨーレート $\gamma$ の計測値に基づくフィードバック制御であるが、前章で述べた通り、過剰な制御入力を与えないようにする必要がある。これは車両の挙動が不安定化しないために必要なことであり、そのために、制御系のゲインを下げる、あるいは車体すべり角 $\beta$ の推定による路面限界の把握、ないし路面状態推定による路面限界の推定などが不可欠である。実際、近年のDYCに関する報告の多くは、車体すべり角の推定やタイヤにおける発生横力の推定などに関するものである。このような推定は、しかしながら容易ではなく、開発においてはそのような推定機構の実現に多大な労力を要してしまっている。

一方ここで検討する車輪速度制御系(MFC)は、車輪速度のフィードバック制御によるタイヤ特性の改変であるから、このような車両の状態量は一切用いることなく、制御系としては安定なものを構築し、適用することができる。ではこの時、図6.5に見られたような不安定な車両挙動は、果して安定化されるのであろうか。

まず図6.6と図6.7に、滑りにくい乾燥アスファルト路面を旋回を行わず直進し、5秒から9秒の間、弱い制動( $F_m^* = -700[\text{N}]$ )を行った場合のシミュレーション結果を示す。図6.6は制御なし、図6.7はゲイン $K_p = 5$ で非積分型の車輪速度制御(MFC)を行った場合の結果である。ゲインの設定については、3.3.2節での検討を参照されたいが、この値は車輪速度制御の効果が得られる、比較的小さいゲインの値である。この制御は、シミュレーション開始後3秒以降で有効になっている。これに先立ち、2~3秒の間に摩擦分トルクの大きさをオンラインで同定し、制御を行う際にはその分を参照モデルへの入力から差し引いている。

このシミュレーションでは、横力も発生しておらず、制動も弱いものであり、しかも滑りにくい路面上での運動であるので、大きな空転はいずれの車輪にも生じない。従って、車輪速度制御を適用してもなんらの影響を及ぼさず、制御を行った場合と行わない場合とで、ほとんど結果に差を生じない。これは制御を行わなくても車両の挙動が安定な場合であるから、このような結果は適当なものである。いいかえるなら、車輪速度制御がやみくもにトルクを減ずるような制御ではなく、通常の走行を妨げる様なものでもないことが確認される。



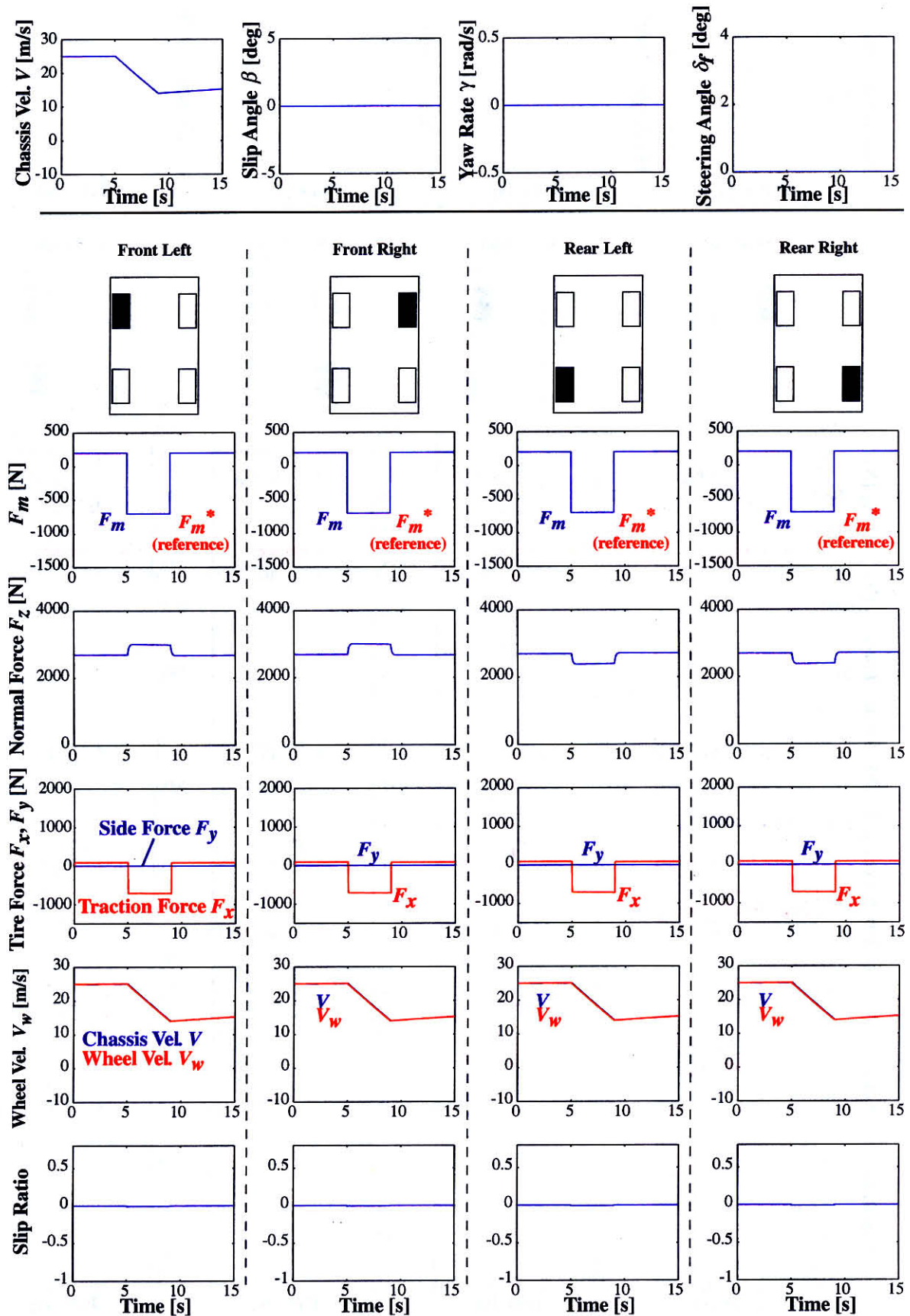


図 6.6: 滑りにくい路面上を直進中に弱い制動を行った場合の車両の挙動（制御なし）

## 6.4 各輪独立の車輪速度制御による旋回制動の安定化

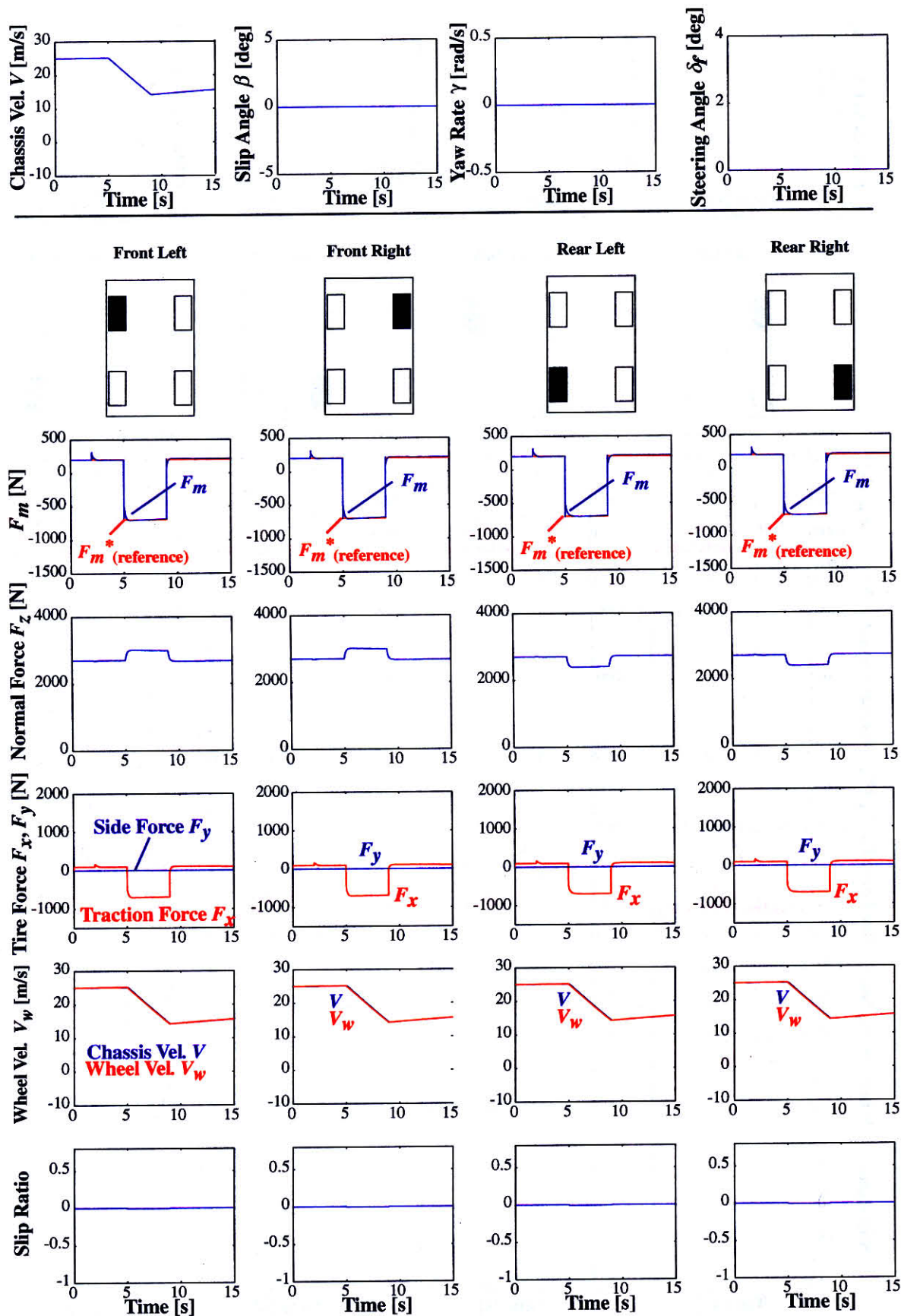


図 6.7: 滑べりにくい路面上を直進中に弱い制動を行った場合の車両の挙動 (制御あり)

次に、図 6.8 - 6.10 に、滑りやすい路面を旋回中に制動を行った場合のシミュレーション結果を示す。これは、図 6.2 - 図 6.4 の結果と同じ状況のシミュレーションであるが、ここで示す図 6.8 - 図 6.10 の場合には、ゲイン  $K_p = 5$  で、各輪に車輪速度制御が施されている。これによって、既に第 3 章で述べた通り、各輪のみかけの慣性モーメントが大きくなり、空転の成長する時定数が遅くなっている。これにより、急な制動にともなう空転の発生を妨げるべく、モータトルク  $F_m$  を弱める効果が働いている様子が理解される（各図 2 段目）。図 6.8 は、弱い制動を行った場合であるので、それほど大きな空転の発生は起こっておらず、従って制御によりトルクが弱められる作用は大きくない。このため、結果得られる車両の挙動は、制御を行わなかった場合と大きく異なるものではない。既に述べた通り、このような制御が、空転を伴わない通常の走行や減速を妨げるものではないことが、ここでも確認される。

一方、図 6.10 のように操縦者が急なブレーキ操作を行った場合には、もし制御が行われていなければ、図 6.4 や図 6.5 に示したように、車両の挙動が不安定なものとなってしまう。しかしながら車輪速度制御を各輪に適用しておけば、図 6.10 から理解されるように、急激な空転を防止するように減速トルクが弱められる結果、各輪で横力の急減が防止される。この効果は、特に荷重抜けの発生している左後輪で顕著である。この手法では、各輪における荷重の推定も、もちろんすべり角などの推定も行っておらず、スリップ率の値すら用いていない。にもかかわらず、荷重力の減少に応じる形で自律的に制動トルクが減じられている点は、非常に興味深い特徴であろう。このような、各輪の自律的な安定化が行われている結果、やや急な制動時 ( $F_m^* = -900[\text{N}]$ ) はもとより、急な制動 ( $F_m^* = -1100[\text{N}]$ ) を行った場合でも車両の挙動は安定なものとなっている。これによって車両が安定に旋回できている様子を、弱い制動、やや急な制動、急な制動のそれぞれの場合について、図 6.11 に示す。また、制御なしの場合と制御を行った場合の車両の挙動を、図 6.12 - 6.14 に比較して示す。図 6.12 は弱い制動の場合、図 6.13 はやや急な制動、図 6.14 は急な制動の場合の結果である。弱い制動の場合には、もともと車両の挙動は安定であるので、制御を適用しない場合と適用した場合とで、大きな差はないが、制動が強くなり車両の挙動が不安定になってくるにつれて、制御を適用した効果が大きくなり、急な制動を行った場合でも安定な旋回を達成できている様子が視覚的に理解される。

## 6.4 各輪独立の車輪速度制御による旋回制動の安定化

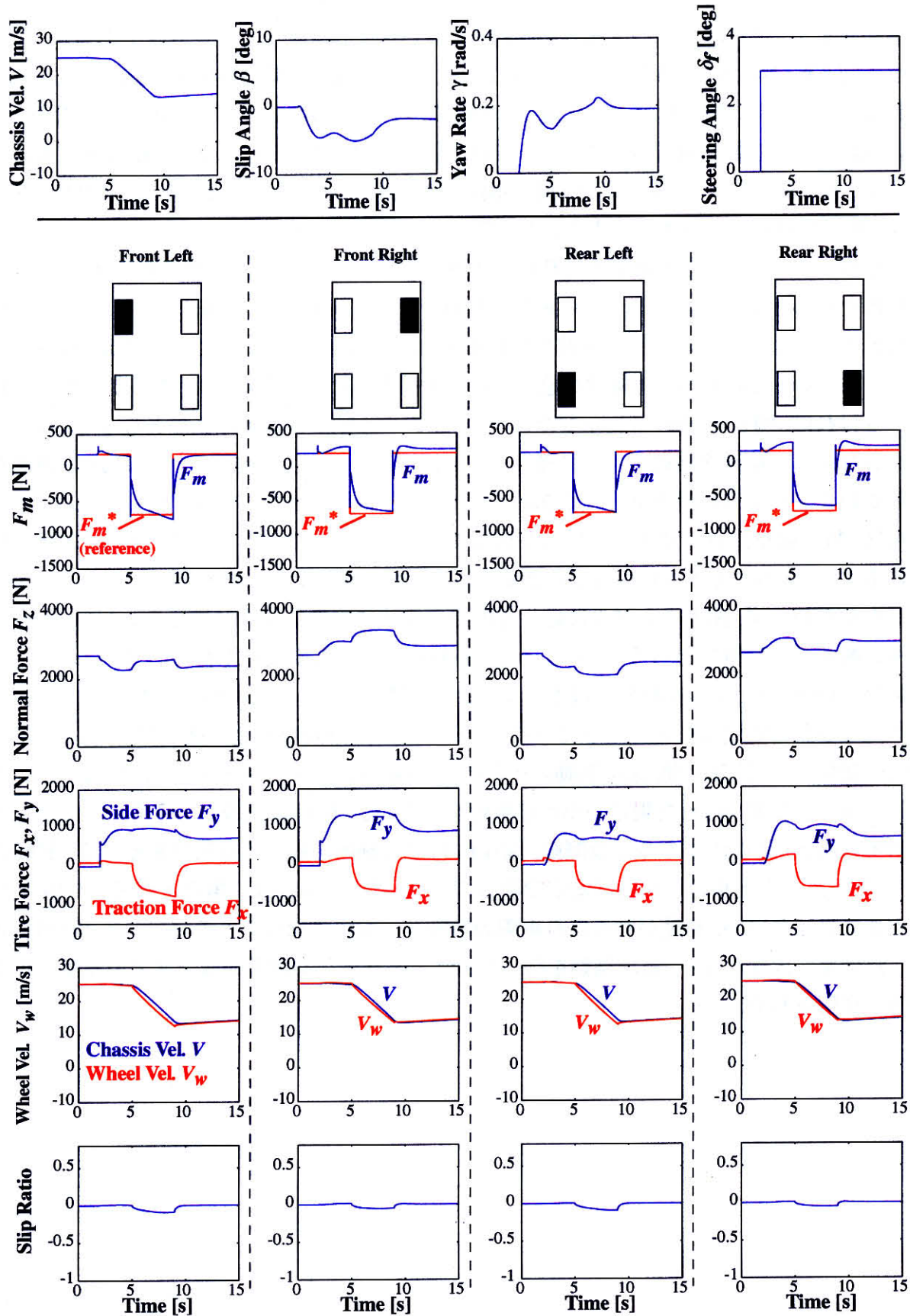


図 6.8: 滑りやすい路面上を旋回中に弱い制動を行った場合の車両の挙動（制御あり）



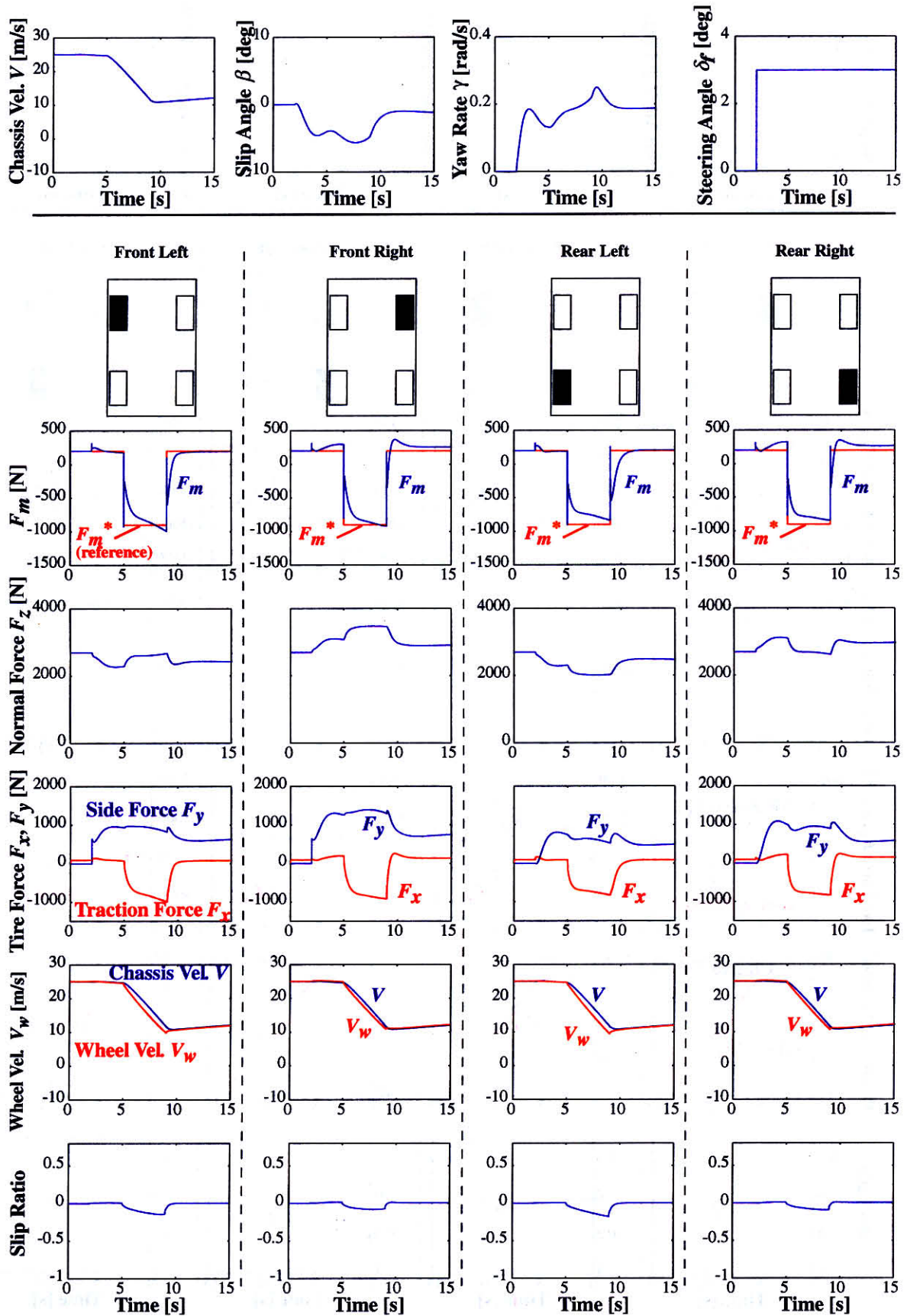


図 6.9: 滑りやすい路面上を旋回中にやや急な制動を行った場合の車両の挙動 (制御あり)

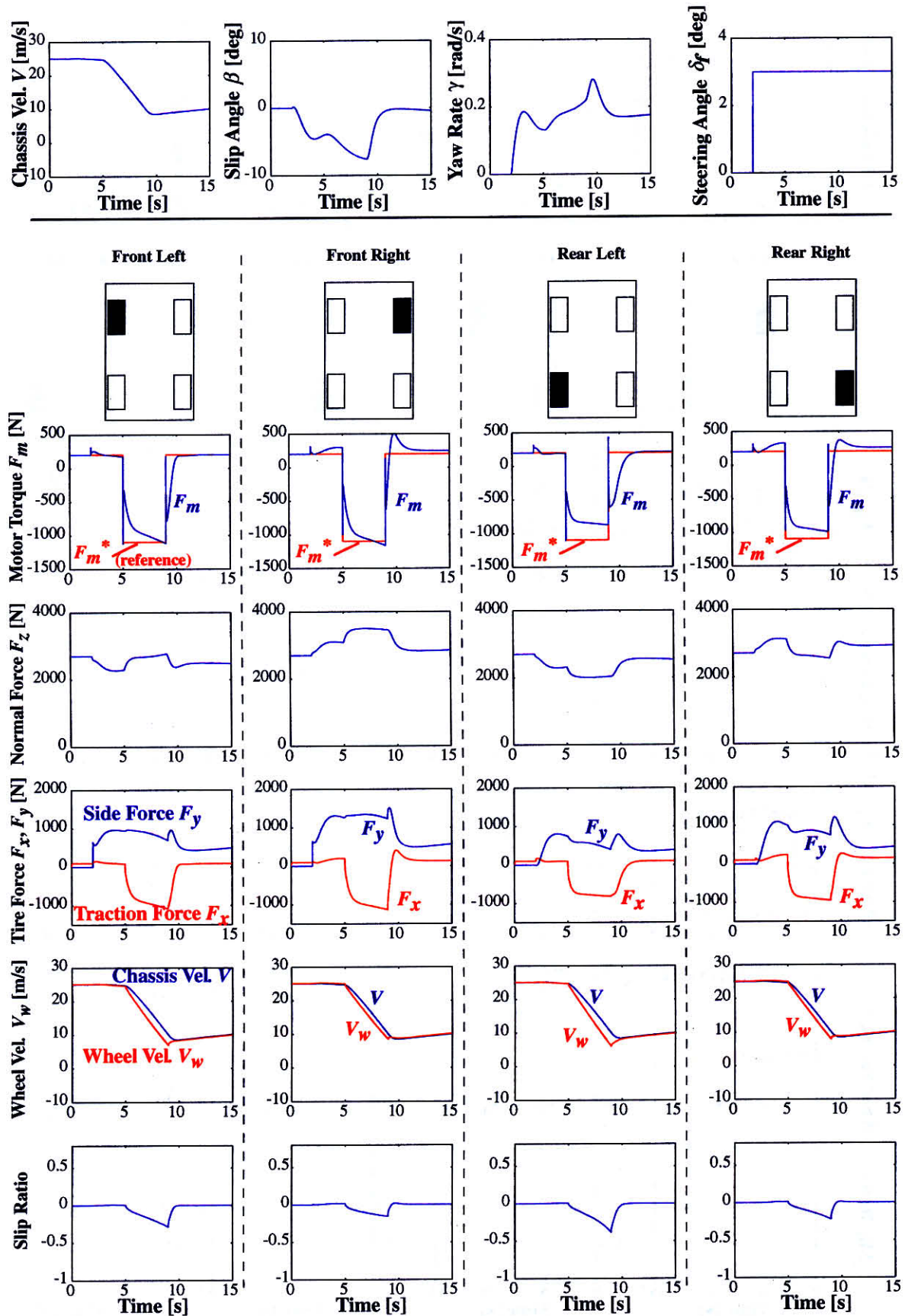


図 6.10: 滑りやすい路面上を旋回中に急な制動を行った場合の車両の挙動（制御あり）

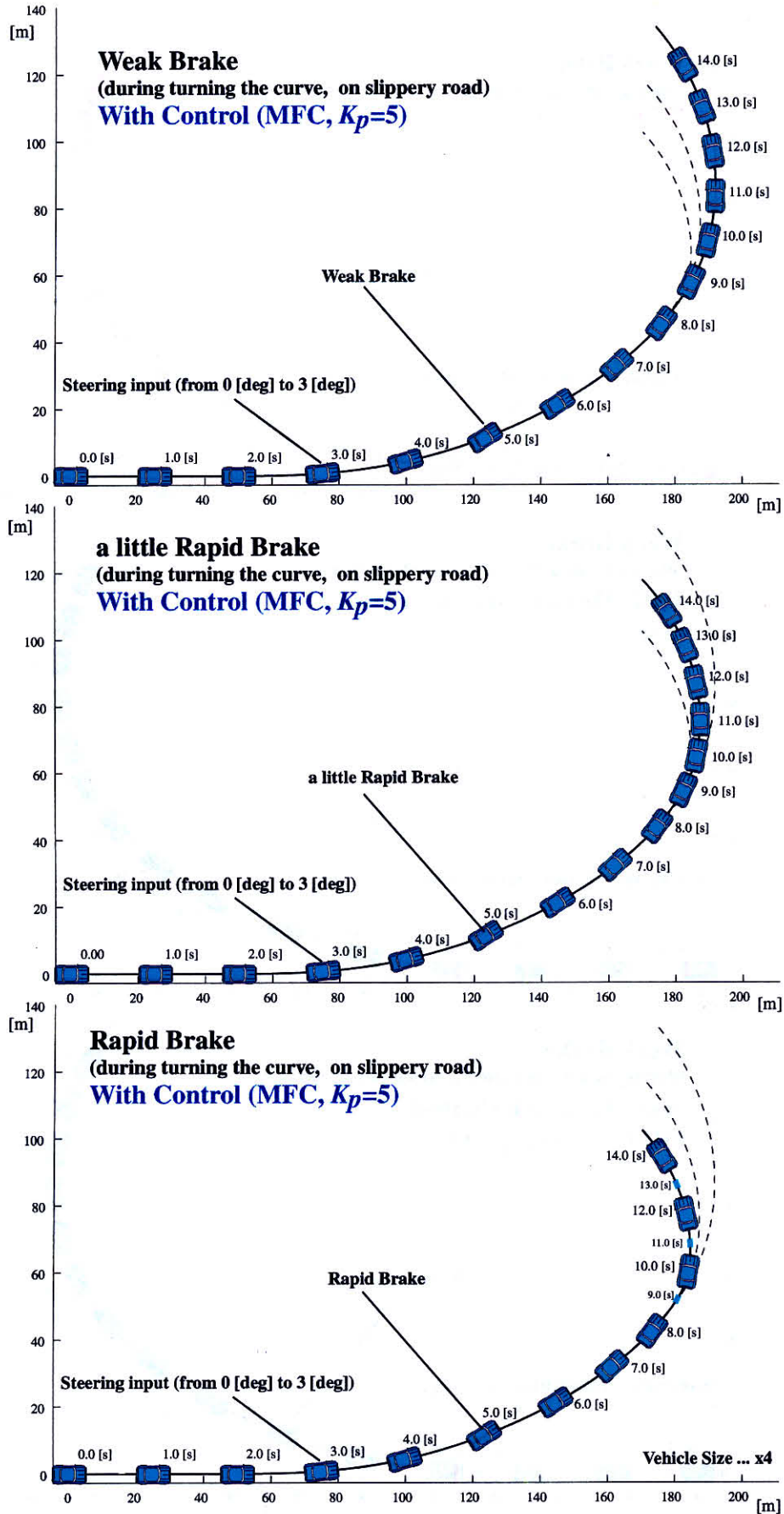


図 6.11: 滑りやすい路面上を旋回中に制動を行った場合の車両の挙動 (いずれも制御あり)



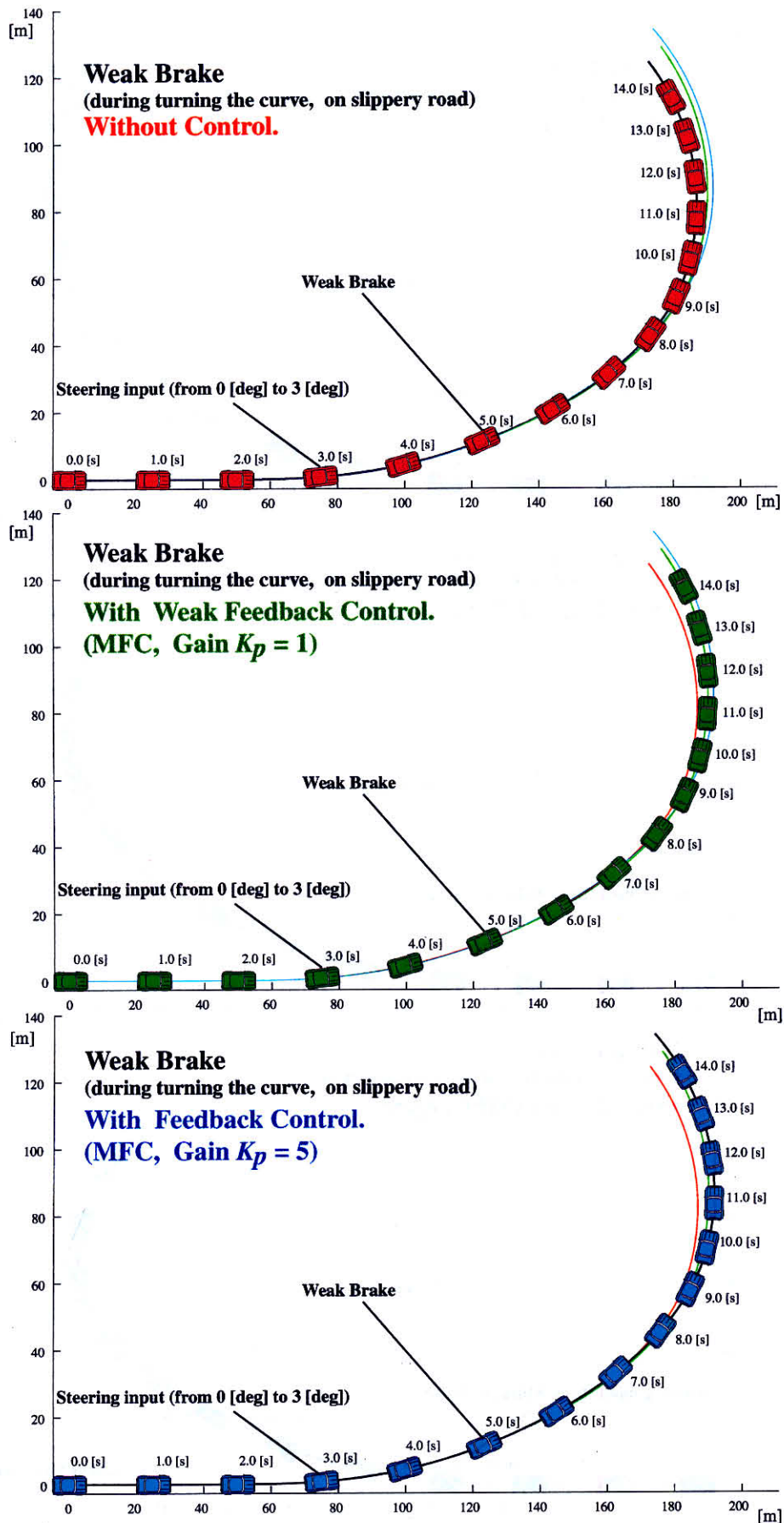


図 6.12: 滑りやすい路面上を旋回中に制動を行った場合の、車両の挙動（制御なしと制御ありの比較, 弱い制動時）

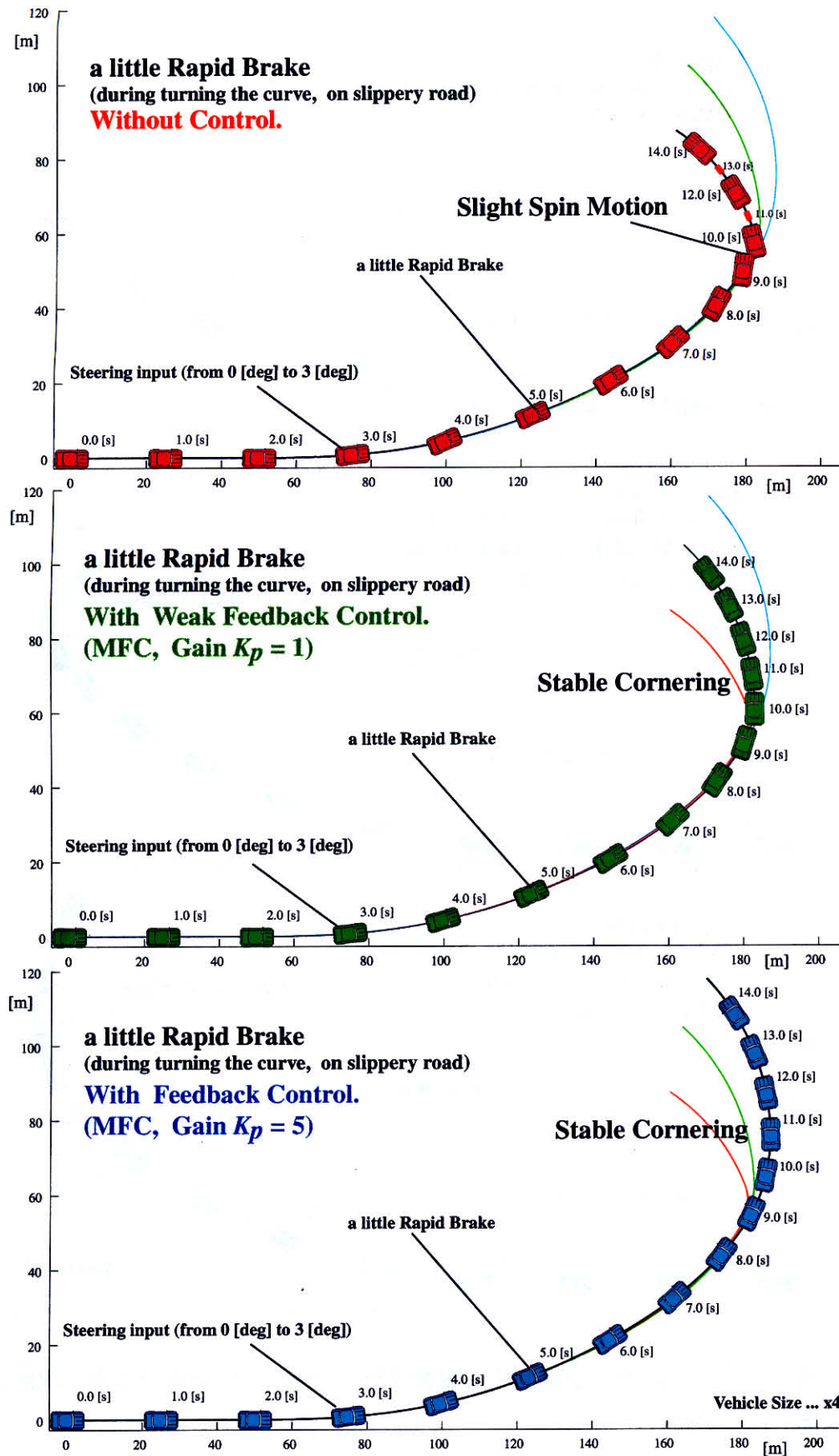


図 6.13: 滑りやすい路面上を旋回中に制動を行った場合の、車両の挙動（制御なしと制御ありの比較、やや急な制動時）

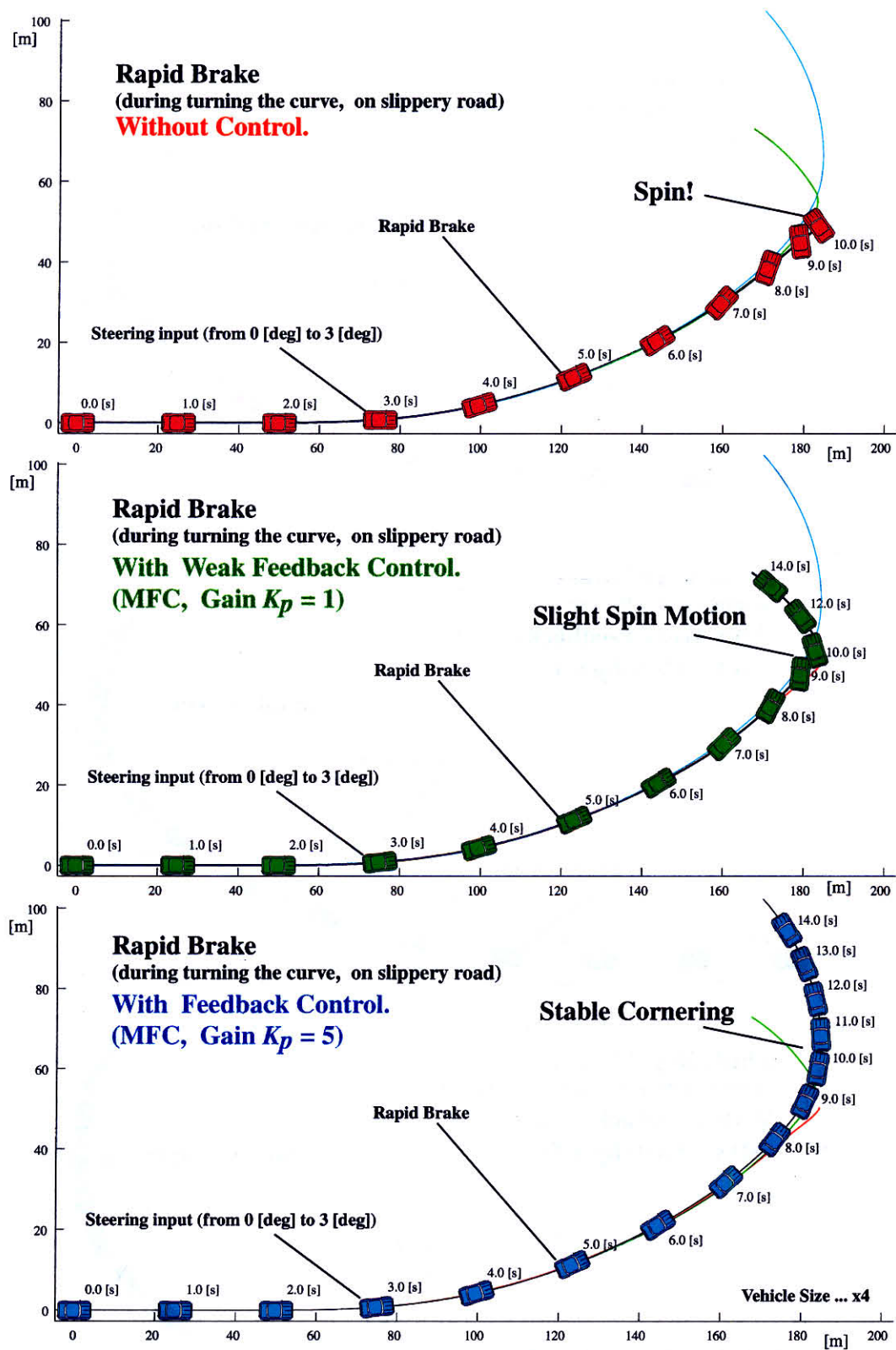


図 6.14: 滑りやすい路面上を旋回中に制動を行った場合の, 車両の挙動 (制御なしと制御ありの比較, 急な制動時)

## 6.5 あとがき

本章では、4輪にモータが取り付けられた、4輪完全独立駆動の電気自動車を対象とし、その二次元運動の安定化に関する議論を行った。車輪速度制御系を構築することで車輪のみかけの慣性を増し、これによって各輪を滑べりにくくする制御は、既に第2章や第3章で検証されている手法である。ここでは、このような制御を各輪毎に構築しておくことが、果して車両の二次元運動安定に寄与するのかどうか検討を行った。

カーブなどを旋回中に急な制動を行うと、特に路面が滑べりやすい場合などには車両の挙動が不安定化し、いわゆるスピンに陥ることはよく知られた現象である。本章でははじめに、このような車両の挙動をシミュレーションによって再現した。次に、各輪に車輪速度制御系が構築されていることで、このような不安定な車両二次元運動を回避できることを、同様にシミュレーションによって示すことができた。制御によってみかけの慣性が増したタイヤは、空転時にも回転速度が大きく上昇しないため、スリップ率の急激な上昇とこれに伴う横力の急減を防止することができる。これによって、横力減少の時定数が大きく異なるため、その分だけ車両運動は安定化されるのである。

この手法では、各輪における荷重の推定も、もちろんすべり角などの推定も行っていない。スリップ率の値すら用いていない。にもかかわらず、荷重力の減少などに応じて、制動トルクが減じられ、結果車両の二次元運動が安定化されていることは、非常に興味深い特徴である。つまり各輪が自律的に安定化されていることで、結果として車両の二次元運動も安定化されているのである。

このような、つまりモータ速度に関するフィードバック制御によってモータの機械的な特性を改変、設計するといった手法は、モータ制御の考え方としてはなじみの深い手法である。例えば外乱オブザーバの適用によるモータ慣性のノミナル化などである。このような手法は、つまりモータの制御としては至ってオーソドックスなものであり、ごく自然な手法と言える。ここでの議論は、さらにそれが自動車という機械系の特性の改善につながっている点で興味深いが、基本的には電気系の制御によって機械系の特性を改善するという方法論の延長上に位置するものである。

本章での議論は、しかし未だごく基礎的な検討に過ぎない。さらに様々な状況での検討や、実験による検証などを行なって、より深い議論を行う必要がある。また、本章で述べた、各輪のノミナル化によって車両の二次元運動が安定化されるという現象の、数学的な記述も必要であると考えている。各輪の車輪速度制御に関しては、第3章で簡単な数学的記述を示したが、同様の展開を本章の内容に関して行い、このような手法の特徴や限界などを、正しく把握することが今後は重要であろう。例えば、車両の2次元運動の安定化に関して、ここで議論を行ったような手法は単独で十分な効果を持ち得るのかどうかといった検討を進める必要があるだろう。

いずれにしろ、各輪に車輪速度制御系を構築しておくことが、車両二次元運動の安定化に大きく寄与することは、ここでの議論で十分示せたと考えている。従って例えば、電気自動

車用のインホイールモータでは、そのモータ制御系に初めからこのような速度制御系を内蔵しておくといったことも十分考えられる。初めから、“ダイナミクスとして慣性の大きなモータ<sup>4)</sup>”という位置付けで、モータを捉えるわけである。ブラシレス DC モータに代表される、現在主流の誘導機ないし同期機では、回転子の位置検出を用いた高速な電流制御が実装されているので、制御用の信号という意味でも、制御演算用の CPU という意味でも、ハードウェア的には現在の構成のままで十分実現可能であると考えられる。一方で自動車メーカーなどには、ユニット化されていて初めから“滑べりにくい車輪”として捉えられる、そのようなインホイールモータなどは、歓迎されるであろう。このような意味からも、今後本章で示したような制御の効果に関して、様々な意味でさらなる検討を行う必要があると考えている。

さて、本章に至って、第2章から本章まで述べて来た車両運動制御に関し、ある一貫した視点から振り返ることができる。第2, 3章では、車輪速度のみに関するフィードバック制御系を取り上げ、車輪のみかけの慣性が車体程度に重くなるような制御系を構築することで、空転防止の効果が得られることを示した。このような制御は、単独で完全に空転を防止できるわけではないが、空転現象の進展を遅くすることができる。また第4章では、スリップ率や車体速度を用いず、車輪速度とモータトルクのみからきちんと空転を検出する手法を提案、検証した。そして本章では、車輪の見た目の慣性を制御によって重くしておくことで、滑べりやすい路面上での車両の2次元運動を安定化する効果が得られることが示された。

車両の2次元運動制御手法として従来から提案されてきたDYCなどは、検出したヨーレートや推定した車体すべり角などに基づく制御系である。モータの特徴、つまり高速なトルク応答や出力トルク把握の容易性などは、このような制御系におけるより優れたアクチュエータとしても活用されるべきであろう。これら従来検討されてきた制御系における一つの困難は、フィードバック制御に用いる信号の質が必ずしも十分でない点にあり、あるいは制御に必要な情報の推定機構実現に多大な労力を要する点にある。

一方本章で検討したような、あるいは第4章で述べた空転防止法のような手法は、いずれも車輪速度のみに基づく制御系であり、つまりはモータのみに関する制御系である。これらの制御によって駆動輪の安定化を行っておくことは、本章での検討からも明らかな通り、車両の2次元運動安定化に大きな寄与がある。これらの手法と従来のABSやDYCなどとの大きな違いは、提案してきた手法が車体速度や車両すべり角といった検出ないし推定が容易ではない情報を必要としない点にある。これはしかし、DYCなど従来の制御方策を否定するものではなく、それらが不得意とする領域、例えば状態推定が効かないような短時間の特性改善などでの効果を狙ったものと言える。従って、これら車輪速度のみに基づくモータ自身の制御系は、DYCなどが適用された制御系全体における、いわばマイナーループないし下層の制御系であると認識している(図6.15)。電気自動車においてモータの高速なトルク応答という利点を最大に活かすのは、このようなマイナーループ的な高速フィードバック制御系の構築にあるというのが、本論文で示唆している指針ないし思想であることをここに

<sup>4)</sup>もちろんエネルギー効率的に損をするという意味で慣性が大きいわけではない



指摘して、本章を締めくくるものである。

従って本章の内容は、本論文全体の意図を典型的に示す内容となっていたわけだが、次章ではここまでの内容とやや性質の異なる議論を行う。それは、図 6.15 において “Driving/Braking Force Distributor” と記されたブロックについてである。DYC を行うに当たっては、通常コントローラの出力は車体に対するヨーモーメント入力の指令値  $M_z^*$  である。これは、各輪に対する制駆動力配分によって実現されるわけであるが、特に 4 輪にインホイールモータを用いたような電気自動車では、この  $M_z^*$  を実現する制駆動力配分パターンは無数に存在する。この自由度を活かし、なるべく負担の少ないタイヤに大きな制駆動力を配分するアルゴリズムの提案が、次章で行う議論の内容となる。

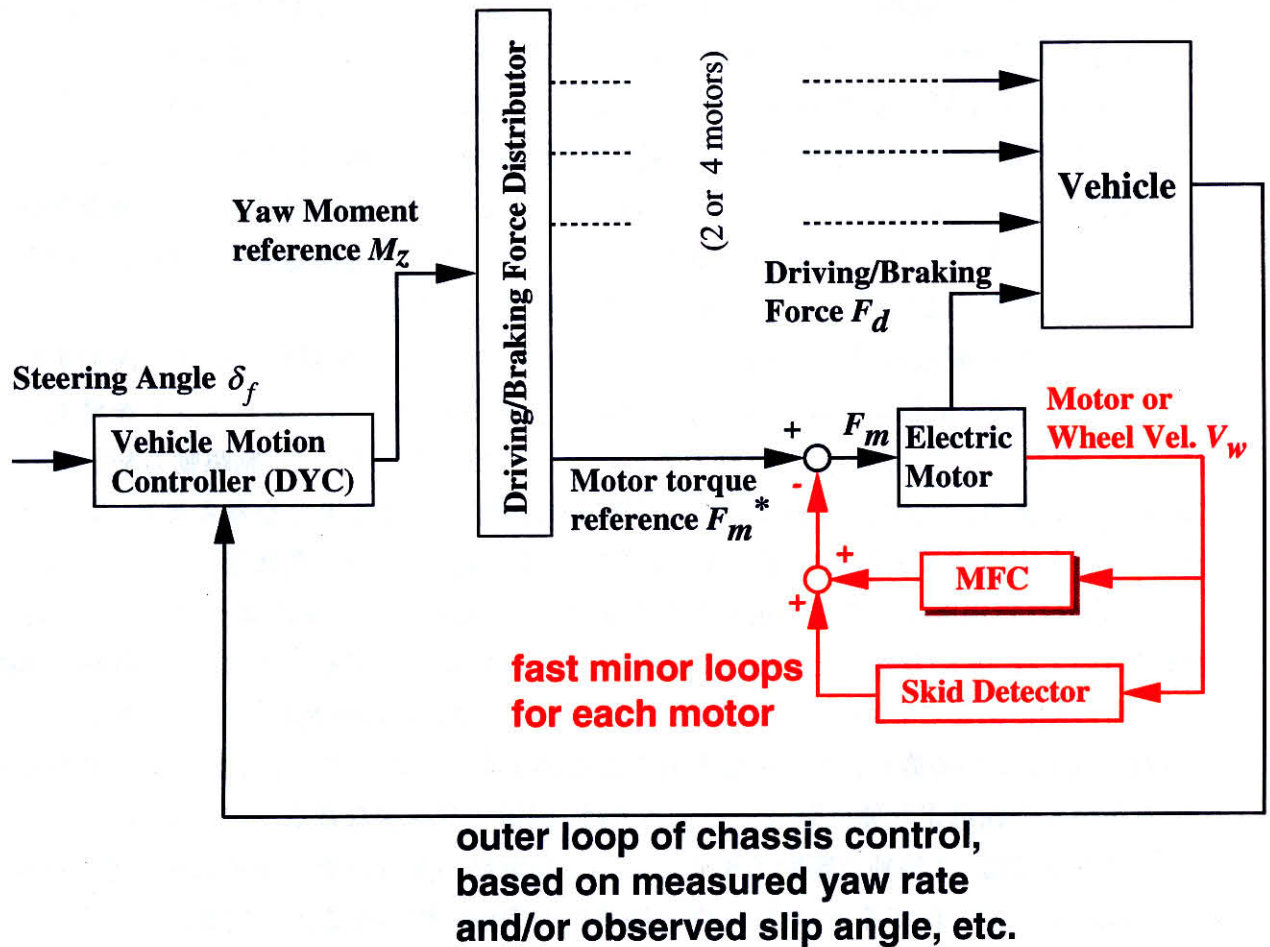


図 6.15: 全体の制御系における、マイナーループとしてのモータ制御系

## 第7章 最適駆動力配分アルゴリズムの 提案

### 7.1 まえがき

既に述べてきたように、電気自動車においてDYCのような車両運動制御を適用する場合には、図7.1のような制御ブロックが典型的なものと考えられる。上位の制御系であるDYCは、適切な姿勢制御を行うために、制御入力としてあるヨーモーメントを要求する。このヨーモーメントは、左右輪の駆動力差で実現されるものであり、マイナーループ的な、いわば下位の制御系である各輪の駆動力制御系に対して、制駆動力指令値としてか、あるいはモータトルク指令値としてか、なんらかの形で伝達される。この時この両者の間には、要求されたヨーモーメントをどのような各輪の制駆動力配分で実現するかを決定する、何らかの機構が必要となる。ここではこれを、駆動力配分器と呼ぶことにする。

ではこの駆動力配分器は、どのようなアルゴリズムで各輪の制駆動力配分を決定すればよいのであろうか。前輪なり後輪なりの、2輪間での駆動力差でヨーモーメントを発生する場合には、変数としての自由度は駆動力差という一つだけであるので、制駆動力配分は一意に決まってしまう。一方で、4輪に独立に制駆動力が配分できる場合を考えると、あるヨーモーメントを実現する制駆動力配分は一意ではなく、自由度が余った状態となっている。

この、余分な自由度はどこに活用すべきであろうか。既に述べて来たように、DYCの様な制御においては、常に各輪をその能力の限界を超えないようにすること、つまり各輪が摩擦円の十分内側にあることが重要な課題となる。滑りやすい路面を旋回している車両などでDYCを行っている際に、その制御入力である制駆動力によって、どこかのタイヤが能力の限界を超え空転滑走状態に陥ってしまえば、制御が意味をなさないのである。

そこで本章では、4輪独立駆動の車両において制駆動力配分の際に余る自由度を、各輪の負担をなるべく均一化するという、一種の最適化の実現に用いることを提案する。ここで検討するのは、各輪の負担をなるべく均一化するという最適化問題である。その際重要な点は、制約条件が時々刻々変化する走行状態に依存するという点である。従って、この最適化問題は実時間で、なるべく少ない計算量で解かれなければならない。本章で提案する手法は、近似的にこの問題を解くことで、非常に少ない計算量で適切な配分を求めることができるものである。

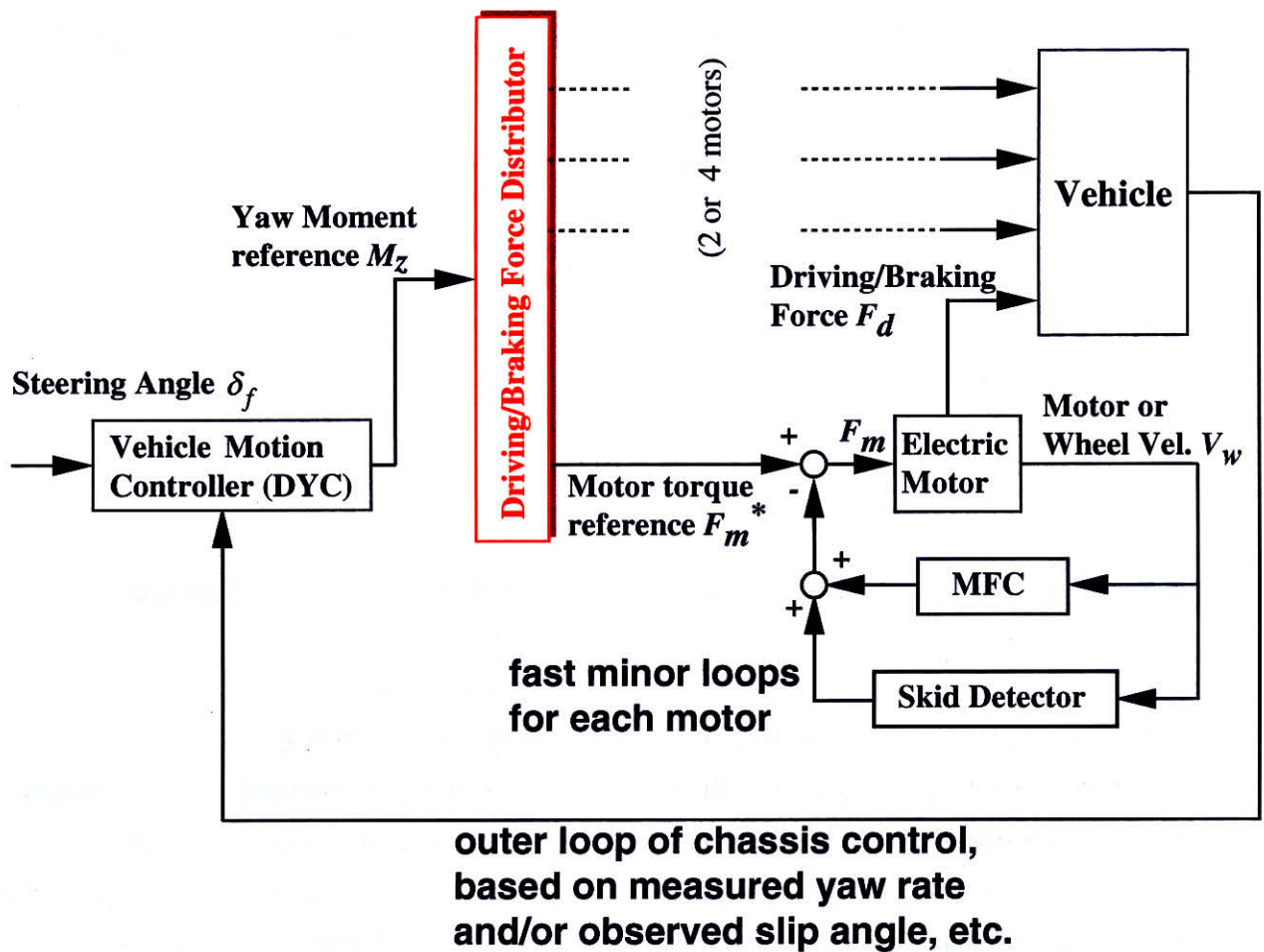


図 7.1: DYC からのヨーモーメント要求値を実現する制駆動力配分を決定する駆動力配分器

## 7.2 車両運動制御における駆動力配分アルゴリズムの必要性

以下の節で制駆動力配分法の提案と、そのシミュレーションを行うが、その際に用いるDYCの制御則として、本章では岩間 [35] らの提案しているものを用いている。ヨーレートをジャイロセンサなどで検出し、これが参照モデルに追従するようにヨーモーメント入力  $M_z$  を与えて制御を行う方法である。詳しくは文献を参照されたいが、これは規範ヨーレートモデル

$$\gamma_d = \frac{K_f}{s + T_f} \delta_f \quad (7.1)$$

に、実際のヨーレート  $\gamma$  が追従するような制御系である。ヨーレートの値は、ジャイロセンサなどで検出することができる。設計パラメータ  $T_g$  がこの追従の極を指定する設計パラメータであり、制御則は

$$M_z = K_5 \left( K_f \delta_f - K_1 \gamma - \frac{K_2}{s + T_g} \gamma - K_3 \delta_f - \frac{K_4}{s + T_g} \delta_f - \frac{K_6}{s + T_g} \right) \quad (7.2)$$

なるものである。但し

$$\begin{aligned} K_1 &= T_f + T_g - a_1, \quad K_2 = -T_g^2 - a_0 + a_1 T_g, \\ K_3 &= d_1, \quad K_4 = d_0 - d_1 T_g, \\ K_5 &= 1/b_1, \quad K_6 = b_0 - b_1 T_g \end{aligned}$$

である。 $a_0, a_1, b_0, b_1, d_1, d_0$  は式 (5.16) から計算されるヨーレート  $\gamma$  の伝達関数

$$\gamma = \frac{b_1 s + b_0}{s^2 + a_1 s + a_0} M_z + \frac{d_1 s + d_0}{s^2 + a_1 s + a_0} \delta_f \quad (7.3)$$

における係数であり、つまり車両パラメータから計算される値である。

このような制御により、操縦者の操舵からヨーレートすなわち車両運動までの伝達関数を整形でき、また横風などの外乱に対するロバスト性の向上も実現できる。ここで図7.2のようなシミュレーションを行い、後者の効果を示す。これは、時刻  $t = 5[s]$  にステップ状に前輪舵角が与えられ、時刻  $t = 10[s]$  から2秒間外乱ヨーモーメント力が加わった<sup>1</sup>というシミュレーションである。シミュレーションは式 (5.9) の非線形タイヤモデルを4輪分用いた非線形なものである。速度は50[km/h]で一定である。これらの条件は以降におけるシミュレーションでも同様である。シミュレーションにおけるパラメータは、 $M = 1300[\text{kg}]$ ,  $I = 1.5^2 M [\text{kgm}^2]$ ,  $l_f = 1.0[\text{m}]$ ,  $l_r = 1.36[\text{m}]$ ,  $\delta_f = 1.36[\text{m}]$ ,  $\delta_r = 1.33[\text{m}]$ ,  $C = 1.95 \times 10^4 [\text{N/rad}]$  であり、制御系の設計は  $T_f = 13.3$ ,  $T_g = 10$ ,  $K_f = 55.4$  とした。各輪への荷重配分は均等としている。

図7.3は、このシミュレーションにおける車体すべり角  $\beta$  とヨーレート  $\gamma$  の時間応答を示すものである。図から、提案されているヨーレートフィードバックによる、外乱抑圧特性の向上が理解される。同様の効果は実験的にも確認されている [35]。

<sup>1</sup>このようなヨーモーメント力をあたえる外乱は、真横から横風が加わった場合にも発生しうる。

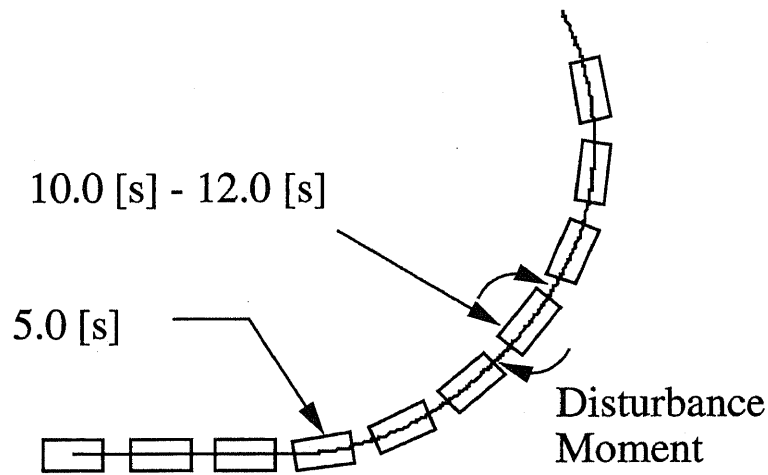


図 7.2: 車体に加わる外乱ヨーモーメント力

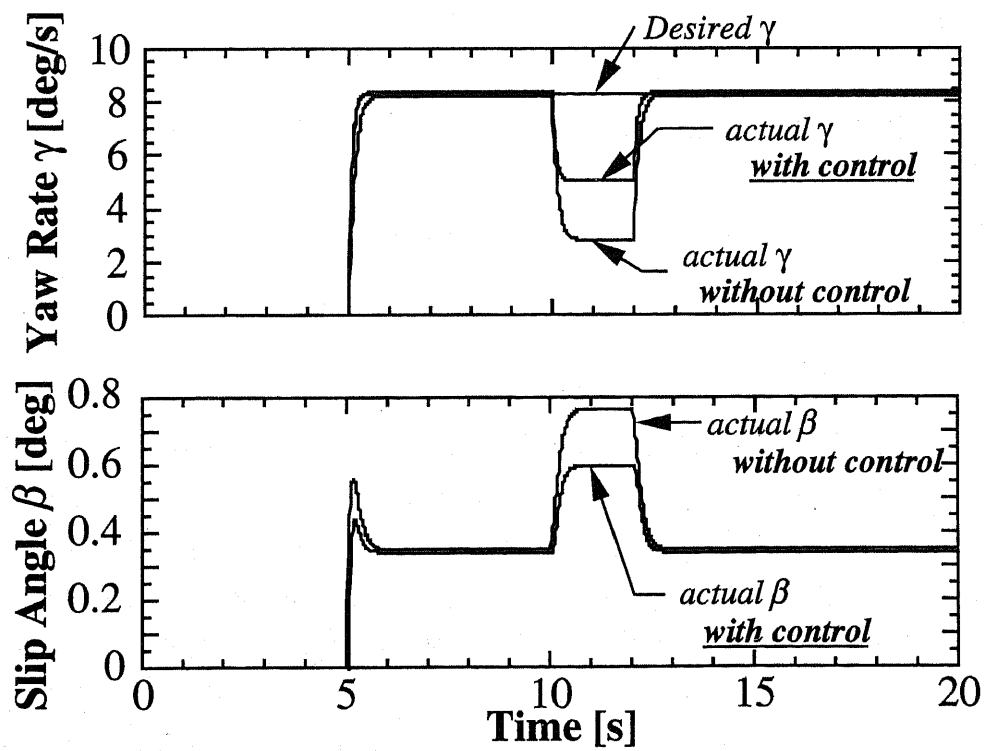


図 7.3: DYC による外乱抑圧の効果

## 7.2.1 駆動力配分計算の必要性

このような車両運動制御手法を用いるためには、姿勢制御系により指令されたヨーモーメント力を適切な制駆動力配分により発生する必要がある（図 7.1 の制駆動力配分ブロック）。ここで  $F_{Xi}$  を各輪における制駆動力とする。添字の番号は図 5.1 に示した通り、左前輪、右前輪がそれぞれ 1, 2, 左後輪と右後輪がそれぞれ 3, 4 である。適当なヨーモーメント力発生のために配分される制駆動力  $F_{X1} \sim F_{X4}$  は、明らかにまず以下の式を満たす必要がある。

$$F_{X1} + F_{X2} + F_{X3} + F_{X4} = F_{\text{drive}} \quad (7.4)$$

$$-\frac{d_f}{2}F_{X1} + \frac{d_f}{2}F_{X2} - \frac{d_r}{2}F_{X3} + \frac{d_r}{2}F_{X4} = M_z \quad (7.5)$$

$F_{\text{drive}}$  は、総駆動力または総制動力であり、操縦者のアクセル指令ないしブレーキ指令によって決定される。 $d_f, d_r$  はそれぞれ前輪、後輪における左右輪間隔であり、トレッドと呼ばれる量である（図 5.1）。なお、例えば左前輪における前後力  $F_{X1}$  は、本来は  $F_{X1} = F_{X1} \cos \delta_f$  であるが、ここでは表式の簡単のため  $\delta_f \ll 1$ ,  $\cos \delta_f \simeq 1$  としている。これは、例えば車両運動の線形 2 輪モデル導出などでも用いられている近似であり [40]、かつここで本質的な近似ではない。また、式 (7.5) のヨーモーメント力  $M_z$  は制御入力として加えられるものであり、前輪のステアリングなどにより生じているヨーモーメント力とは別のものであることに注意されたい。

仮に 2 輪の独立駆動によってヨーモーメント力を発生する場合は、例えば上式で  $F_{X1} = F_{X2} = 0$  などとすることで  $F_{X3}, F_{X4}$  を求めることができる。しかしながら、本章で想定している 4 輪独立駆動車の場合には、式 (7.4), (7.5) のみでは方程式が不足しており、すなわち冗長な系となっている。

最も簡単に、前後のタイヤで均等に駆動力を配分することを考える。すなわち、

$$F_{X1} = F_{X3}, \quad F_{X2} = F_{X4} \quad (7.6)$$

とする方法であり、ここではこれを均等配分法と呼ぶ。図 6 のシミュレーションにおいて、制駆動力を均等配分法によって決定した場合の各タイヤの負担を図 7.4 に示す。但し  $F_{Yi}$  は各輪で発生している横力である。タイヤの負担は、式 (5.63) の様に、横力と制駆動力の二乗平均  $F_i = \sqrt{F_{Xi}^2 + F_{Yi}^2}$  で評価できる。本章では以下この  $F_i$  を発生力と呼ぶ。図 7.4 (c) にはこの発生力の時間応答が示されている。図 7.4 (b) を見ると、10[s]~12[s] で生じる外乱を抑圧するために、制駆動力  $F_{Xi}$  が各輪に配分されている<sup>2</sup>。この配分は均等配分法によるので、 $F_{X1} = F_{X3}, F_{X2} = F_{X4}$  となっている。しかしながら (a) 図に示された通り発生している横力  $F_{Yi}$  は均等ではないため、各タイヤにおける発生力  $F$  は均等にはならず、(c) 図の様に各タイヤの負担には偏りが生じる。これは、空転までの余裕が一部のタイヤで小さ

<sup>2</sup> 前述の通り 5[s] においてステップ状の前輪舵角が与えられるため、これに対応して急峻な制駆動力が発生しているが、これは上位の DYC が要求したものであって提案手法によるものではない。

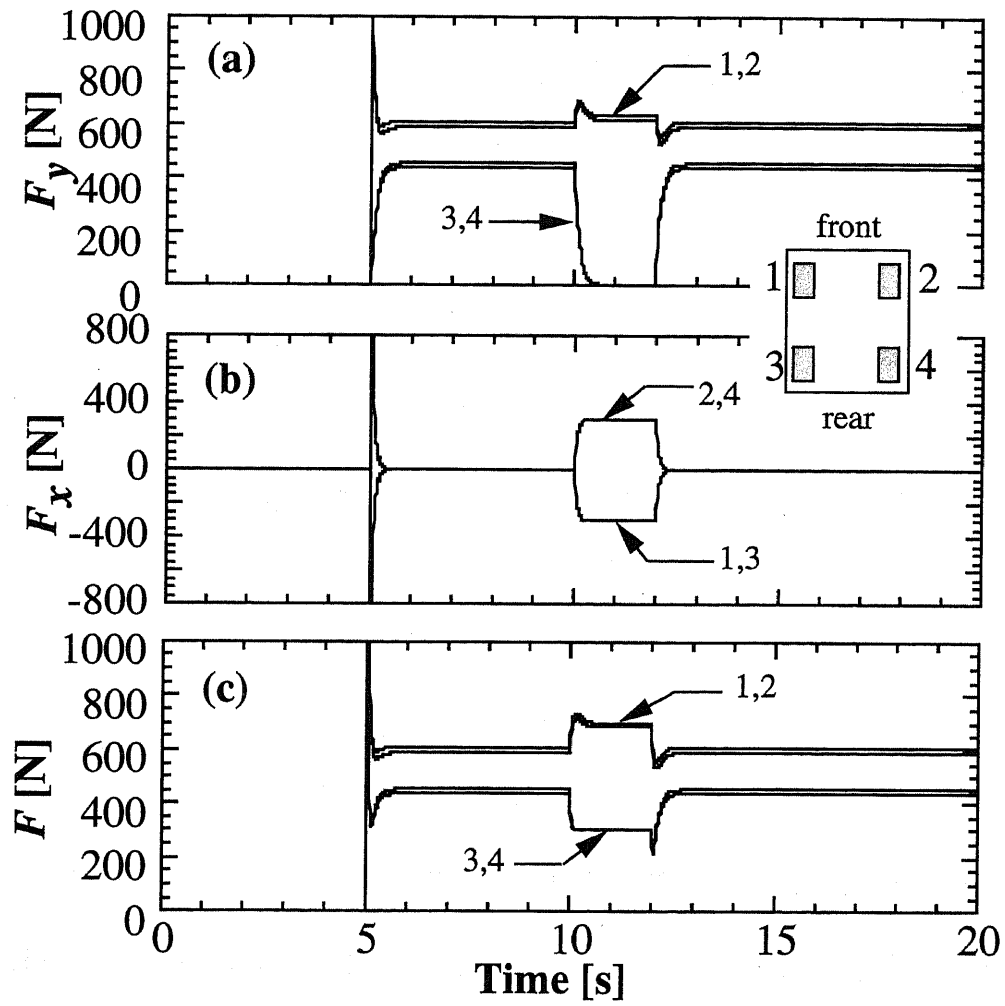


図 7.4: 均等配分法を用いた場合の各力の時間応答

くなることを意味し、安定性確保にとって好ましくない。これを均等化するという問題は、式 (7.4) , (7.5) を制約条件とし、

$$\max_i F_i \rightarrow \min \quad (7.7)$$

を満たすような  $\mathbf{F}_X = (F_{X1}, F_{X2}, F_{X3}, F_{X4})$  を求める最適化問題として定式化される。しかしながら  $F_{Yi}$  が刻々変化することを考えると、この問題は毎制御周期ごとに解かれなければならない。そこで本章では以下、この問題の近似的な解法を提案する。

### 7.3 駆動力配分計算法の提案

本章では、式 (7.7) の問題を以下の様にして解くことを提案する。今必要な総制駆動力とヨーモーメント力とのなすベクトル  $(F_{\text{drive}}, M_z)^t$  を、

$$\begin{pmatrix} F_{\text{drive}} \\ M_z \end{pmatrix} = a \begin{pmatrix} F' \\ 0 \end{pmatrix} + (1-a) \begin{pmatrix} 0 \\ M'_z \end{pmatrix} \quad (7.8)$$

のように、二つのベクトル  $\mathbf{F}_{\text{vec}0} = (F', 0)^t$ ,  $\mathbf{F}_{\text{vec}1} = (0, M'_z)^t$  の線形結合に分解して考える。但し、 $F' = M'_z = |F_{\text{drive}}| + |M_z|$  である。この時、ある制駆動力  $\mathbf{F}_X^0$  が式 (7.7) を満たしながら  $\mathbf{F}_{\text{vec}0}$  を実現し、別の制駆動力  $\mathbf{F}_X^1$  がやはり式 (7.7) を満たしながら  $\mathbf{F}_{\text{vec}1}$  を実現するとする。

ここで、次のことを仮定する。

仮定 1 この時

$$\mathbf{F}_X = a\mathbf{F}_X^0 + (1-a)\mathbf{F}_X^1 \quad (7.9)$$

が、式 (7.7) を満たしながら必要な  $(F_{\text{drive}}, M_z)^t$  を実現する最適解となる。

仮定 2 左前輪と右前輪、左後輪と右後輪で発生する横力はそれぞれ等しい。

仮定 1 は目的関数 (7.7) 式の和に関する線形性を仮定するものである。この仮定 1 により、問題は

1.  $M_z = 0$  の時、式 (7.7) を満たしながら  $F_{\text{drive}} = F'$  を実現する  $\mathbf{F}_X^0$
2.  $F_{\text{drive}} = 0$  の時、式 (7.7) を満たしながら  $M_z = M'_z$  を実現する  $\mathbf{F}_X^1$

を求める問題に帰着される。

仮定 2 は、発生横力が左右輪で等しいことを仮定するものであるが、これは例えば 2 輪車両モデル等を考えれば、さほど無理のない仮定である。実際にはもちろんこの仮定は成立しないが、例えば  $F_{Y1} > F_{Y2}$ ,  $F_{Y3} > F_{Y4}$  の場合、 $F_{Y1}, F_{Y3}$  をそれぞれ前 2 輪、後 2 輪の発生力として近似的に扱えばよい。



説明のため、ここでは  $F_{Y1} > F_{Y3}$  としておく。この場合、後輪は前輪に比べて発生力に余裕があり、その余裕は制駆動力換算で  $F_{X_{\text{margin}}} \stackrel{\text{def}}{=} \sqrt{F_{Y1}^2 - F_{Y3}^2}$  に相当する。従って、 $\mathbf{F}_X^0$ 、 $\mathbf{F}_X^1$  は以下のようにして求めればよい。

計算法 1  $\sim \mathbf{F}_X^0 (M_z = 0)$  の求め方  $\sim$

この時  $F_{\text{drive}} \leq F_{X_{\text{margin}}}$  であるなら

$$F_{X1} = F_{X2} = 0, \quad F_{X3} = F_{X4} = \frac{F_{\text{drive}}}{2} \quad (7.10)$$

$F_{\text{drive}} > F_{X_{\text{margin}}}$  であるなら

$$F_{X1}^2 + F_{Y1}^2 = F_{X3}^2 + F_{Y3}^2 \quad (7.11)$$

$$F_{X1} + F_{X3} = \frac{F_{\text{drive}}}{2} \quad (7.12)$$

$$F_{X2} = F_{X1} \quad (7.13)$$

$$F_{X4} = F_{X3} \quad (7.14)$$

なる連立方程式を解けばよい。こうして得られた  $F_{Xi}$  が、求める  $\mathbf{F}_X^0$  を与える。

計算法 2  $\sim \mathbf{F}_X^1 (F_{\text{drive}} = 0)$  の求め方  $\sim$

$M_z \leq d_r F_{X_{\text{margin}}}$  であるなら

$$F_{X1} = F_{X2} = 0, \quad F_{X3} = -\frac{M_z}{d_r}, \quad F_{X4} = \frac{M_z}{d_r} \quad (7.15)$$

$M_z > d_r F_{X_{\text{margin}}}$  であるなら

$$F_{X1}^2 + F_{Y1}^2 = F_{X3}^2 + F_{Y3}^2 \quad (7.16)$$

$$-\frac{d_f}{2} F_{X1} - \frac{d_r}{2} F_{X3} = \frac{M_z}{2} \quad (7.17)$$

$$F_{X2} = -F_{X1} \quad (7.18)$$

$$F_{X4} = -F_{X3} \quad (7.19)$$

なる連立方程式を解けばよい。この時 2 次方程式が得られるが、その解としては絶対値の小さいものを選べば良い。こうして得られた  $F_{Xi}$  が、求める  $\mathbf{F}_X^1$  を与える。

以上の様にして得られた  $\mathbf{F}_X^0$ 、 $\mathbf{F}_X^1$  の線形結合 (7.9) 式を求めて制駆動力  $\mathbf{F}_X$  とするのが、提案する手法である。ここで、この手法は非常に計算量が少ないものであることに注意を喚起しておく。

なお上記の計算においては、各輪で発生している横力を知る必要があった。これは容易ではないが、ヨーレート  $\gamma$  がジャイロセンサ等で検出できること、車体すべり角  $\beta$  の検出も適当なオブザーバによって行える [64] ことなどから、十分実現可能であると考えられる。DYC においても近年タイヤモデルにより車体すべり角の推定を試みる手法が多く見られている [25]。

## 7.4 提案手法の数値計算例

本節では、提案する動的な駆動力配分法を複数の数値計算例によって検証する。その際示される横力、制駆動力、発生力は、全て左後輪の横力で規格化された値である。

### 7.4.1 左右の横力が等しい場合の提案手法の効果

はじめに、左右の横力が等しい場合について数値計算を行った例を示す。ここではまず、

$$F_{Y1} = F_{Y2} = 2.0, \quad F_{Y3} = F_{Y4} = 1.0 \quad (7.20)$$

である場合を仮に取り上げる。この場合の  $F_X^0$  と  $F_X^1$  の例を、図 7.5 に示す。制駆動力  $F_X$  は、この  $F_X^0$ ,  $F_X^1$  の線形和として計算される。

提案手法の効果は、式 (7.6) の均等配分法との比較で示す。均等配分法で得られる発生力を  $F_{i_{\text{even}}}$  とし、ここで提案手法の評価量として、

$$\eta \stackrel{\text{def}}{=} \frac{\max_i F_i}{\max_i F_{i_{\text{even}}}} \quad (7.21)$$

を定義する。 $\eta$  が 1 より小さい程、提案手法の効果が大きいことになる。

初めに  $F_{\text{drive}} = M_z$  の場合について  $\eta$  を計算した例を図 7.6 に示す。図 7.7 には、図 7.6 中の A, B, C 点における制駆動力および発生力の様子を示す。なお、ここでは  $F_{\text{drive}} < 0$  すなわち制動時の結果のみをプロットしているが、駆動時についても同様の結果となる。図中の実線が提案手法で得られた制駆動力配分の  $\eta$  である。 $F_{\text{drive}}, M_z$  がともに小さく、発生する制駆動力が横力に比べて小さい場合は、当然提案手法を用いても改善効果が小さい（図中 A 点）が、必要な制駆動力が増加するに従って（図中 A-B 点）、提案手法の改善効果が現れている様子が分かる。さらに制駆動力が大きくなると、制駆動力に対する横力の比が小さくなるため、提案手法の効果は小さくなっていく（図中 C 点）。この結果から、例えば旋回中に制動を行い、同程度の横力と制駆動力が発生するような場合に提案手法が効果を持つことが理解される。図中の点線については次節で説明を行う。

図 7.8 には、様々な  $F_{\text{drive}}, M_z$  の組み合わせに対する提案手法の改善効果  $\eta$  を、3 次元プロットと等高線図で示す。提案手法が最大 1 割程度のタイヤ負担改善効果を持つことが理解できる。図 7.8 は、 $F_{\text{drive}}, M_z$  の様々な組合せに対する組合せとなっている。つまり、ヨーモーメントの要求値  $M_z$  と総制駆動力の要求値  $F_{\text{drive}}$  の、考えられる全ての（妥当な大きさの）組み合わせに対してのプロットであるから、提案手法がその全ての組合せに対して効果があり（ $\eta < 1$ ）、かつ比較的広い範囲で 1 割程度の改善効果が得られていることが分かる。

ここで、固定されている変数は式 (7.20) の条件による前後輪の横力比（前輪:横力=2:1）のみである。従って、あとは前後輪の横力比の様々な組合せに対して同様の検討を行えば、提案手法の妥当性が数値的に検証されたことになる。例えば前後の横力比が 1.5:1 の場合を、

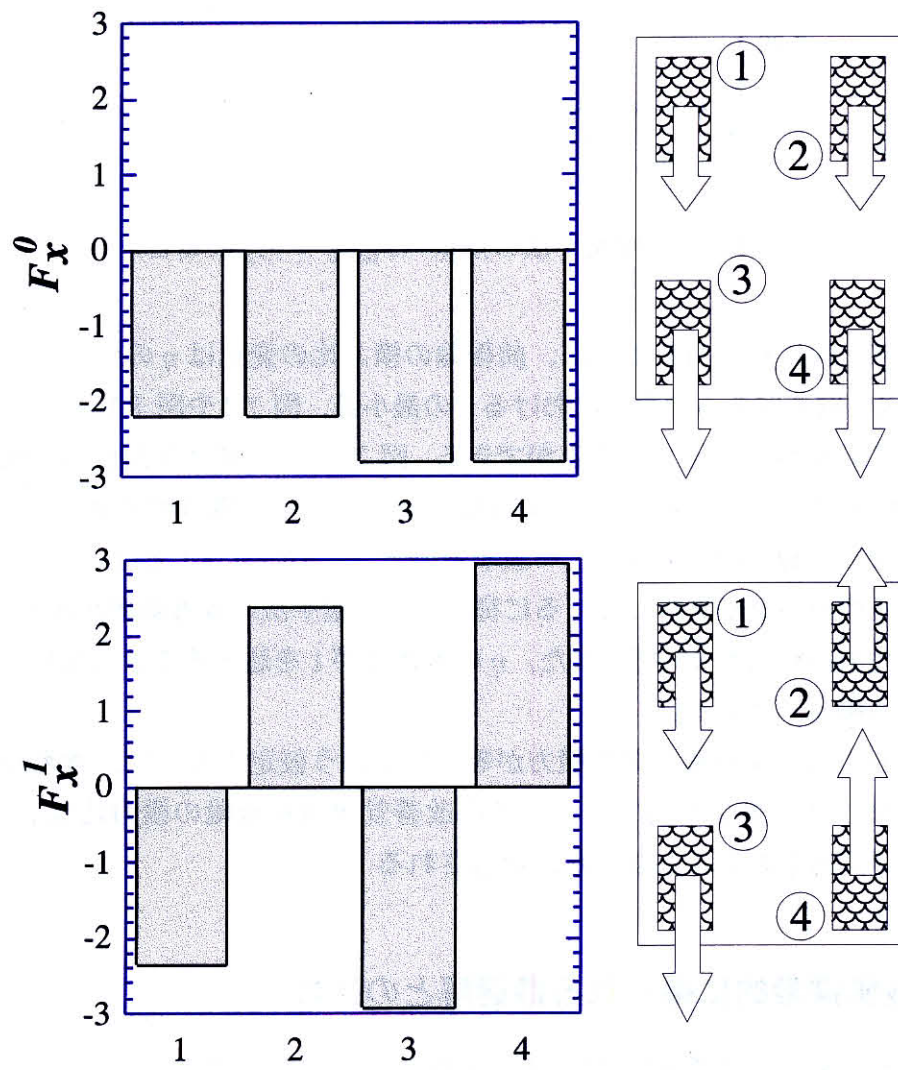


図 7.5:  $F_{\text{drive}} = -5$ ,  $M_z = 5$  の時の  $F_x^0, F_x^1$

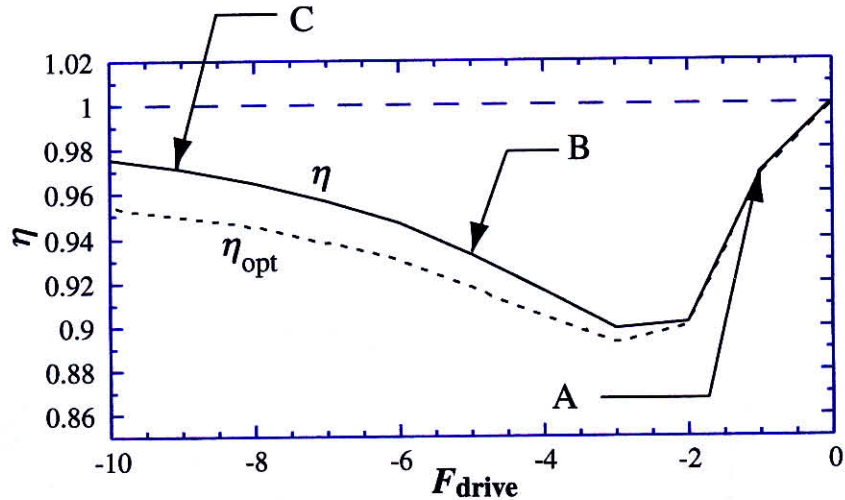
図 7.6: 提案手法の効果 ( $F_{\text{drive}} = M_z$  の場合)

図 7.9 に示す. 図に見られるように, 前後輪の横力比の変化は  $\eta$  の分布の全体的な増減となって現れる. 例えばある横力比における  $\eta$  の最小値, 図 7.8 や図 7.11 における  $\eta$  の極小値を求めて, この増減を評価することができる. 図 7.10 に, 様々な前後輪の横力比に対して  $\eta$  の極小値をプロットした図を示す. 前後輪で発生している横力が完全に等しければ, 負担均等化の配分は単純な均等配分法と一致するので, この時  $\eta = 1$  となる. 一方で, 前後輪で発生している横力の値が異なってくるに従って, 提案手法の改善効果が顕著になり, 5-10% 程度の改善効果が得られている. また,  $\eta$  の大きさが 1 を超えることはないことも, このような計算から確認している.

以上の検討より, 左右輪で発生横力が等しいという仮定のもとで, 考えられる全ての条件下で, 提案手法が効果を持つこと, その改善効果は前後輪の横力比などに依存するが, 5-10% 程度が見込まれることなどが, 理解される.

#### 7.4.2 数値探索的に得られる最適解との比較

提案手法は, 既に述べた通り厳密な最適解を求める方法ではない. そこで, 探索的な数値計算を行って得られる最適解との比較を行い提案手法の妥当性を調べてみる. ここで最適解は, ある要求された ( $M_z, F_{\text{drive}}$ ) に対し, 考えられる全ての制駆動力配分に対してタイヤの負担を求め, その値が最小となる組合せを探すことで求めている. 数値探索的な手法で式 (7.7) を満たす最適解を求めたのが図 7.6 中の点線である. 提案手法と比べて, 特に制駆動力がある程度大きい場合により  $\eta$  が小さく, さらなる改善の余地があることが分かるが, その差は比較的小さい. 図 7.11 に, 提案手法で得られた  $\eta$  と, 数値探索的に求めた  $\eta_{\text{opt}}$  の差を, 様々な  $F_{\text{drive}}, M_z$  の組み合わせに対して 3 次元プロットした結果を示す. 図から, 数値探索的に得られた最適解と提案手法の改善効果の差が, 最大でも 2-3% 程度であ



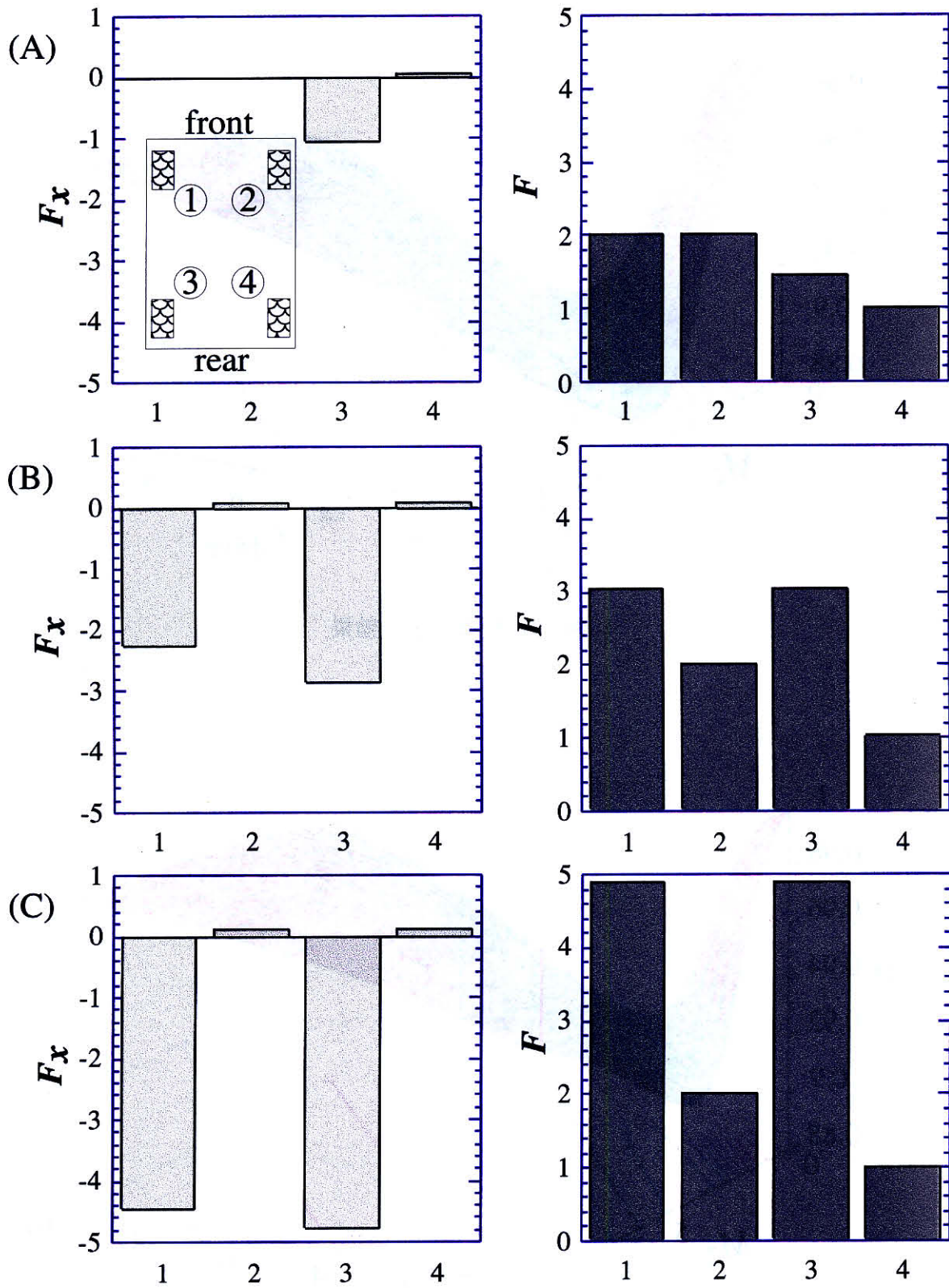


図 7.7: 提案手法によって得られる制駆動力配分

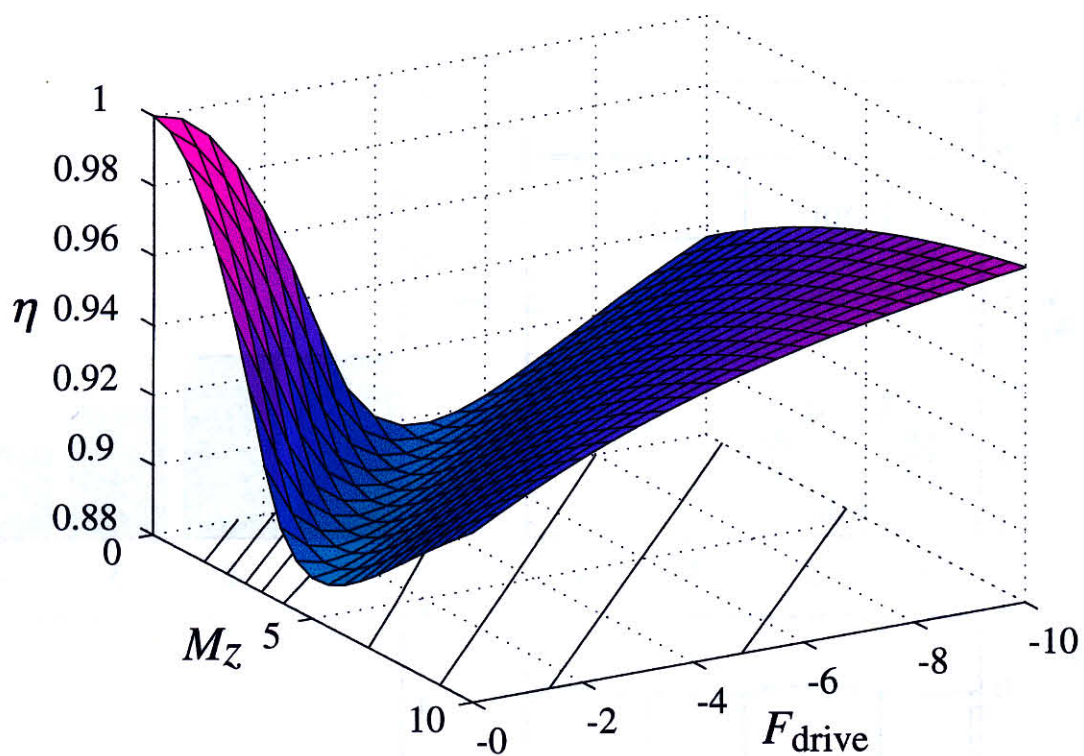


図 7.8: 提案手法の効果

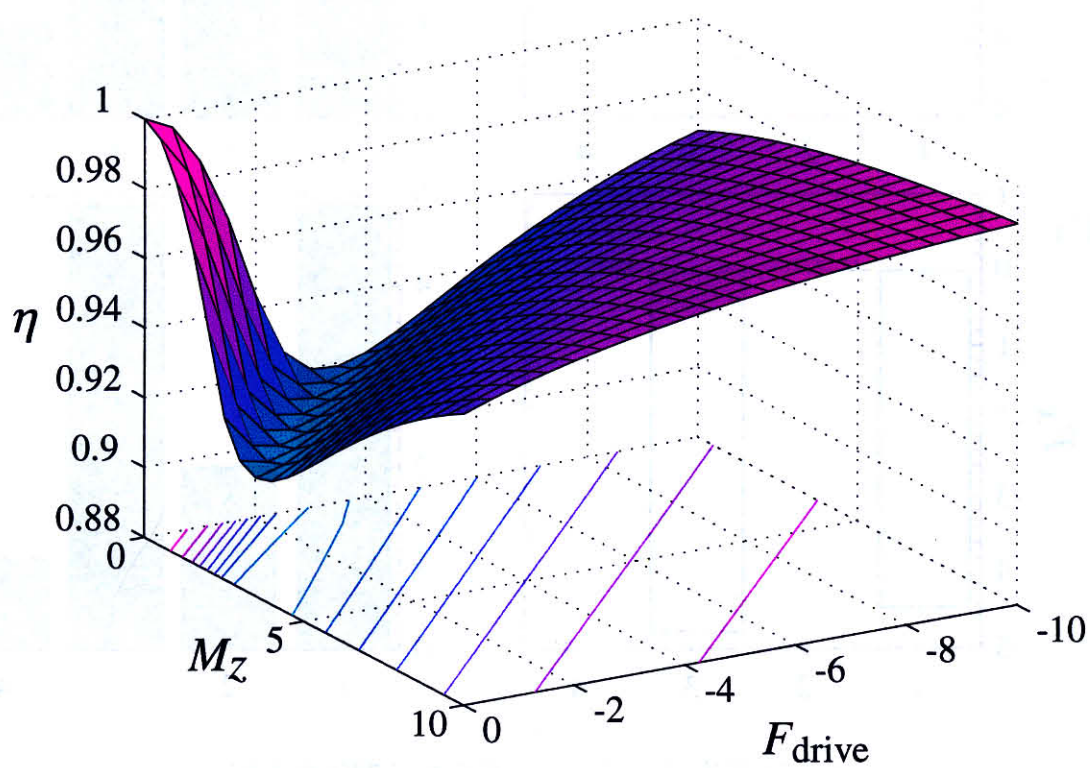


図 7.9: 提案手法の効果 ( $F_{yf}/F_{yr} = 1.5 : 1$ )

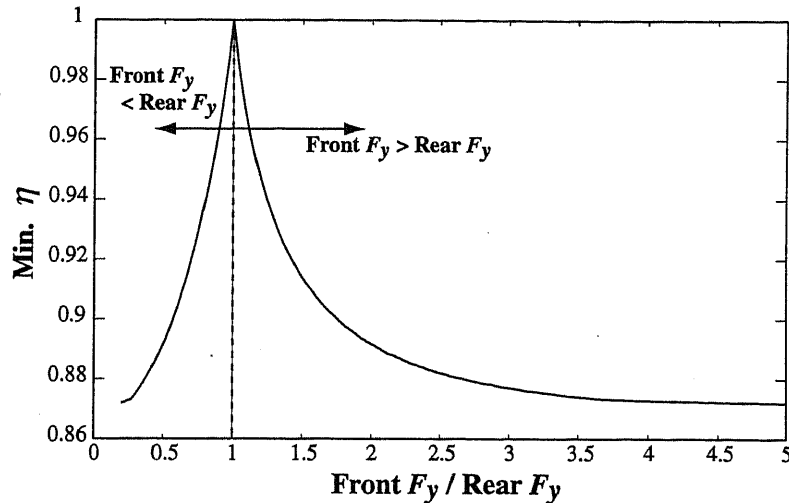


図 7.10: 前後輪の横力比と提案手法の効果の関係

ることが理解される。探索的な手法は膨大な計算量を要する一方、提案手法は2次方程式を解く程度の計算量で済む。この計算量の差を考えれば、提案手法は十分有用なものと言えるであろう。

尚、ここでは前節で行ったような、全ての発生横力比における比較は行っていない。従って前後輪での横力比が2:1以外の場合に、真の最適解と提案手法の結果の差がこれ以上に大きい可能性は、依然残されている。しかしながらこれは提案手法の効果を否定するものではなく、計算量の差などを考えれば、以上の議論で十分であろう。

### 7.4.3 左右の横力が等しくない場合の提案手法の効果

前節では、7.3節における仮定1の影響を評価した。ここでは仮定2、すなわち左右輪の発生横力が等しいという仮定の妥当性評価のために、左右の横力が実際には等しくなかった場合に提案手法を適用した結果を示す。計算に際して横力は、前後輪ともに左右比が1:0.6となるような次のような値に設定した。

$$F_{Y1} = 2.0, \quad F_{Y2} = 1.2, \quad F_{Y3} = 1.0, \quad F_{Y4} = 0.6.$$

この様に左右の駆動力が異なる場合には、既に7.3節で述べた通り、例えば  $F_{Y1} > F_{Y2}$ ,  $F_{Y3} > F_{Y4}$  の場合、 $F_{Y1}, F_{Y3}$  をそれぞれ前2輪、後2輪の発生力として扱えばよい。

この時の提案手法の改善効果を、図7.12に3次元プロットにより示す。 $\eta$ は同様に1より小さく、左右の発生横力が異なる場合でも提案手法が有効であることが理解できる。これは、全ての条件に対する検討とはなっていないが、車両においては左右輪は比較的対称であるので、ここではこのような検討で十分と考えており、厳密な検討は今後の課題としている。



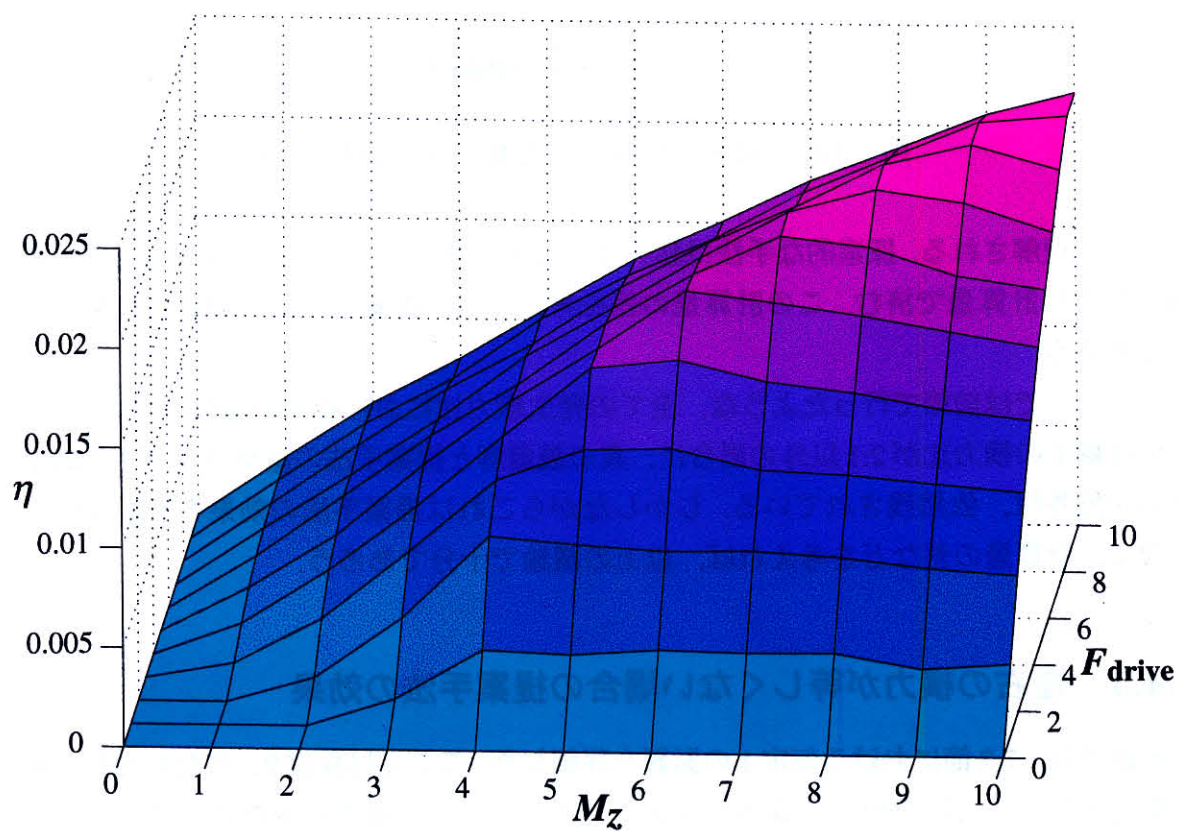


図 7.11: 提案手法と探索的な数値計算の比較



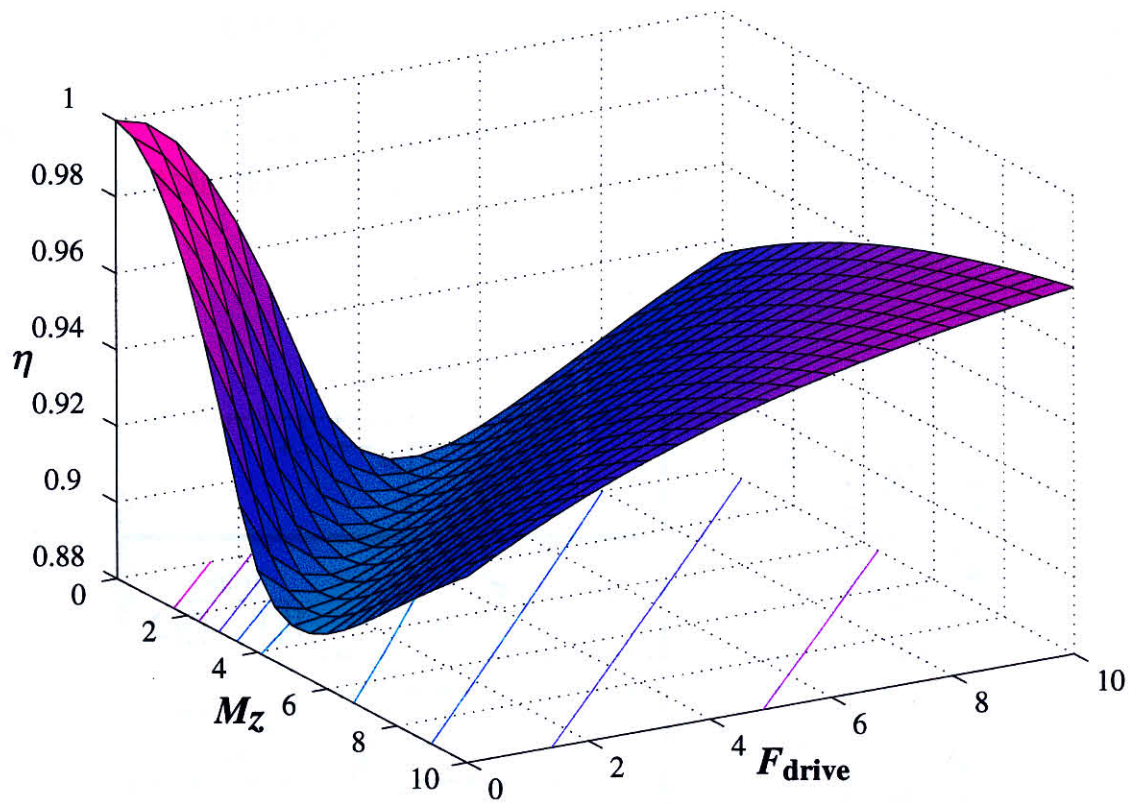


図 7.12: 提案手法の効果（左右発生横力が等しくない場合）

## 7.5 DYCと組み合わせたシミュレーションの結果

図 7.13 は提案した最適駆動力配分計算法を用いた場合の DYC のシミュレーション結果である。制御器には図 7.4 の場合と同じものを用いている。要求に応じて発生するヨーモーメント力  $M_z$  は、均等配分法でも提案手法でも同じであるので、車体の挙動や発生横力は図 7.4 の場合と全く同じである。しかしながら提案手法を用いることで、発生している横力に応じて駆動力が配分されるため、発生力が均一化されその最大値が押さえられる。図 7.4 (c) と図 7.13 (b) の比較により、このことが理解される。すなわち、提案手法によって不用意にタイヤを限界状態に近づくことなく制駆動力配分を行って、車両運動の制御を行うことができる。前節で検討された通り、提案手法は（ほとんど）全ての横力分布、要求制動力、要求ヨーモーメントの組合せに対して効果をタイヤ負担低減効果を持ち、その改善効果は最大 10% 程度であるが、その、いわば部分集合がシミュレーションにおいて現れるので、図 7.8 や図 7.11 などに示されたいくつかの点を連続的につなぐ形で、タイヤ負担の軽減効果が現れるのである。つまりこのシミュレーション結果は、数値的に検証された提案手法の効果を、一例として示すものとなっている。

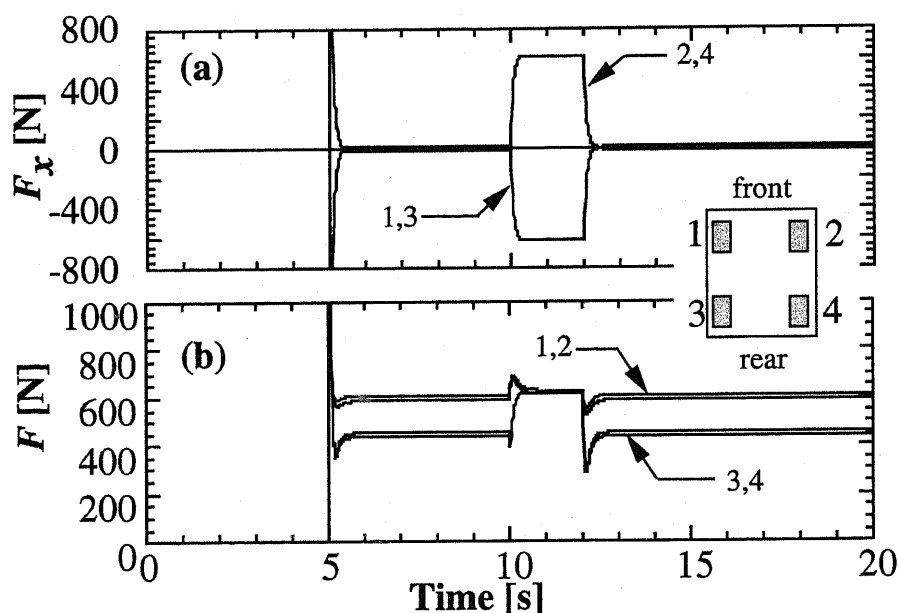


図 7.13: 提案手法を用いた場合の、各力の時間応答（シミュレーション結果）

## 7.6 あとがき

各駆動輪への駆動力配分を変えて車体にヨーモーメント力を発生し車両運動を制御する手法はDYCと呼ばれ、従来の自動車において提案されていた。2輪ないし4輪にインホイールモータを装着したEVにおいてはこのような手法の適用が非常に容易であり、またその効果も大きいと考えられる。本章では、駆動力の配分を高速かつ自在に変えられるというこのようなEVの特徴を活かし、より安全にDYCを実装するための、計算量の少なく実用的な、動的制駆動力配分の計算手法を提案した。この配分法により、各輪の発生力すなわち駆動力と横力の二乗和が均一化され、タイヤがグリップを失いスリップ状態に入るまでの余裕を最大化することができる。本章ではこの効果の一例をシミュレーションにより示したが、今後は現在制作中の新しいEV（東大3月号II）により、その効果を実験的に検討する予定である。

本章で提案した手法では車両のロールやピッチなどを考えていないが、実際にはこれらの影響でタイヤの荷重力が不均一なものになる。例えば旋回中は外側のタイヤに大きい荷重がかかっているため、外側のタイヤに大きな制駆動力を配分することが望ましい。これらを考慮した新しい制駆動力の配分法は、今後の課題となっている。

提案手法は確かに各タイヤの負担を均一化することが可能であるが、その効果は発生力で1割程度と劇的に大きなものでなかった。もちろんタイヤの負担を少しでも低減するという意味から、本章のような手法はやはり適用されるべきではあるが、従って、第6章で検討したような、各輪の十分な空転防止制御を施しておくことも依然重要である。

## 第8章 結論

本論文では、電気自動車の持つ制御面での3つの利点、すなわち

1. トルク指令からトルク出力までの応答が速い。エンジンと比べて二桁程度、油圧ブレーキと比べても一桁程度高速である。また、出力されるトルクは非常に正確にトルク指令値に一致する。
2. 出力トルクの大きさを正確に把握することが容易である。エンジンの場合は、温度や回転数に応じて出力トルク値が変動する。また非線形性も強く、駆動トルクの大きさを推定するのはそれほど容易ではない。油圧ブレーキも同様に、油圧系統やブレーキシューにおける不確かさのため、同様に制動トルクの正確な把握は容易ではない。
3. モータは小型化が可能であるので、各輪に分散配置することができ、これによって各駆動輪の完全独立制御が実現できる。この時、例えば左右輪の間に駆動力差を生じて車両運動を制御するとするといったことが容易に実現できる。

という利点に注目し、これを自動車の運動制御に活かすための方策について様々な観点から検討を行った結果、以下のような成果を得た。

第2章では、アクチュエータの応答遅れが制御系のハイゲイン化ないし外乱抑圧特性向上の限界に、どのように影響するのか検討を行った。検討に用いる制御系としては、

1. 車輪速度制御を行って車輪のノミナル化をはかる制御
2. 車輪速度と車体速度に基づき算出されるスリップ率に関するPI制御（スリップ率制御）
3. 同様にスリップ率に関するスライディングモード制御

を取り上げた。アクチュエータとしては油圧ブレーキとモータの比較を行い、前者の応答遅れを文献などからいくつかの分類にモデル化して、検討を行った。その結果、それぞれの制御系において油圧ブレーキ程度のアクチュエータ応答遅れがある場合、これが制御系の感度関数低感度化における制約となり、十分な外乱抑圧効果を得ることが難しいことが明らかとなった。これは、現在のABSなどに見られるスリップ率ないし車輪速度の大きな変動が、このようなアクチュエータ応答遅れに起因する制御系の十分でない外乱抑圧特性による可能性を示唆する結果である。一方モータ程度の小さい応答遅れの場合には、感度関数は相対的には十分低感度化することができ、瞬時の車輪速度変動などを効果的に抑圧することができる。従って、現在のABSのような空転防止制御を、電気自動車では油圧ブレーキではなく電

気モータによって行うことで、空転防止制御の性能が向上するだろうという指摘を行った。これは、空転防止制御のアクチュエータとしてのモータの優位性を示す結果であった。

第3章では、第2章で議論された制御系である、車輪速度制御系とスリップ率制御系に関して、実験結果を交えながらさらに議論を行った。車輪速度制御に関しては、これが駆動輪のみかけの慣性を車体重量程度に増加させる制御であって、“空転現象の成長する時定数を増大させる”という表現でその効果を記述できることを、数学モデルに基づく検討および実験結果から示した。この、空転が進展する速度を遅くする効果は、車輪の本来の慣性と車体重量の比で決まるものである。本論文では、電気自動車“東大3月号I”を用いた実験において、空転の時定数をおおよそ5倍遅くできることを確認しているが、この効果は“東大3月号I”のタイヤ慣性および車体重量の比から見積もられる値と、おおむね一致するものであった。通常の電気自動車では、ギア比の関係から、この比はより大きいことが予想される。この場合、10~20倍といった、より大きな時定数の遅延効果が期待できる。ここで実験的に検証した制御は、積分特性を持たないように構成された制御系であり、これは従来MFC(Model Following Control)として提案されていた制御系と同様のものとなる。また、第3章の後半では、従来乾燥アスファルト路面上で実験的に検討されていたスリップ率制御に関して、新たにすべりやすい路面を用意し、その上での有効性を検証した。また、このスリップ率制御を用いた路面状態推定も試み、本論文で用いている実験用の低 $\mu$ 路の特性計測を行った。これら第3章で行った実験の結果は、いずれもシミュレーションの結果と比較されており、それぞれ非常に良い一致をみている。これは第2章で議論に用いたシミュレーションモデルの妥当性を示す結果となっている。

第3章の後半で述べたようなスリップ率制御を実際に適用する場合の問題は、いかにしてスリップ率ないし車体速度を検出するかという点にある。その検出は、特に旋回中や4輪制駆動時に難しく、例えば4輪にインホイールを用いたような電気自動車では制御を行う場合に、大きな制約となる可能性がある。そこで第4章では、スリップ率や車体速度を一切用いない空転検出手法と、それに基づく空転防止手法の提案を行い、これを実験的に検証した。これはモータの出力トルクと車輪速度の関係から、路面からの反力である駆動力を推定し、その推定された駆動力とモータ出力トルクの関係からタイヤの空転を検出する手法であった。従って、モータの出力トルクが容易に把握できるという電気自動車の利点を活用した、一つの好例ともなっている手法であった。この例に見られるように、モータの出力トルクの値を用いて様々な推定を行う研究は、今後重要な課題となると考えている。

第4章までは車輪の空転防止に関する検討であったが、第5章以降は車両の二次元運動に関する議論であった。第5章ではこの準備として、車両の二次元運動に対する数学的な記述を紹介した。また、従来の自動車では提案、検討されてきたDYC(Direct Yaw Moment Control)と呼ばれる制御手法を取り上げ、その効果や問題などについて、簡単なシミュレーションを通じて検討を行った。DYCとは、左右輪に異なる制駆動力を配分し、これによって生じるヨーモーメントを制御入力として車両の二次元運動を制御する手法である。これは、ジャイ

ロセンサなどで検出されるヨーレートに関するフィードバック制御系であるが、路面状況によっては、制御入力である配分された制駆動力によって、タイヤがその能力の限界を超えてしまうといったことが問題となる。これを回避するために、従来の自動車において、車体のすべり角 $\beta$ 推定や、路面状態を示す $\mu_{\text{peak}}$ 値の推定などが試みられていることを紹介した。

第6章での検討が示唆しているのは、これらの方法とは全く異なるアプローチである。第6章では、4輪にモータを配置した電気自動車を取り上げ、この各輪に第2、3章で検討した車輪速度制御系(MFC)が適用されていることが、車両の二次元運動にどのように影響を与えるかについて、詳細なシミュレーションモデルを構築して検討を行った。シミュレーションを行ったのは、滑りやすい路面上で旋回制動を行った場合の車両の挙動である。制御を行っていない場合には、特にいわゆる荷重抜けの生じる内側後輪でタイヤの空転が起これ、このタイヤで横力が大きく失われるために4輪のバランスが崩れ、車体が危険なスピン状態に陥ってしまう。ところが各輪にMFCを適用した場合には、タイヤのみかけの慣性が大きくなるようなフィードバック制御が施されているため、空転の成長が抑えられている。このため、特に内側後輪で自動的に大きなフィードバック効果が働いて過剰な制動力が低減される結果、4輪の横力のバランスが維持されて、車両は安定に旋回を続けることができる。このような効果は、マイナーループ的な高速なフィードバック制御による各タイヤの自律的な安定化が、車両の二次元運動安定化に大きく寄与することを示す結果である。このような制御は、ヨーレートもすべり角推定も、スリップ率推定すら不要な点で、非常に簡単な制御となっている。極端なことを言えば、モータ制御系の一部として初めからこのような制御を内蔵し、ユニット化しておくことすら可能である。従って今後電気自動車の運動制御を考える際には、従来の車両運動制御の手法とは異なる、このようなマイナーループ的な制御による車両運動特性の改変が、注目すべき一つの方法論であると主張するものである。

第7章では、ここまでの検討つまりフィードバック制御に主眼を置いた検討とはやや異なり、静的なアルゴリズムの問題を取り扱った。DYCを行う際には、既に述べた通り制御器の出力は車体へのヨーモーメント入力値であり、これは各輪への制駆動力配分によって実現される。特に4輪にインホイールモータを用いた車両では、このヨーモーメント値を実現するための制駆動力配分のパターンは無数にあるので、このパターンを各タイヤの負担がなるべく均一になるように選ぶべきである。これは一種の最適化問題であるので、第7章ではそのような配分を実時間で近似的に計算するための手法を提案、数値的な検討からこれを検証した。そこで得られた効果は、タイヤの負担すなわち発生力の大きさを評価して、最大1割程度であった。この効果は決定的に大きなものではないが、少しでも車両の挙動を安定にするためには、実装すべき手法であると考えている。

論文全体を通じてであるが、今後は第6章で示した効果の実験的な検証が、まず検討されるべき重要課題であると考えている。車両の運動制御の難しい点は、一つにはフィードバック制御に必要な信号が必ずしも得られないという点にある。直接検出が難しい信号には、スリップ率や車体すべり角、タイヤすべり角、タイヤの発生横力や路面の最大発生力などがあ

げられる。従って、従来のような、例えば ABS や DYC のような制御手法では、これらの信号の推定がシステムのパフォーマンスを決定する重要な要素の一つとなっている。電気自動車の、あるいはモータのもつ利点の一つは、その高速なトルク応答を活かしてモータないし駆動輪の性質を改変できる点にあり、例えばみかけの慣性を重くするようなことが可能である。また、車輪速度のみから空転を検出することすらも可能である。このような制御によって車両運動特性が改変できるのであれば、従来のように DYC や ABS を適用する際にも、一種のマイナーループとしてこれらのモータ制御を組み込んでおくことが、車両運動制御の安定性と性能の向上につながると考えられる。路面と車両のインターフェースであるタイヤの特性は、装着されているモータの制御によって変えることができる。そしてこれは、車両運動特性全体の安定性向上にもつながるのである。このような研究を今後一層進めるにあたって、現在製作をほぼ完了しつつある東大 3 月号 II は、大きな寄与を与えるであろう。

エネルギー環境問題という背景から、電気自動車が今後本格的に普及するという予想は、既に序章などで述べた通りである。今は電気自動車自体の開発競争でしのぎを削っている各自動車メーカーも、その競争が落ち着き、余力が生じるにつれ、モータの制御性に注目した研究開発を行うようになると考えられる。本論文がこうした研究に対して重要な示唆を与え、その開発の助けとなり、最終的に“より安全な自動車の制御による実現”という大きな目的の達成に寄与することができることを、切実に願うものである。

## 謝 辞

本研究の遂行にあたり、堀洋一助教授には終始懇切な御指導を頂きました。博士課程から取り組んだ研究で時間が限られていたにも関わらず、本論文の完成に至ったのは、堀助教授の御助力の賜物であり、ここに深く感謝の意を表します。また、本研究に理解を示して下さい、数多くの御助言を頂いた、慶應大学湘南藤沢キャンパス環境情報学部の清水浩教授、東京農工大学機械システム工学科の永井正夫教授、横浜国立大学電子情報工学科の河村篤男教授、本学産業機械工学科の藤岡健彦助教授、ならびに各研究室で研究に従事されている研究員・学生諸氏に、深く感謝致します。

2年間にわたり私が幹事補佐を務めさせて頂いていた、電気学会“電気自動車の新しいエネルギー・制御システム”技術調査専門委員会の活動からは、非常に広範な多くの知識を得ることができました。その活動は多岐に渡りましたので、ここでその全員のお名前をあげることはできませんが、同委員会の委員各位および委員会の活動を通じて知り合った多くの方々に、心からの感謝の意を表します。

本論文の作成と並行し、次代の研究に向けて準備を進めてきた東大3月号IIの製作に関しては、非常に多くの企業ならびに諸氏の御協力を頂きました。日産自動車株式会社および同社総合研究所電子情報研究所の浅野正春様、株式会社明電舎および同社電動システム工場EV開発部の中島明様ならびに足利正様、株式会社ナブコおよび同社自動車事業部技術部の吐合求様、富士電機株式会社および同社総合研究所パワーエレクトロニクス開発研究所の木下繁則様、日本精工株式会社および同社自動車部品技術部の遠藤修司様、ならびに同社自動車技術センターの光崎雄二様、広瀬五郎様、土屋忠様、坂口徹様、富士通電装株式会社および同社パワーエレクトロニクス事業部第三パワートロニクス部の伊原文明様、松下電池工業株式会社および同社EV電池開発センターの渡部信様、本学工学部電気電子情報系工作室の渋谷武夫助手、マテリアル工学科の生出博巳技術専門職員、物理工学科の佐藤英和技術専門職員、ならびに航空宇宙工学科工作室の百々悟助手、以上の方々の御厚意と御助力には、感謝の言葉もありません。

また度々有益な御示唆を頂きました豊田中央研究所の梅野孝治様、菅井賢様ならびに同研究所の研究グループの方々にも、深く感謝の意を表します。タイヤに関する深い造詣をお持ちの、大阪産業大学短期大学部の酒井秀男教授ならびに財団法人日本自動車研究所の山崎俊一主任研究員、自動車の制御に関する知識を与えて下さったトヨタ自動車株式会社第2開発センターの山本真規氏にも、厚く御礼申し上げます。



実験などにおいては、本研究室の内田利之技術官と大学院生の佐渡秀夫君に頼るところが大でした。心から感謝致します。また、本研究の遂行にあたっては、本研究室の卒業生である古谷武大氏、豊田靖氏および鶴岡慶雅氏の製作による、東大3月号Iの存在が極めて重要でした。この場を借りて、感謝したいと思います。博士課程学生の鈴木文泰君、藤本博志君、及部七郎斎君をはじめとする、本研究室の学生諸氏との多くの議論、特に制御理論に関するディスカッションなどは、いつも大変有益なものでした。感謝しています。また、前秘書の宇佐美貴代さんと現秘書の木村麻里子さんには、本来私がすべき幾多の雑用をいつもお願いしてばかりでした。ここに改めて深謝するとともに、お二人の今後の幸せを心からお祈り申し上げます。

最後に、私の発表文献やホームページなどを通じて本研究に関心を寄せ、励まして下さった数多くの方々に、また常に支えてくれた友人諸氏ならびに家族に、心からの感謝の言葉を述べたいと思います。3年間お世話になった皆様の今後の御発展と多幸を祈念して、謝辞とさせていただきます。

1999年12月

坂井 真一郎

# 付 録 A 各種の電気自動車とその普及の 展望

## A.1 まえがき

本論文では、本編において電気自動車における運動制御を論じてきた。その際、序章において電気自動車（EV）を、運動エネルギーの一部または全てを電気モータによって発生している自動車と定義していた。では、実際にこの定義にあてはまる自動車には、どのようなものがあるのだろうか？ここで各種の電気自動車の紹介を行っておくことは、電気自動車をめぐる状況の理解のためにも、有益であろう。ここでは併せてそれら様々な電気自動車の、今後の普及の展望について私見を述べたいと思う。また、それぞれの種類の電気自動車と、本編での議論との関係についても指摘するものである。

## A.2 従来の自動車の問題点

### A.2.1 回生制動の問題

エネルギー・環境問題への意識の高まりが原動力となって、近年の電気自動車開発の大幅な進展をみたことは、既に本編で述べた通りである。しかしエネルギー・環境問題対策としては、エンジンの一層の改善を図るといった戦略なども、もちろん一方では進められている。例えば近年、三菱自動車の GDI(Gasoline Direct Injection) エンジン [71] が話題となったが、これは一般に直噴エンジンと呼ばれる範疇に属する、非常に燃費の良い新型エンジンである。他にも開発中の技術として、例えばセラミックガスタービンエンジンなども挙げることができる。では、これらの新しい内燃機関自動車に対して電気自動車が有している利点とは、一体どのようなものであろうか。ここでは初めに、この問題を簡単に論じてみたいと思う。

内燃機関自動車（ICV）の明らかな問題点として、回生制動が難しい点を挙げることができる。回生制動とは、発進・加速時に発生した運動エネルギーを、なんらかの手段で回収する仕組みである。従来の自動車では、例えば蓄圧式といわれる回生制動が実用化されていた。これは、減速時にタイヤの回転を機械的に油圧に変換し、発進時にこの圧力で加速力を得る方式である。減速時の加圧に伴って大きな音がでること、また小型化が難しいことから、一部のバスなどで使われるに留まっており、一般に通常の自動車では回生制動は用いられていない。

これに対し電気自動車では、駆動にモータが使われている以上、これを減速時に発電機として使うことができ、エネルギー回生は容易である。商品化された電気自動車は、回生制動のシステムを常識的に備えている。そのエネルギー回収効率は、およそ 2-30% と言われている [5]。

### A.2.2 出力変動の問題

より本質的な内燃機関の問題として、エンジンの効率が運動状態に非常に強く依存する点を挙げるができる。ガソリンやディーゼル、あるいはガスタービンなどの内燃機関は、基本的に出力や回転数の変動に弱い。例えば発生トルクは回転数に依存するため、加速時に変速比を切り替える必要が生じる。ここではエネルギー効率に関して議論を行うが、内燃機関のエネルギー効率は出力や回転数の状態によって大幅に変動してしまう。図 A.1 は、この依存性を示すマップの一例である [72]。正味燃料消費率とよばれる、単位軸出力に対する燃料消費量を示す図であるが、最も効率のよい出力・回転数の時と、そうでない時で、正味燃料消費が倍に変動してしまうことがわかる。内燃機関は本来、一定出力・一定回転数で用いるべきシステムであって、自動車のように出力も回転数も極めて急激に変動するような用途には本質的に向いていないのである。

三菱 GDI に代表される、いわゆる直噴エンジンは、ガソリン噴射の細かい制御によって、シリンダ内に燃料の濃い部分を意図的に形成し、ここに点火することで、非常に希薄なガソリンでの燃焼を達成できる。この効果により約 1.5 倍程度の燃費改善が達成できると言われている。また、例えばホンダが開発中のエンジンを都心で運転すると、その排気ガスが吸気よりも綺麗になる”逆転現象 [73]” が起こると言われている。

しかしながらこれらの新型エンジンでも、効率が出力や回転数に依存するという特性は変わらない。従って、実際に車に搭載された時の燃費を良くなるためには、使われる頻度の高いトルクと回転数の領域を把握し、その部分での効率を改善する必要がある。しかしながらこれは、当然容易ではない。エンジンの使われ方は車両の性質に依存するのであって、エンジン単体で議論することができない。ユーザの癖によっても大きく異なる。つまり、最終的な燃費を改善するためには、車両やユーザにあわせる試行錯誤が必要であって、これが莫大な開発コストとなって跳ね返る。

図 A.2 に、ある電気自動車用モータの効率マップを示す。図 A.1 と比較すると、効率の変動が遥かに小さいことが分かる。電気自動車の場合には、したがって、誰がどのように運転しても、同じような効率でモータを使うことができる。これが電気モータの持つ、移動体駆動源としての大きな利点であると指摘できる。

では、なぜ現状で電気自動車は普及していないか。近年まで電気自動車といえば、大量のバッテリーを搭載した純電池式の EV (Pure EV, PEV) を一般には意味していた。PEV の問題は、明らかに電池のエネルギー密度にある。つまり、駆動源として内燃機関とモータを

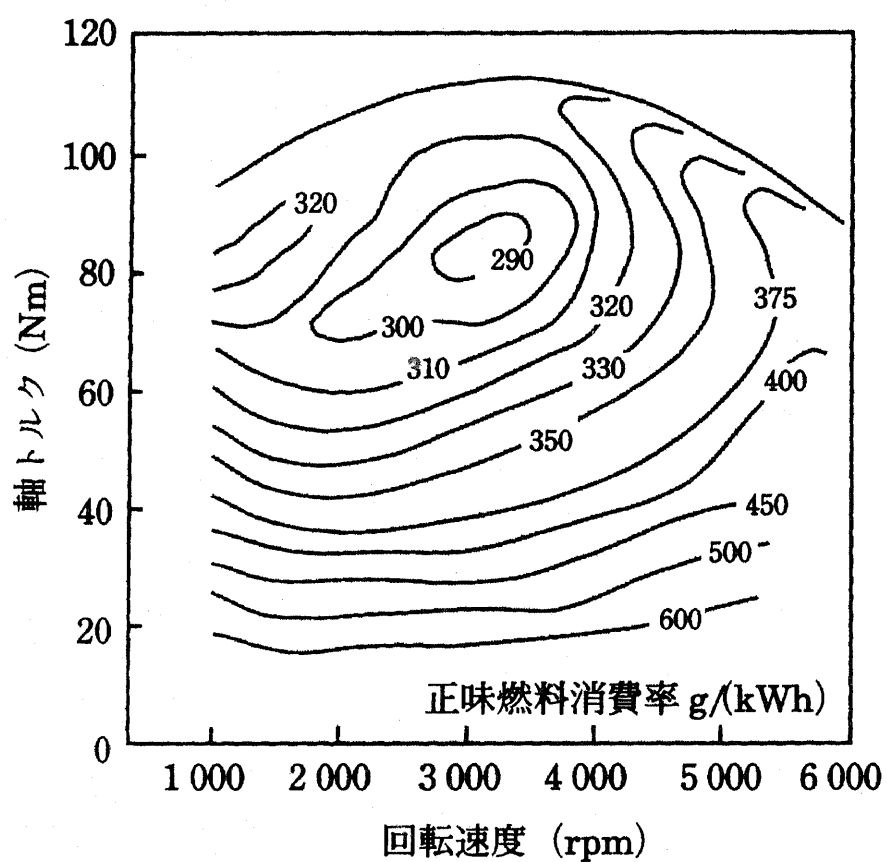


図 A.1: ガソリンエンジンの正味燃料消費率 [g/kWh]

比べればモータの勝ち、可搬性の高いエネルギー源としてガソリンと蓄電池を比べればガソリンの圧勝、結局内燃機関自動車（ICV）が遥かに優位に立っているというのが、これまでの構図であった（表 A.1）。しかしながらこの構図は、近年崩れつつある。以下の章ではその代表例である、ハイブリッド電気自動車（HEV）と燃料電池車（FCEV）について紹介する。

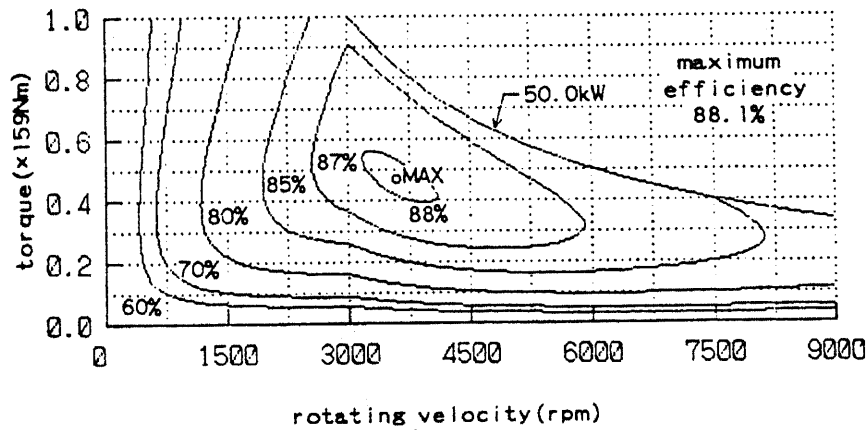


図 A.2: 電気モータの効率マップ

	Power Train	Energy Source
PEV	Electric Motor ○	Battery × (200 [Wh/kg])
ICV	Engine △	Gasoline ◎ 9,800 [Wh/l]

表 A.1: EV vs. ICV

### A.3 ハイブリッドEV(HEV)

ハイブリッド電気自動車は、エンジンとモータの組合せにより燃費の改善をはかる EV である。大きく分けて、シリーズハイブリッドとパラレルハイブリッドの 2 種が提案・開発されている。

#### A.3.1 シリーズハイブリッドシステム

従来 EV の問題点は、電池にあると言われて来た。ならば電池の部分エンジン+発電機で置き換えればいい、という発想にもとづく EV が、シリーズハイブリッドである。図 A.3

### A.3 ハイブリッドEV(HEV)

に、シリーズハイブリッドシステムの構成図を示す。基本的にはエンジンは常に一定の回転数、出力で運転され、発電機を駆動する。得られた電力はバッテリーに蓄えられ、最終的に駆動源であるモータに送られる。エンジンの回転は全て電気エネルギーに換えられるので、エンジンと車軸とは完全に分離されている。従って車両の運動によらず、一定の状態でエンジンを運転することができる。運転時の出力や回転数を、そのエンジンの最も効率の良い点に固定することで、燃費の向上を達成することができる。さらに、もちろん制動時には回生制動を行う。非常に明快なシステムであるが、一般の乗用車として商品化された例は残念ながらない。開発例としては、例えば日産ディーゼルのバス [74] などがある。

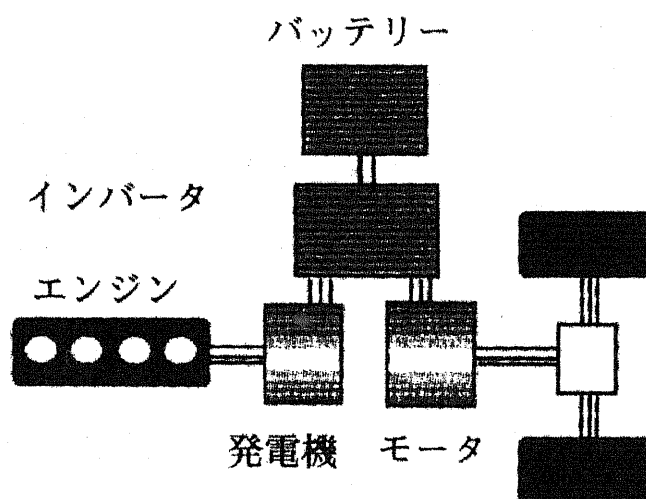


図 A.3: シリーズ型ハイブリッド方式

### A.3.2 パラレルハイブリッドシステム

シリーズハイブリッドシステムは、図 A.4にあるように、エンジン-発電機-モータ-車輪が、1列となったシステムであった。これに対してパラレルハイブリッドシステムでは、モータとエンジンは図 A.4の様に並列して車輪を駆動する。モータは、時に発電機としてエンジンの過剰な出力を吸収し、時に駆動源となってエンジンのトルク不足をアシストする。これによってエンジンの出力が平滑化され、エネルギー効率が改善できる。

もう少しきちんとエンジンの効率改善を図ったのが、世界初の市販乗用車 HEV であるトヨタのプリウス (図 A.5) である。プリウスのシステムでは、発電機とモータは別々に用意されている。図 A.6 に、プリウスのシステム構成図を示す。プリウスで用いられている燃費改善のロジックは、非常に興味深いものであるので、ここでやや詳しく説明しておく [3][75]。

シリーズハイブリッドシステムでは、エンジンの運転状態は、最も効率の良い一点だけを使うことを狙っていた。プリウスの場合には、最も効率の良い一本の曲線だけを用いることを目的としている (図 A.7)。

エンジンの運転を効率の良い燃費曲線上に限らせる、その仕組みを簡単に述べる。ガソリンの噴出量から出力が決まれば、エンジンの運転は図 A.7 中の双曲線上のどこかと分かる。したがって、この双曲線と等燃費曲線の交点に状態を制御できれば、エンジンの効率が最大となる。この制御は、エンジンと並列に設置された発電機によってなされる。つまり、発電機の回転数制御によりエンジンの回転数を制御し、これにより出力一定の双曲線と等燃費曲線の交点にエンジンの状態を制御するのである。いうまでもなく、モータが高速かつ正確に制御できるという利点が活かされているのである。

さて、発電機の回転数制御によってエンジンの回転数が固定されると、出力トルクも決まってしまう。この値がそのままドライバーの望んだトルクにはならないので、トルク制御されたモータを車軸に並列に設置することで、これを調整する。このような構成にすることで、エンジンはドライバに要求されるピークトルクを発生する必要がなく、従ってエンジンだけでシステムを構成する場合に比べて小排気量のエンジンを搭載すれば済んでしまう (これはシリーズハイブリッドも同様)。回生制動も問題なく実現できる。このようなシステムを搭載することで、プリウスでは燃費 28.8[km/l] と、同クラスのガソリン車と比べて倍以上の高燃費を達成している。(表 A.2)。このようなシステムを構成する際の難点は、エンジン、発電機、モータの並列をどのように実現するかにある。トヨタの技術陣は、遊星ギヤと呼ばれるシステムによってこれを実現した。日産自動車が開発中のシステムでは、CVT (Continuous Variable Transfer) と呼ばれる独自の技術を適用している様であるが、詳しい情報が入手できなかったので定かではない。

トヨタ自動車のプリウスはユーザにも非常に好評で売行きも好調なようである。従来も電気自動車は市販されてはいたが、主な購入者は官公庁に限られていた。プリウスに至って初めて、一般のユーザを取り込んだ点は、非常に功績であろう。図 A.8 に、各年度における純電池式電気自動車とハイブリッド電気自動車の、販売台数を示しておく [76]。

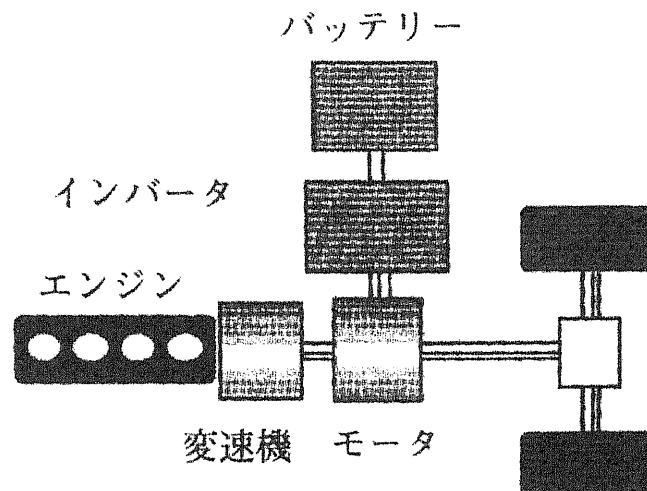


図 A.4: パラレル型ハイブリッド方式



図 A.5: トヨタ HEV”プリウス”

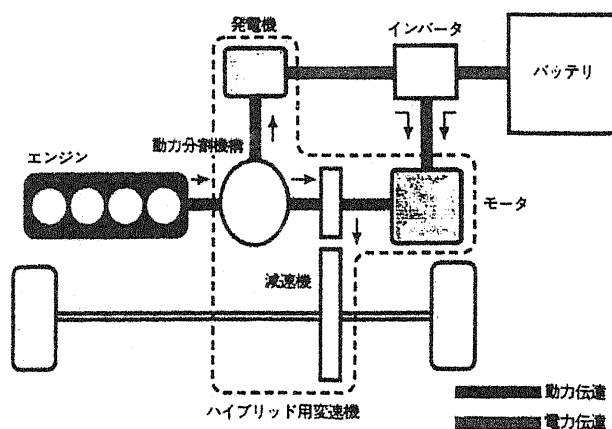


図 A.6: トヨタ “プリウス” 型パラレルハイブリッド方式



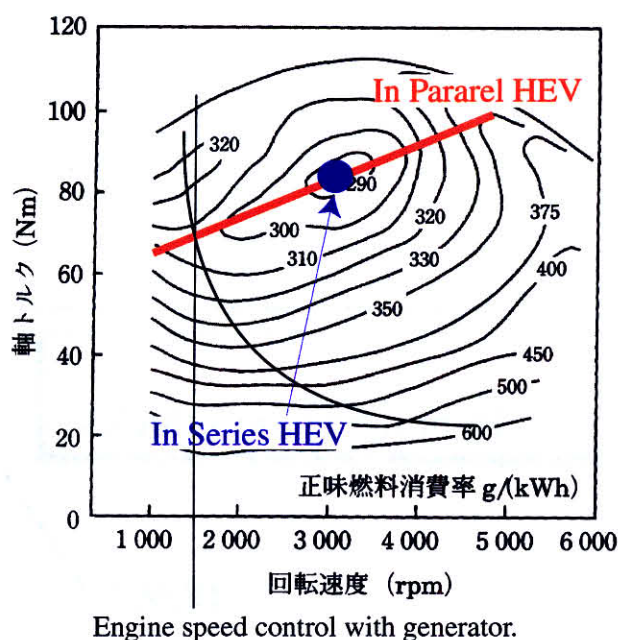


図 A.7: HEV の燃費向上の原理

車種	燃費 [km/l](*1)	車両長/幅 [mm]	車重 [kg]
トヨタ プリウス	28.8	4275/1996	1240
三菱 ミラージュディンゴ (*2)	16.2	3885/1695	1180
トヨタ カローラ スパシオ	13.2	4210/1620	1190

注 1: 10・15 モードでの数字.

注 2: GDI エンジン搭載.

表 A.2: プリウスにおける燃費の向上.

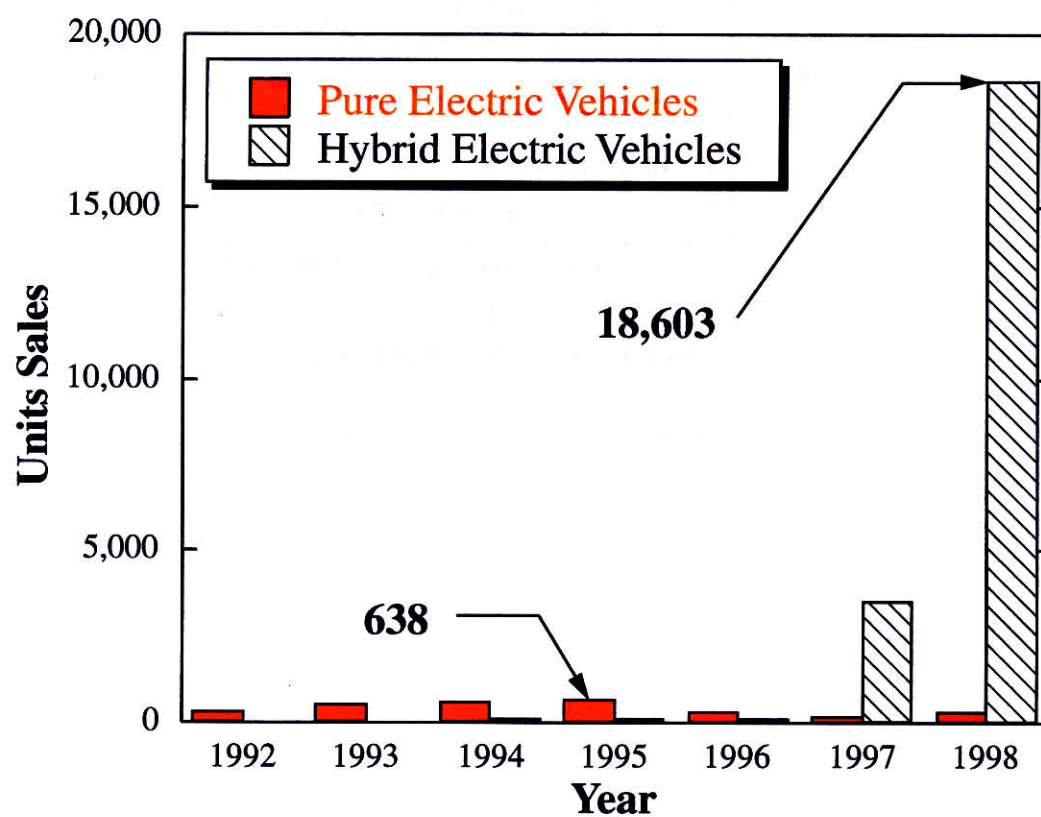


図 A.8: 国内における純電池式電気自動車とハイブリッド電気自動車の年度毎販売台数 [76]

### A.3.3 シリーズ vs. パラレル

では、同じハイブリッドシステムとして、シリーズ方式とパラレル方式にはどのような違いがあるのだろうか。エンジンの燃費の良い一点だけを使うシリーズ方式は、車の加減速による効率の変動を最小化できるというメリットがある。パラレル方式には、逆に定速走行時の燃費が良いという利点がある。もともとエンジンの効率がよい状態で走れる低速時には、パラレル方式ではエンジンが直接車軸を駆動するので、伝達損失を最小化できるのである。従って、加減速の非常に多い場合はシリーズ方式が、ある程度低速走行がある場合はパラレル方式が、良いとされている。現在の所、前者のメリットが効くのは路線バスのような走行パターンとされており、従って一般の乗用車ではパラレル方式が先行しているのである。

## A.4 燃料電池 EV(FCEV)

ハイブリッド方式は、エネルギー密度の十分でない蓄電池に代り、電源に相当する部分にエンジンを用いた EV であった。では、他の電源はないのだろうか。実は、将来の自動車エネルギー源として最も注目を集めているのが、燃料電池である。ここ 1 ～ 2 年の、燃料電池電気自動車 (FCEV) の開発スピードは、驚嘆に値するものである。

現在 FCEV で世界をリードしている自動車メーカーが、ダイムラークライスラーである。1999 年には、Necar4 と呼ばれる開発車両が公開された (図 A.9) が、この車両では最高時速 144[km/h]、一充填走行距離 450[km] という数字を達成している。スペック的には完全に、商業ベースでの実用化を射程圏に捉えている。

燃料電池車では、当然エネルギー源として水素を供給しなければならない。Necar4 では床下に液体水素ボンベを置いている。フォード社の P2000 と呼ばれる FCEV 開発車では、圧縮ガスボンベで水素を蓄える (図 A.10)。これらの方式では水素を充填するわけであるので、水素充填スタンドが必要となる。このような背景から、1999 年 5 月には世界初のスタンドがミュンヘン空港に設置されている。6 分程度で液体水素の充填が完了するとのことであるから、PEV のように充電時間が問題になることもない。

水素供給には、実はもう一つ別の方式がある。改質器 (reformer) と呼ばれる装置により、アルコールやガソリンを化学的に分解し、自動車内で水素を生成する方式である。改質の際に  $\text{CO}_2$  が出るため、いわゆる zero emission ではないが、現在のガソリン供給インフラが転用できるので、将来的にはこちらの方式が主流となる可能性がある。実験室レベルでは既に開発がなされており、実験車も作られている。小型化や触媒の劣化対策などが残された問題である。あるいは、直接燃料電池にメタノールを供給する方式も研究されている。

燃料電池そのものが既に実用化されていることは周知であるが、自動車で用いる際には小型化がポイントとなる。移動体用としても、既にアポロ計画などで実用化されていたが、動作温度が高い点が問題であった。図 A.11 に、各種の燃料電池方式を示す。図から、PEM (Proton Exchange Membrane, 陽子交換膜) といわれる方式が最も実用化に近いことが分



図 A.9: ダイムラークライスラーの Necar4 [77]

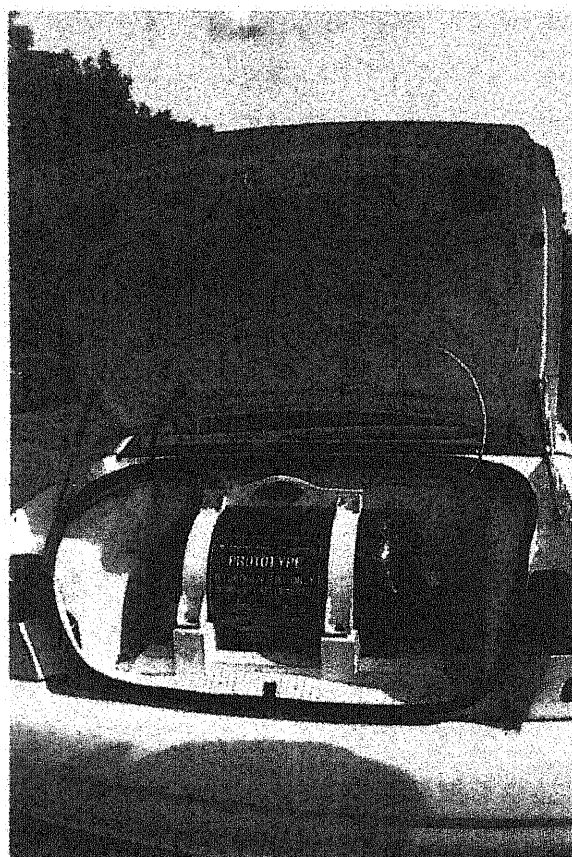


図 A.10: フォード社 P2000 における圧縮水素ガスポンペ

Fuel cell comparison by characteristics							Current Prospects For	
Fuel Cell Type	Type of Electrolyte	Operating Temp. (°C)	Current Density	Need for Fuel Processor	Compatibility with CO <sub>2</sub>	Stage of Development	High Efficiency	Low Cost
PEMFC	Proton Exchange Membrane	70-80	High	Yes	Yes	Early prototypes	Good	Good
AFC	Aqueous Alkaline	80-100	High	Yes	No	Space application	Good	Good
PAFC	Phosphoric Acid	200-220	Moderate	Yes <sup>a</sup>	Yes	Early commercial applications	Good	Fair
MCFC	Molten Carbonate	600-650	High	Yes <sup>a</sup>	Yes	Field demonstrations	Good	Fair-Good
SOFC	Solid-Oxide	800-1000	Moderate	No	Yes	Laboratory demonstrations	Good	Fair-Good
DMFC	Proton Exchange Membrane	70-90	Moderate	No	Yes	Research	Poor	Poor-Fair

図 A.11: 燃料電池の各種方式 [78]

かるが、この PEM の開発で世界をリードしているのがカナダの Ballard 社である。FCEV に関して日本のメーカーの中では、トヨタが開発をリードしてきた。最近 GM との共同開発を発表し、動向が注目されている。トヨタは燃料電池に関しても自社開発する方針であるが、世界中のほとんどの自動車メーカーは、Ballard 社から燃料電池ユニットの供給を受けている。このため、Ballard 社をめぐる各メーカーの動向も非常に興味深い。またごく最近になって、ホンダが独自開発の燃料電池を採用した FCEV 実験車両を発表し、注目を集めている。ここで、簡単に各メーカーの燃料電池電気自動車の開発状況を示しておく<sup>1</sup>。表 A.3 に示された通り、各メーカーとも水素供給型と改質型と、並行して開発を進めている。これは、どちらの形式が本命となるか、どのメーカーも見極めがはっきりできていないためである。試作車の段階では性能的にも問題なく、従来のガソリン自動車と比べて遜色ないようである。実用化にあたっての問題は、システムの小型化と長寿命化などであり、この点では水素供給型が現時点では開発をリードしているが、決定的な差ではない。両者の本質的な違いをあげると、水素供給型は完全な zero emission であるが、水素供給インフラの整備が問題となる点、改質型はインフラ面では有利であるが、エネルギー効率や汚染物質放出の点で不利となる点であろう。

Necar シリーズの今後の予定などを見ていると、改質型が本命視されている感が強い。しかしながら、当面の間、改質型はエネルギー効率や CO<sub>2</sub> 排出量の点で、従来のガソリン車を凌駕するものとはならないという技術予測もある。潜在的な能力は高いので、技術開発が進めば、性能ははるかに向上できるという予測もあるが、少なくとも各メーカーが市場投入をうたっている 2003 年から 2010 年頃までに、環境性の点でガソリン車と比較して、大きなイ

<sup>1</sup>1999 年 12 月現在

## A.5 純電池式EV(PEV)

ンパクトのある市販車が実現できるかどうかは、現時点では予測ができない。”将来の本命”という表現が消えるのは、いつ頃になるのでしょうか？

メーカー	車名	形式	FC 供給	占有スペース
Daimler-Chrysler	Necar3	メタノール改質	Ballard	後部座席+後部トランクルーム
	Necar4	水素 (液体水素)	Ballard	床下のみ
	Necar5	メタノール改質	Ballard	計画中, 床下のみ
Ford	P-2000	水素 (圧縮水素)	Ballard	後部トランクルーム
トヨタ	FCEV	水素 (水素吸着合金)	自社開発	床下のみ
	FCEV	メタノール改質	自社開発	床下のみの要素技術は実現
ホンダ	FCX-V1	水素 (水素吸着合金)	Ballard	後部座席+後部トランクルーム
	FCX-V2	メタノール改質	自社開発	後部座席+後部トランクルーム

いずれも 1999 年 11 月現在

表 A.3: 各メーカーの燃料電池車開発状況

## A.5 純電池式EV(PEV)

では、純電池式EVの生き残る可能性はないのだろうか。大きな問題点は電池のエネルギー密度の低さである（表 A.4）。近年新型電池の開発が相次いで行われ、ニッケル水素電池やリチウムイオン電池など従来の鉛蓄電池と比べて、非常に性能の良い電池が実用化されたが、その性能は已然十分とは言えない。

もう一つの大きな問題は、充電に時間がかかるという点である。電池の寿命を考えると、現状では日常的な充電に5-8時間要する。EVというとすぐに指摘されるのがインフラ整備の必要性であるが、PEVはそもそも充電スタンドで気軽に充電できるような車ではないのである。バッテリー交換するとしても、数100[Kg]のユニット交換は容易でないだろう。これらの問題点を補う程の利点は、あるだろうか？

近年のPEVをめぐる状況を見てみると、本格的な普及は諦め、独自の需要を創り出すことに注力している感が強い。その一つとして、PEVの共同利用が検討され始めている。ある共同体でPEVを共同所有する。車両がプールされている間に、充電が行われる。ホンダは「ツインリンクもてぎ」で、ICVS (Intelligent Community Vehicle System) と呼ばれる大がかりな実験プロジェクトを行っている（図 A.12）[79]。また、トヨタもCrayonというプロジェクトを立ち上げ[80][81]、朝夕の社員通勤と昼間の業務移動用に共有する実験を行っている。海外では、例えばフランスのチューリップというプロジェクトなどの例がある[82]。あるいは、PEVをレンタカーとして利用するシステムなどが、スイスのツェルマット

などの観光地で試みられている。

新しい需要開拓を狙った PEV としては、セカンドカーとしての需要を狙った小型 PEV の開発例も増えて来ている。トヨタの e-com (図 A.13)、日産の Hypermini、ホンダの CityPal などである。今後 PEV に関しては、これら新しい需要を創り出す試みが増えてくるであろう。言い換えれば、電池に関する劇的な技術革新がない限り、現在のガソリン車に PEV が置き換わる可能性は現状ではほぼ皆無であると考えている。

種別	エネルギー重量密度 [Wh/kg]	エネルギー体積密度 [Wh/l]	出力密度 [W/Kg]
鉛蓄電池	35	95	200
ニッケル水素蓄電池	80	190	220
リチウムイオン蓄電池	100	160	300
リチウムイオン蓄電池 (*1)	64		1,500
リチウムポリマ蓄電池 (*2)	155		54
ガソリン		9,800	

\*1 HEV 用の出力密度重視型

\*2 動作温度が 60~80 °

表 A.4: 各種 EV 用電池の性能 (文献 [83] など)

## A.6 あとがき

以上、各種の電気自動車とそれをめぐる近年の状況を概観した。数年前までは、蓄電池の性能を挙げて EV は普及しないという論調が主流だったことを考えると、非常に大きな変化が始まっている。特に、誰よりも自動車メーカーが真剣に取り組み始めた点に注目すべきである。環境問題という圧力が、各自動車メーカーに過大な負担となりはじめている。そこで、低環境負荷を達成するための開発コストがより安い車、つまり短期的にはハイブリッド電気自動車、長期的には燃料電池車という戦略が次第に主流になりつつある。単に地球環境の為に、というきれいごとからではなく、事態が市場の競争原理で推移しているところに、電気自動車普及の高い可能性を見ることができる。

本章では新しい低公害車として EV だけを取り上げたが、他の試みももちろんある。例えば LNG 車や LPG 車、メタノール車などがあるが、代替燃料車と呼ばれる様なこれらの車両を今回取り上げなかった一つの理由は、代替燃料車という呼称が示す通り、これらは結局内燃機関を用いており、出力変動に弱いという問題を同じように持つという点である。各メーカーの取り組みを見ても、BMW が水素エンジンを発表している程度で、ハイブリッド電気自



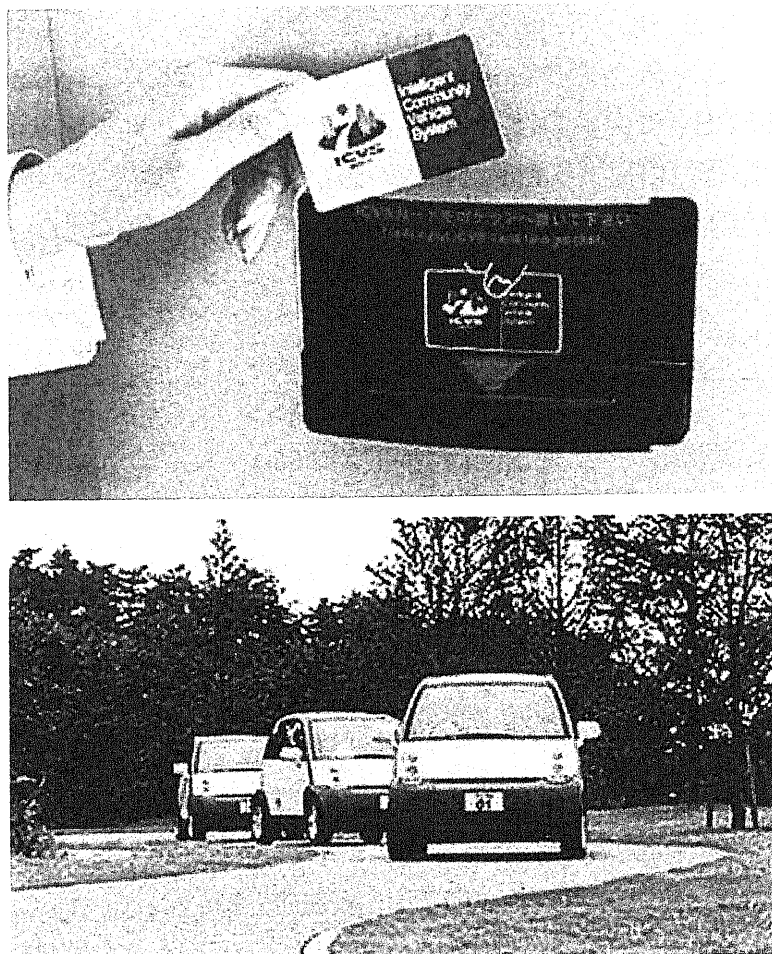


図 A.12: ホンダ ICVS. IC カードにより EV の共同利用が管理される (上図). 再配車などは無人自動運転で行なわれる (下図).

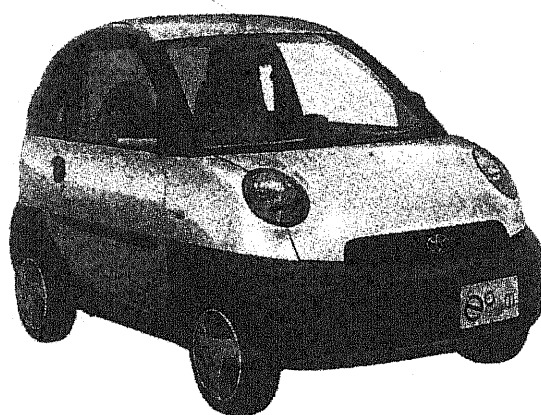


図 A.13: トヨタの小型 PEV e-com



自動車や燃料電池車にかかる意欲に比べると、やや見劣りすると言わざるをえない。今後の技術動向には注目すべきであるが、従って本章では言及を略した。

既に指摘したとおり、今後しばらくはハイブリッド電気自動車の発表が相次ぐであろう。より長期的には、これは数年というスケールになるか、10～20年というスケールになるか判然としないが、燃料電池車の市場投入が注目を集めるだろう。共同利用システムとして、純電池式の電気自動車も台数を伸ばすかも知れない。では、本編で検討したような制御方策は、これらの車両にはそのまま適用可能なのだろうか。

純電池式の電気自動車に関しては、もちろんまったく問題がない。燃料電池車に関しては、駆動時に関しては本編の議論がそのままあてはまるが、減速時の制御については、若干の問題がある。トヨタなどが発表している多くのシステムの様に、電力が燃料電池ユニットから一度バッテリーに蓄えられ、モータ駆動回路へと送られるシステムでは、当然回生ブレーキも採用されるであろうから、純電池式の電気自動車と全く同様の議論となる。一方で、ダイムラークライスラー社のNecarなどでは、電力はバッテリーを経ず燃料電池ユニットからモータ駆動回路へと直接送られる構成となっている。すなわち、回生ブレーキを採用し得ない構成である。この場合でも、例えば抵抗で放熱するなどすることで電気ブレーキを可能にすれば、本編での議論はそのまま適用できるが、若干のシステム変更を要する点に留意しなければならない。最後にハイブリッド電気自動車であるが、シリーズハイブリッド方式の場合には、駆動は電池とモータのみで行われるので、純電池式の電気自動車と全く同様、本編の議論は全て適用できる。一方で、プリウスなどで採用されているパラレルハイブリッド方式の場合には、車輪を駆動するのはエンジンとモータであるから、本編で想定した構成とはやや異なったものとなる。この場合の制御に関して言うと、エンジントルクを考慮し、例えばこれを未知のバイアストルクとして、制御系を構成し直すなど、本編での議論は修正された上で適用されなければならない。

つまり、まとめると、今後の普及が予想されている各種電気自動車において、パラレルハイブリッド方式の電気自動車以外については、本編での議論がほぼそのまま適用できるが、パラレルハイブリッド電気自動車に適用する場合のみ、本編での議論の拡張が必要となる。プリウスに見られるように、パラレルハイブリッド方式は、特に乗用車タイプの電気自動車において、無視することのできない勢力となる可能性が高い。従って、パラレルハイブリッド電気自動車に対する議論の拡張が、今後は必要である。

尚、本章は著者所属専攻の論文輪講において発表された内容を、加筆修正したものである。作成に当たっては、参考文献として引用した資料以外に、自動車工学の各号、各社のホームページなど、また情報源を特定できないものとして、筆者が幹事補佐をしていた電気学会の電気自動車の新しいエネルギー・制御システム調査専門委員会での活動や資料など多数を参考にした。

## 付 録 B 東大 3 月号 I における電源電圧昇圧とその効果

今回の論文作成にあたり、東大 3 月号 I に関していくつかの仕様変更を行ったが、その一つが、電源電圧の昇圧である。従来東大 3 月号 I は電源電圧 72[V] であったが、これでは出力が足りず十分な空転実験を行うことができなかった。そこで、同じ種類のバッテリーを 4 個追加搭載し、電源電圧を 120[V] に昇圧して最大出力を向上することにした。追加のバッテリー搭載の為にスペースの問題があったが、ケースを製作してバッテリーの配置を立体化することで、これを解決した（図 B.1）。

図 B.2 に、乾燥アスファルト上を走行した時の電流応答を示す。これは最大電圧をモータに印加して、つまりチョッパ出力の duty 比を 100% にして、実験した場合の結果である。チョッパの最大電流定格は 400[A] であり、電流がこの値で飽和するような機構をチョッパが有しているため、最大電流の値には変化が見られない。しかしながら、高い電流値を維持できる時間が大幅に長くなっている。図 B.3 には、この実験における電流値を、車輪速度に対してプロットした図を示す。例えば濡れたアルミニウム板上で空転を発生するには、約 2000[N] 程度の駆動力が必要であり、これは電流に換算しておよそ 200[A] 程度の値となる。従って、72[V] の電源電圧では車体速度換算値でおよそ 4[m/s] (14.4[km/h]) までしかタイヤの空転を持続できないが、120[V] に昇圧したことによって、この範囲を 8[m/s] (28.8[km/h]) まで拡大できたことが理解される。改造の効果は、速度で評価しておよそ倍ということになる。

図 B.4 に、乾燥アスファルト上で最大電圧を印加して行った走行実験における、スリップ率の応答を示す。最大電流値が電源電圧昇圧の影響を受けないため、スリップ率の尖頭値にはほとんど変化が見られない。しかしながら昇圧により出力が向上したことで、従来 0.5[s] 程度しか維持できなかった大きな空転を、1[s] 以上持続できており、すなわち大きなスリップをより長時間維持できていることが分かる。本論文での空転防止制御実験は、このような改造と、本編で述べた様な低  $\mu$  路とを組み合わせることで、その効果が明らかになったものである。すなわち、本論文で行ったような空転防止制御の実験を行う為には、最大トルクだけでなく最大出力にも十分配慮して実験車両を製作する必要があることをここに指摘しておく。



図 B.1: 作成した電池ケース. このケースには電池が 2 段積みされ, 計 8 個収納されている. 下層の 4 個は外部からは見えない. ファンが見えるが, この下層の電池の冷却と, また主に過充電時の水素放出を目的としたもの. このケースの外部にさらに 4 個の電池を設置し, 計 12 個となる.

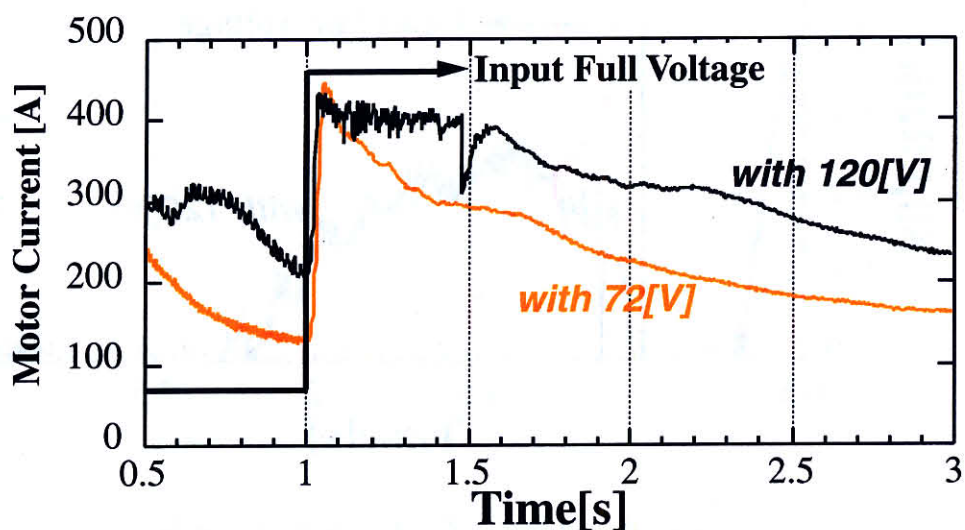


図 B.2: 電源電圧昇圧による出力の向上

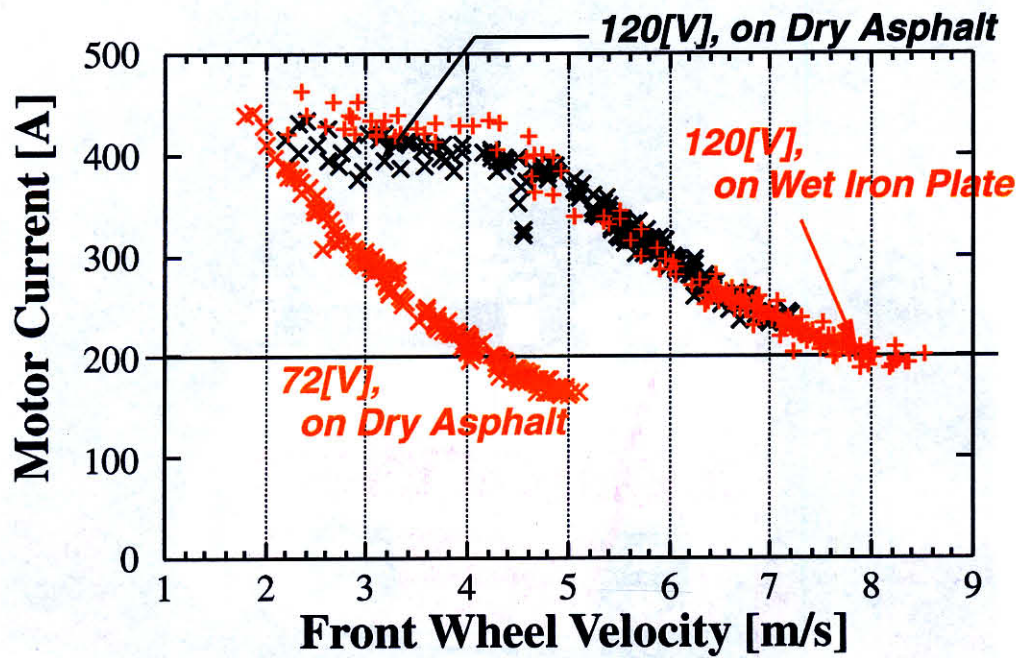


図 B.3: 電源電圧昇圧による出力の向上

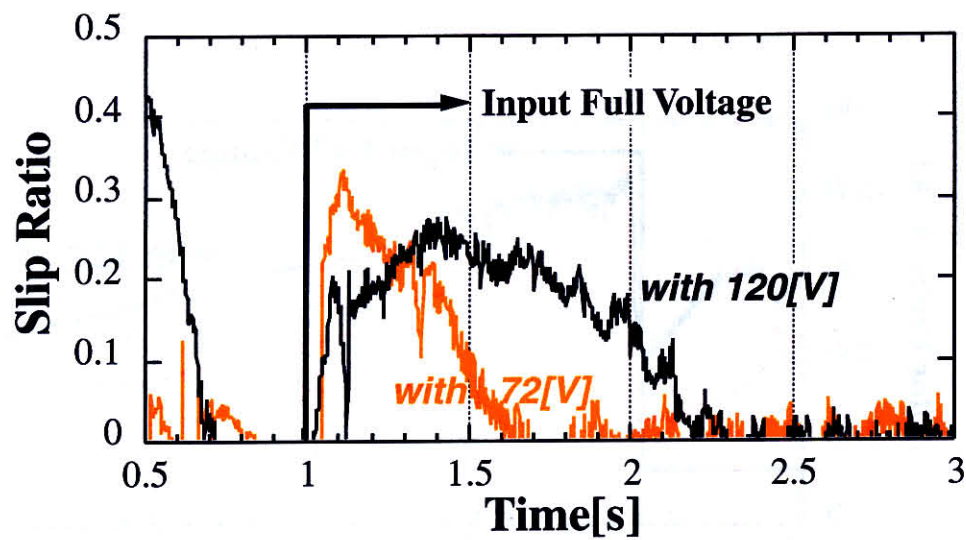


図 B.4: 出力向上による空転持続時間の伸長



## 付 録 C 新実験車両 “東大3月号II” について

本論文で主に使用した実験用車両 “東大3月号I” には、以下のような問題点ないし制約があった。

- モータを1基しか有しておらず、各輪独立駆動の実験ができない
- モータが直流直巻モータで、これを一象限チョッパでコントロールしているため、モータによる制動や回生ブレーキが実現できない。
- 通常の車両のエンジンを取り外してモータに置き換えた、いわゆるコンバートEVであるため、精度の良いエンコーダを取り付けることができず、速度検出の能力に問題がある。
- 出力が依然十分でなく、低速度・短時間に限定された空転実験しか行えない。

これらの問題点を解決し、今後さらなる実験的研究を進めるために、新しい実験用電気自動車である、“東大3月号II” の製作を本論文の作成と並行して進めて来た。本論文提出直後、2000年春には完成の予定であるので、今後の研究の一助となることを期待して、ここにその概要を示しておく。



図 C.1: 実験用電気自動車 “東大3月号II” の外観

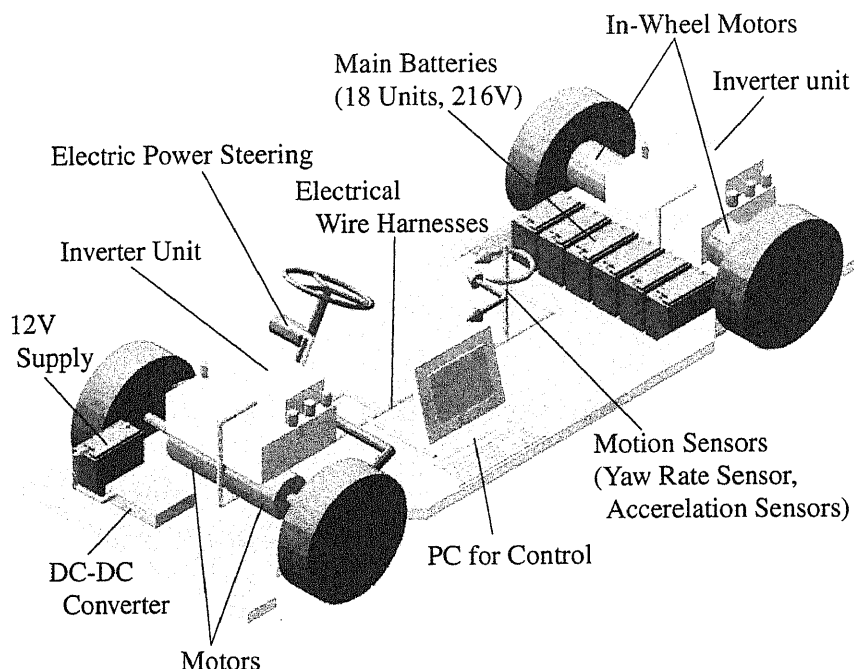


図 C.2: “東大3月号II”の構成概要

## C.1 駆動系概要

東大3月号IIは、日産マーチ(平成9年式, E-K11)をベースとした改造車であるが、その最大の特徴は、4基のインホイールモータを採用した点にある。このモータは株式会社明電舎製のものである。図C.3に、このインホイールモータの外観を、図C.4に簡単な構成図を示す。このモータは永久磁石型の同期モータで、一般にブラシレスDC(BLDC)モータと呼ばれる範疇に属する。図C.4に示されている通り、モータに加えて減速ギア(減速比5)、ドラムブレーキ、エンコーダなどが内蔵され、ユニット化されている。その定格等を、表C.1(a)に示す。

なお、ブレーキに関してであるが、通常油圧ブレーキシステムは装備されているものの、通常時には動作しない仕様になっている。油圧ブレーキが作動するのは、ドライバーが急激なブレーキ操作を行ったとき、ある一定の大きさ以上のブレーキ入力を与えられたとき、そして制御系からブレーキ要求の信号が入力された時である。これは、モータによる純電気ブレーキを想定しているためである。このようなブレーキシステムは、株式会社ナブコによるものである。

モータのコントロール回路には、このモータ用に明電舎で製作されたものを用いる。1ユニットで2基のモータを独立にドライブできる構成であるので、2基のコントロールユニットを搭載することになる。その主な仕様を、表C.1(b)に示す。

## C.2 電源系概要

主電源となる電池としては、松下電池工業株式会社のシール型鉛蓄電池を使用する。12[V] のものを 19 個、計 228[V] の入力電圧となる。また、モータコントロールユニットを初め、大容量の 12[V] 低電圧源が必要となる。このため、DC/DC コンバータを用いて車内で 228[V] を 12[V] に変換し、12[V] の補助電源を充電しながら走行する構造とした。これら電源系統の仕様を、表 C.1 (c) に示す。

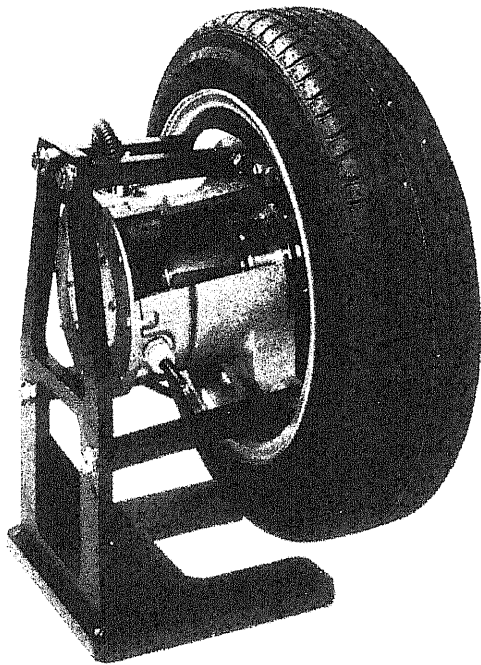


図 C.3: インホイールモータの外観

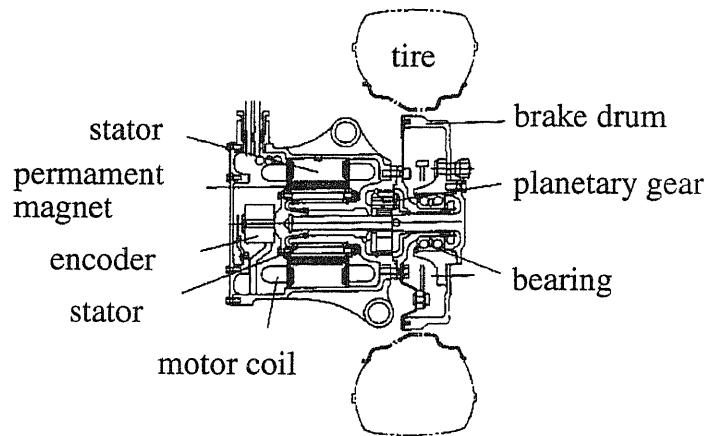


図 C.4: インホイールモータの構造

## C.3 計装系概要

制御系であるが、走行するためにはモータコントロールユニットやブレーキコントローラに、アナログのトルク指令信号他、いくつかの制御用デジタル信号を入力する必要がある。このような理由から、車内に制御用コンピュータを据え付ける方式を採用した。同じ理由から、システムの監視やデータの表示を担当するコンピュータと、制御演算のみを行うコンピュータとを、それぞれ独立に設置して相互に通信するような方式を採用した。制御用のセンサ系であるが、インホイールモータが既にエンコーダを内蔵しているので、この信号を車両運動制御用にも用いる。また、車両運動検出用として、2 軸（前後左右）の加速度とヨーレートを検出する。これらのセンサの仕様を、表 C.1 (d) に示す。

また、エンジンを取り外すため、本来の油圧パワーステアリングを動作させることができない。そのため、電動パワーステアリングを新たに装着することになっている。これは、日本精工株式会社製のものである。

## (a) 駆動系諸元

モータ	ブラシレス DC モータ (8 極)
重量	25.3[kg]* <sup>1</sup>
定格出力	4[kW](1 hour) / 36[kW](20 sec.) 2.98[HP](1 hour) / 28.3[HP](20 sec.)
最高回転速度	8700[rpm] / 170[km/h]
最大トルク	77[N] at 4400[rpm] 1480[N] (駆動力換算値)
減速比	1/5 (固定)

## (b) コントロールユニット (モータ駆動回路) 仕様

回路方式	PWM インバータ (第 3 世代 IGBT 素子使用)
冷却方式	強制空冷
質量	約 31[kg]* <sup>2</sup>

## (c) 電源系統仕様

主電池	Panasonic EC-EV1238
容量	12[V], 38[Ah] (for 1 unit)
重量	14.0[kg](for 1 unit)
総電圧	228[V]* <sup>1</sup> (with 19 units)
DC/DC コンバータ	14[V] 出力
最大出力電流	90[A]
冷却方式	強制空冷

## (d) 計装系諸元

制御用 CPU	Pentium MMX 233[MHz] AMD K6-233[MHz]
エンコーダパルス数	3600[ppr]* <sup>3</sup> (for wheel velocity)
加速度センサ	ANALOG DEVICES ADXL202
ヨーレートセンサ	日立電線株式会社製 光ファイバジャイロ HOFG-CLI(A)

\*1 ... モータ, ドラムブレーキ, 減速ギアなどを含む

\*2 ... 1 ユニット (モータ 2 基駆動用) の重量

\*3 ... A, B 各相のパルス数

表 C.1: 実験用電気自動車 “東大 3 月号 I” の諸元



## C.4 車両の構造について

車両製作上の最大の難点は、インホイールモータの車体への取り付けにある。通常のホイールとはサスペンションへの取り付け位置が異なり、また非常に大きな力がモータ保持部に作用するので、留意する必要がある。

特に前輪に関しては、ステアリング操作にともなってホイール部が回転するので、非常に構造が難しい。具体的には、タイヤ付近のボディ(いわゆるタイヤハウス)とインホイールモータとの干渉が問題となる。様々な検討を行った結果、前輪に関してはインホイール化せず、モータはエンジンルーム内に設置し、そこから車軸を伸ばしてマーチ本来のホイールに取り付ける方式とした(図 C.2)。前輪をエンジンルームに据え付けるに際しては、専用の取り付け金具(モータマウント)を設計・製作してモータ 2 基をユニット化し、これを取り付ける方式とした(図 C.5-C.8)。軽量でかつ十分な強度があることが必要となるので、モータマウントはアルミ合金で製作した。

後輪に関しては、前輪の様にステアリング動作をする必要がないことから、サスペンション部を改造してインホイールモータのまま取り付けることとした。前輪同様、まずはモータマウントを製作してモータ 2 基をユニット化し、これを車体へ取り付ける構造とした。図 C.9 に、完成した後輪用のモータマウントを示す。

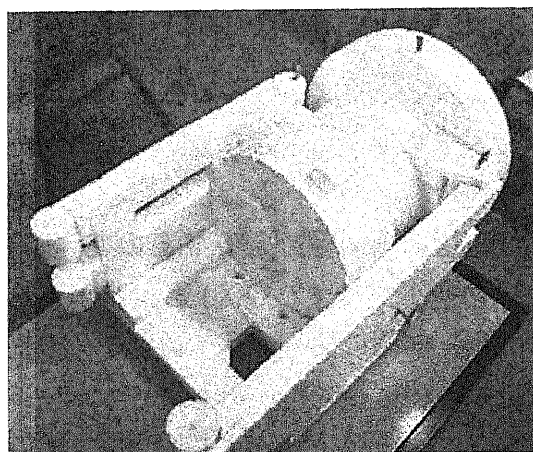


図 C.5: モータマウント設計用の発砲スチロール製モックアップ

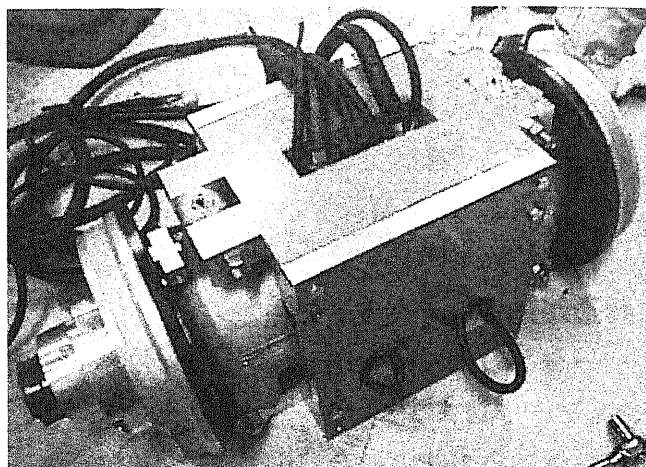
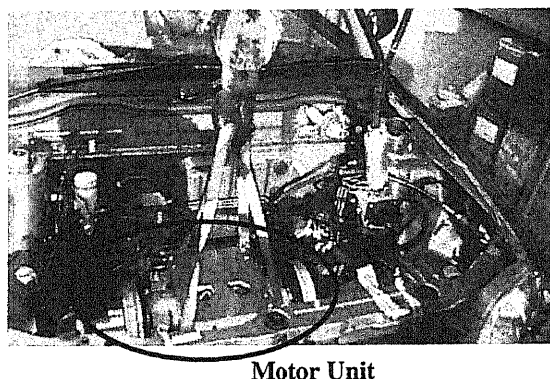


図 C.6: 完成した前輪用モータマウント



Motor Unit

図 C.7: エンジンルームに納められたモータマウント

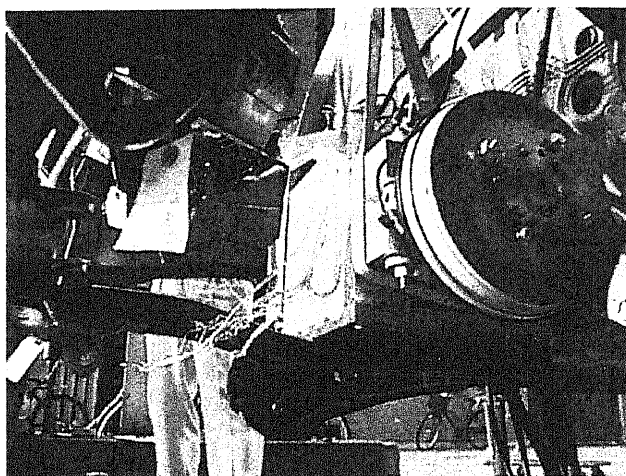


図 C.8: エンジンルームに納められたモータマウント

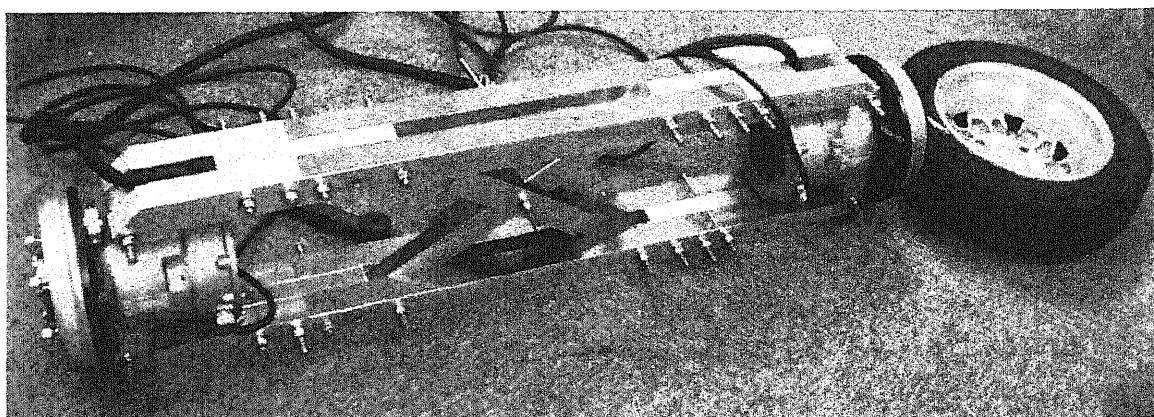


図 C.9: 完成した後輪用モータマウント

# 付 録 D    タイヤモデルとその計算を行う MATLAB<sup>®</sup> ToolBox

## D.1    前後方向力を計算する Magic Formula 用の MATLAB<sup>®</sup> ToolBox

### D.1.1    概要

本論文では、路面とタイヤ間の前後方向駆動力の数式化に、Magic Formula [42] と呼ばれる実験式を用いていた。Magic Formula は、

$$\mu(\lambda) = D \sin \left( C \tan^{-1} B \left\{ (1 - E)\lambda + \frac{E}{B} \tan^{-1} B\lambda \right\} \right) \quad (D.1)$$

あるいは

$$\mu(\lambda) = D \sin x \quad (D.2)$$

$$x = C \tan^{-1} y \quad (D.3)$$

$$y = B(1 - E)\lambda + E \tan^{-1} B\lambda \quad (D.4)$$

なる数式である。但し、

$$-(1 + 0.5C^2) < E < 1 \quad (D.5)$$

パラメータ  $B, C, D, E$  によって様々な  $\mu - \lambda$  曲線を得ることができるが、半面、望みの形状を得るパラメータの組を見付けるのは容易ではない。本章のシミュレーションでは、例えば  $\lambda = 0$  での傾きの異なる  $\mu - \lambda$  曲線などを用いてシミュレーションを行っていたので、所望の Magic Formula を簡単に得られる必要があった。本論文でのシミュレーションは全て MATLAB<sup>®</sup> で行っているため、このような理由から、パラメータ調整を容易に行える、Magic Formula の ToolBox を作成することとした。

図 D.1 に、この ToolBox の Simulink ブロックの概観を示す。これは、ブロックの左側から、スリップ率と  $\mu - \lambda$  曲線の最大値を入力すると、設定されたパラメータに基づき Magic Formula の式を計算し、右側から  $\mu$  と  $d\mu/d\lambda$  の値を出力するブロックである。

このブロックを Simulink 上でダブルクリックすると、図 D.2 の様なパラメータ入力ダイアログボックスが現われる。ここに、直観的に理解しやすい 3 つの変数、 $\lambda = 0$  での傾き、極大を与えるスリップ率、及び  $\lambda = 1.0$  での  $\mu$  の値を入力すると、ここから自動的にパラ

メータ  $B, C, D, E$  を求める計算が実行される。入力されたパラメータが適切でない場合は、図 D.3 のような警告のメッセージが表示され、どのようなパラメータを与えればよいか、上限や下限を計算し表示する。計算が終了すると、図 D.4 のようなグラフが表示され、どのような  $\mu - \lambda$  曲線が設定されたかが、図示される。

パラメータ計算には Pentium® 400[MHz] 程度の CPU を用いても 1,2 秒要するので、シミュレーション実行毎にパラメータを計算したのでは繁雑である。そこで、一度計算されたパラメータ  $B, C, D, E$  をディスク上に保存し、シミュレーション実行時にこれをロードするようにしている。パラメータを変更せず図 D.1 のブロックを用いてシミュレーションを行っている時は、パラメータ計算は行われぬ。パラメータ計算の必要性は、ディスクに保存されたデータと図 D.2 に入力されているパラメータとの比較から、自動的に判定される。

尚、この ToolBox はインターネット上で公開されているので、誰でも自由に使うことができる。公開しているホームページは、

[http://www.hori.t.u-tokyo.ac.jp/997/sakai/Research/index\\_j.html](http://www.hori.t.u-tokyo.ac.jp/997/sakai/Research/index_j.html)

の、ダウンロードのページである。

### D.1.2 パラメータ計算のアルゴリズム

ここで、パラメータ計算のアルゴリズムを簡単に説明しておく。(D.1) は 4 つの自由パラメータを持っている。そこで、4 つの条件を与えてパラメータを求める必要がある。ここで簡単のために、 $d\mu/d\lambda$  を  $\mu'$  と書くことにする。また、 $\mu$  の極大値を与える  $\lambda$  を、 $\lambda_p$  とする。従って、 $\mu'(\lambda_p) = 0$  である。今回与えた 4 つの条件は、

1.  $\mu'(0) = CP$
2.  $\mu'(\lambda_p) = 0$
3.  $\mu(\lambda_p) = 1.0$
4.  $\mu(1.0) = \mu_1$

というものである。 $\mu - \lambda$  曲線全体の高さは、つまり  $\mu_{\text{peak}}$  の値は、このパラメータ計算の中では 1.0 に固定し、シミュレーション実行の際に (D.1) を定数倍して所望の大きさの曲線を得るようにした。

従って、問題は  $\lambda = 0$  での傾き  $CP$ 、極大を与える  $\lambda_p$ 、 $\lambda = 1.0$  での  $\mu$  の値である  $\mu_1$  を与えて、上の条件からパラメータ  $B, C, D, E$  を求める方法ということになる。なお、 $\mu(0) = 0$  は自動的に満足されている。

まず、

$$\begin{aligned}
 \frac{d\mu}{d\lambda} &= D \cos x \frac{dx}{d\lambda} \\
 &= D \cos x \left\{ \frac{C}{1+y^2} \frac{dy}{d\lambda} \right\} \\
 &= D \cos x \frac{C}{1+y^2} \left\{ B(1-E) + \frac{EB}{1+(B\lambda)^2} \right\}
 \end{aligned} \tag{D.6}$$

であるから、

$$\mu'(0) = D \cdot C \cdot B = CP \tag{D.7}$$

また、(D.6) 式より  $\mu' = 0$  は

$$\begin{cases} x = (\pm 2n + 1) \frac{\pi}{2} \\ y = \infty \\ B(1-E) = -\frac{EB}{1+(B\lambda)^2} \end{cases} \tag{D.8}$$

のいずれかの条件下で成立する。このうち (D.5) 式の条件より 3 番目は成立しない。ここでは 1 番目の解を採用し、特に  $x = \pi/2$  を用いている。

この時 D.3 より、

$$\tan \frac{\pi}{2C} = B(1-E)\lambda_p + E \tan^{-1} B\lambda_p \tag{D.9}$$

また、この時  $\sin x = 1$  であるので、 $D = 1$  とすれば  $\mu - \lambda$  曲線の高さは 1 となる。

残る条件は  $\mu'(1.0) = \mu_1$  という条件である。これを陽に求めることは簡単でないので、ここでは以下のようなアルゴリズムでこれを求めている。

1. ある  $E$  におけるパラメータ  $B, C$  を求める ( $D$  は  $D = 1$ )。つまり、 $E$  にある値を与えておいて、(D.7) (D.9) を解く。解くべき式は

$$f(B) = (1-E)\lambda_p B + E \tan^{-1} \lambda_p B - \tan \pi 2 \frac{B}{CP} = 0 \tag{D.10}$$

なる式となるが、解析的には解けないので、Newton-Raphson 法を用いてこれを解く。実際には  $0 < B < CP$  という範囲で解を探せばよい。

2. 以上である  $E$  に対して  $B, C$  が求まったので、(D.1) より  $\mu(1)$  を求める。
3. これを繰り返して  $E$  と  $\mu(1)$  のテーブルを作成し、それを見て  $\mu(1)$  が指定の値  $\mu_1$  となるような、 $E$  を探す

従って、やや計算量の多いアルゴリズムとなっているが、まず大域的な  $E - \mu(1)$  の関係求めてから、徐々に  $E$  についての解の精度をあげるような工夫をしているので、計算には Pentium® 400[MHz] の CPU を用いて 1~2 秒程度しか要しない。

なお、 $E$  を探す際に、複数の候補が見つかる場合がある。この場合は、その候補を示した上で、どれを採用しているのかがグラフ（図 D.4）上に示される。この時にどの候補を採用したかによって、大まかにいうと、 $\lambda_p$  以降の曲線の丸みが変わって来る。従って、比較的直線的な曲線を選ぶのか、あるいは丸いくぼんだ曲線を選ぶのかを、パラメータ入力時（図 D.2）に指示できるようになっている。



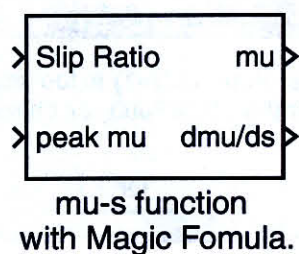


図 D.1: Magic Formula 用 ToolBox の, Simulink Block の概観

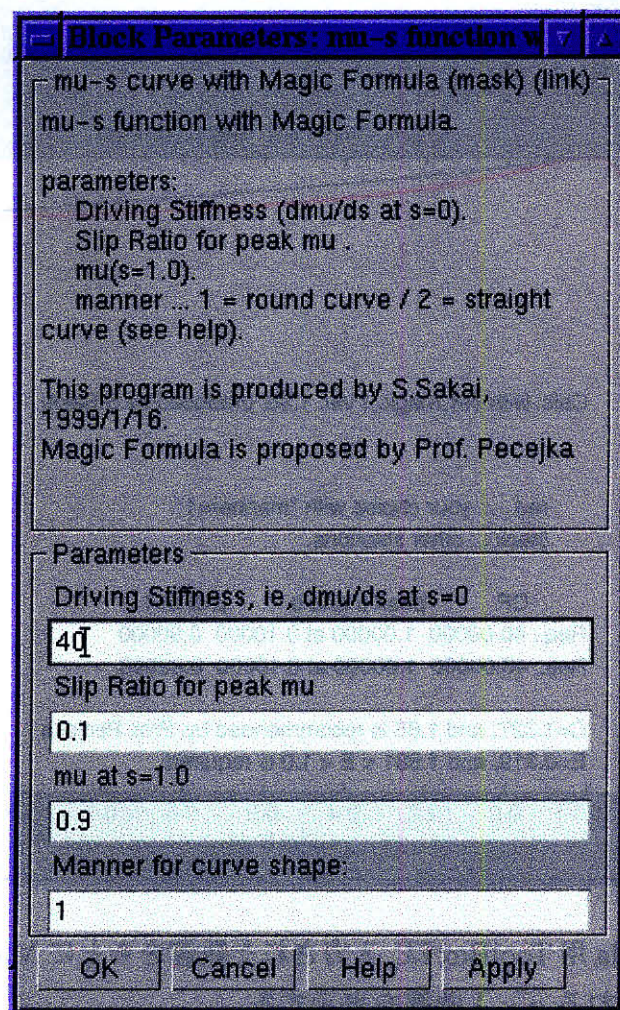


図 D.2: Magic Formula 用 ToolBox の, パラメータ入力画面



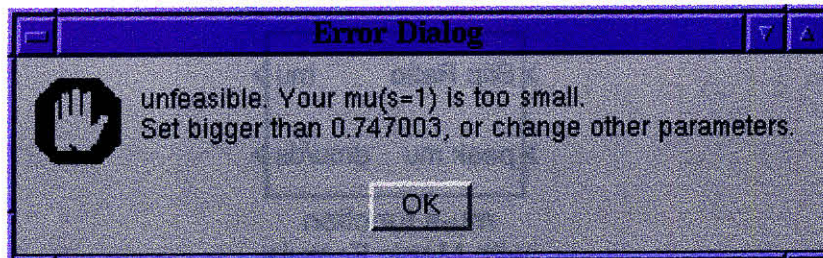


図 D.3: Magic Formula用 ToolBox で, 入力パラメータが数値的に可解な範囲になかった場合, このような Error Message と可解な範囲が表示される.

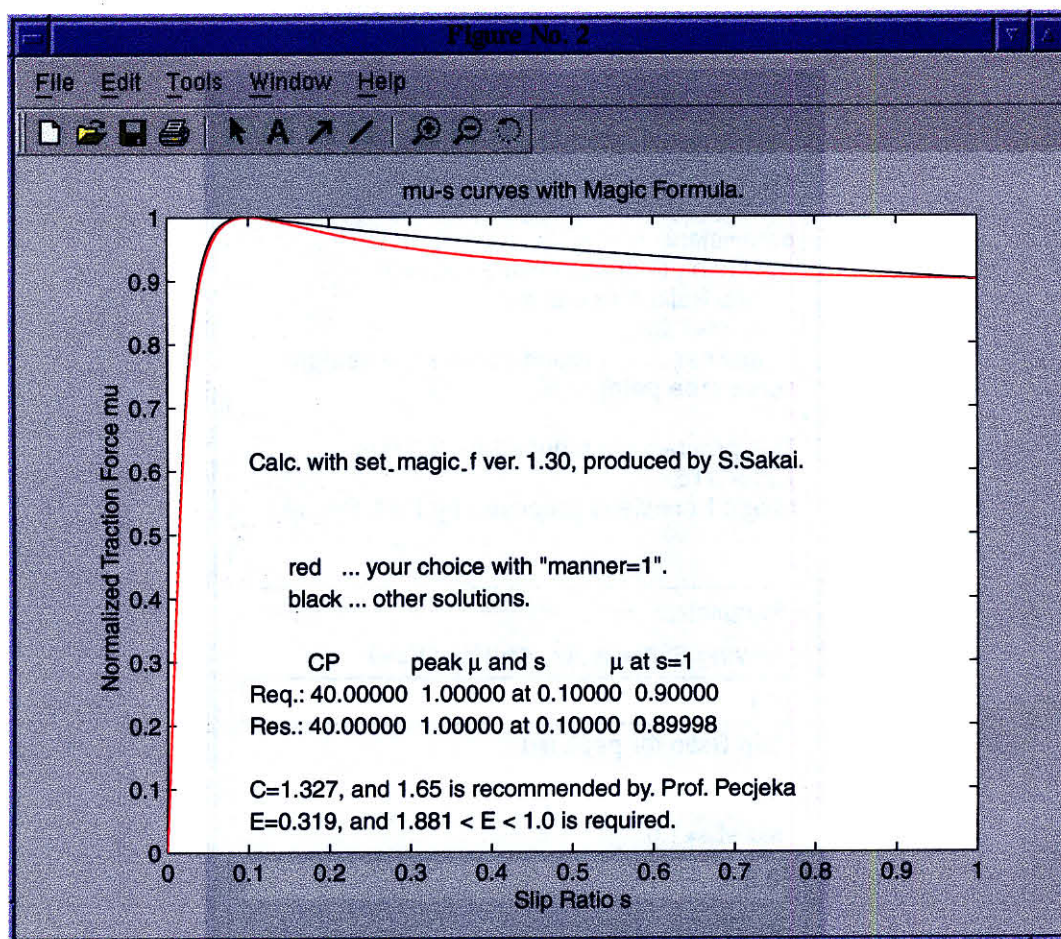


図 D.4: Magic Formula用 ToolBox は, 入力された数値をもとに Magic Formula のパラメータを計算し, 結果得られる  $\mu - \lambda$  曲線を表示する.



## D.2 車両 2 次元運動用のタイヤモデルとそれを計算する

### MATLAB® ToolBox

本章第 6 章で用いた車両 2 次元運動のシミュレーションでは、文献 [69] で提案されている 2 次元タイヤモデルを一部拡張したものを用いていた。文献では、スリップ率ベクトル  $\lambda$  から規格化駆動力  $\mu$  を計算する際に、比較的簡単な近似モデルを採用しているが、本論文ではこの計算に、Magic Formula を用いている。

$$\mu(\lambda) = D \sin \left( C \tan^{-1} B \left\{ (1 - E)\lambda + \frac{E}{B} \tan^{-1} B\lambda \right\} \right) \quad ((D.1) \text{ 再掲})$$

さらにこの Magic Formula のパラメータも、 $X, Y$  方向毎に異なるものを採用している。そのパラメータは、文献 [70] で示されているタイヤ特性にほぼ一致するように選んでいるので、ここでその両者の比較を示しておく。また併せて、選んだパラメータの値も示しておくことにする。なお、ここでは文献 [70] と合わせるために、制動方向にスリップ率を正としている。これは、本論文での定義とは正負が逆であるので、注意されたい。

両者つまり、文献 [70] で示されているタイヤ特性と、本論文で用いたプログラムから得られる特性を、比較した結果を図 D.5 から図 D.7 に示す。両者はよく一致しており、ここで用いたタイヤモデルが、妥当なものであったことが理解される。これは試行錯誤的にパラメータを調整した結果であるが、この結果選ばれたパラメータの値を、表 D.1 に示しておく。

このタイヤモデルは、シミュレーションにおいては MATLAB® の Simulink ToolBox としてコード化されている。この 2 次元タイヤモデルを含む、車両の 2 次元運動用シミュレーションプログラムと、シミュレーション結果を表示、可視化するツール一式とは、1 次元の Magic Formula 用プログラムと同様に、ホームページ上で公開されている。公開場所は、同様に

[http://www.hori.t.u-tokyo.ac.jp/997/sakai/Research/index\\_j.html](http://www.hori.t.u-tokyo.ac.jp/997/sakai/Research/index_j.html)

のダウンロードのページである。

	前後方向 ( $\mu_X$ )	横方向 ( $\mu_Y$ )
B	26.66	7.11
C	1.50	1.41
D	1.00	1.00
E	0.643	0.0815

表 D.1: 本章第 6 で用いた 2 次元タイヤモデルにおける Magic Formula のパラメータ

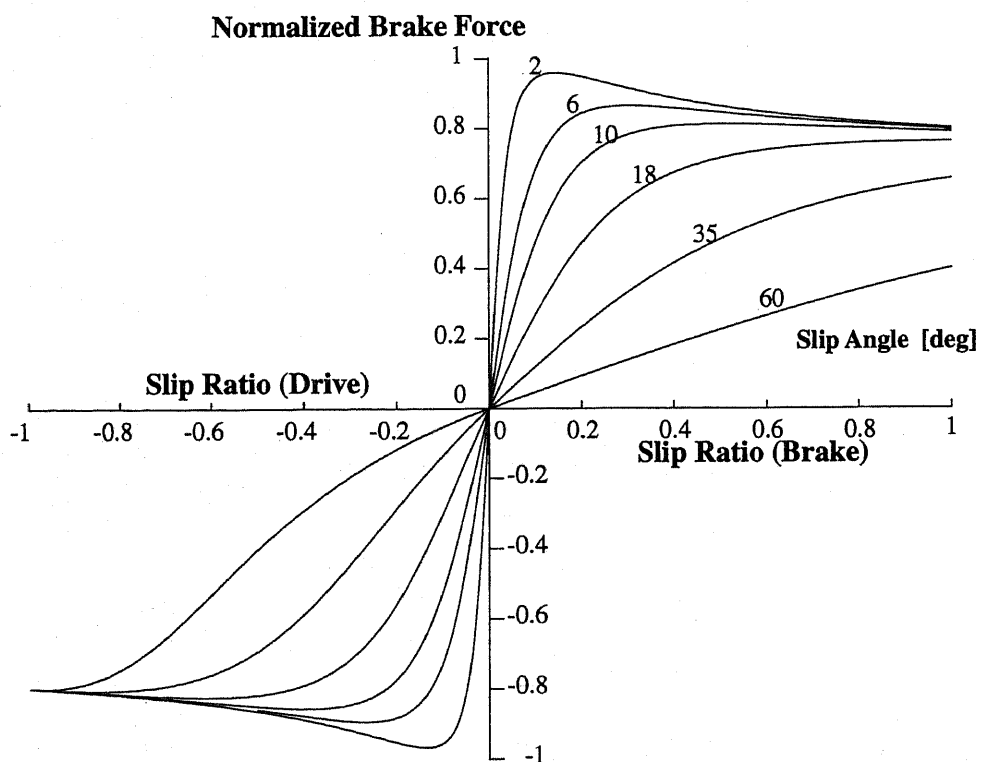
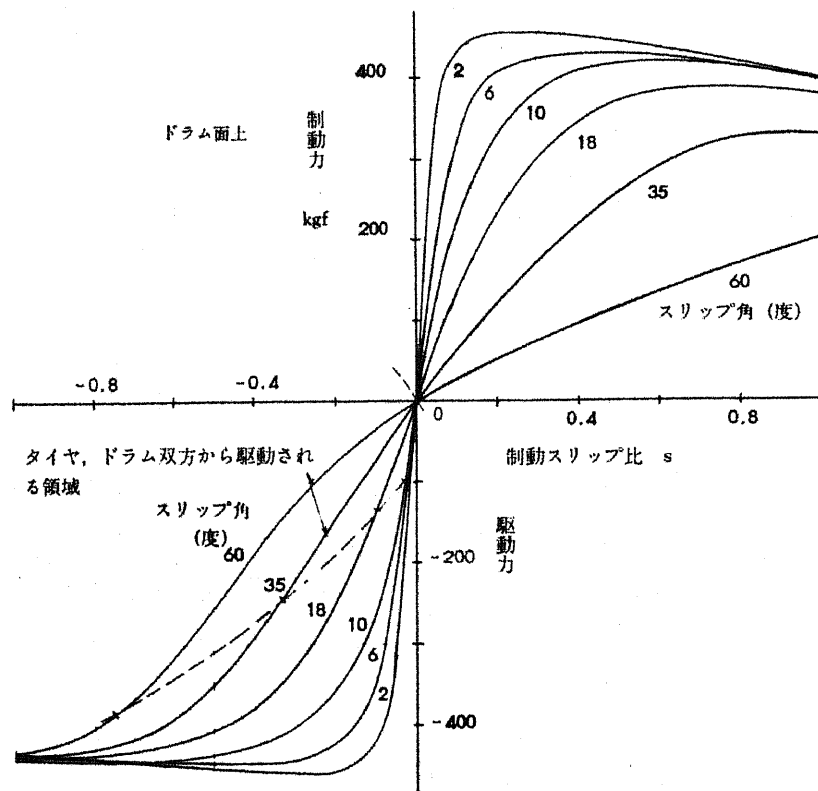


図 D.5: 発生前後力（上段: 文献 [70], 下段: 作成したプログラムで計算された値）

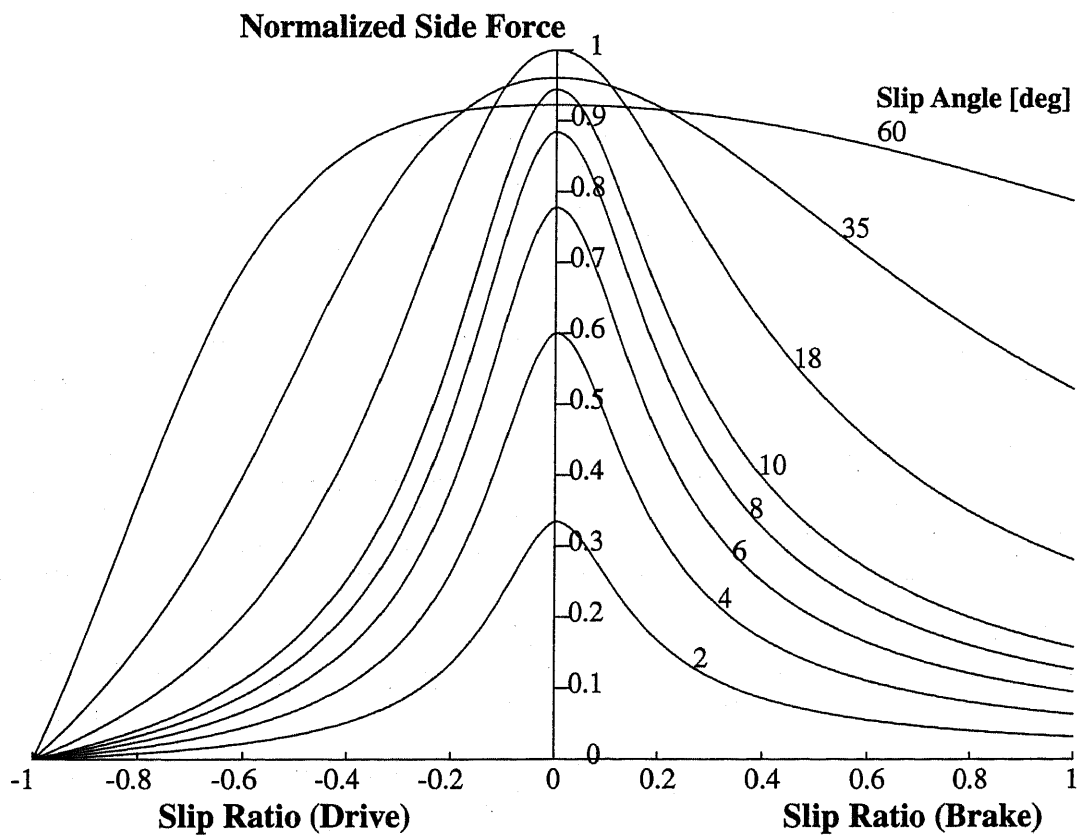
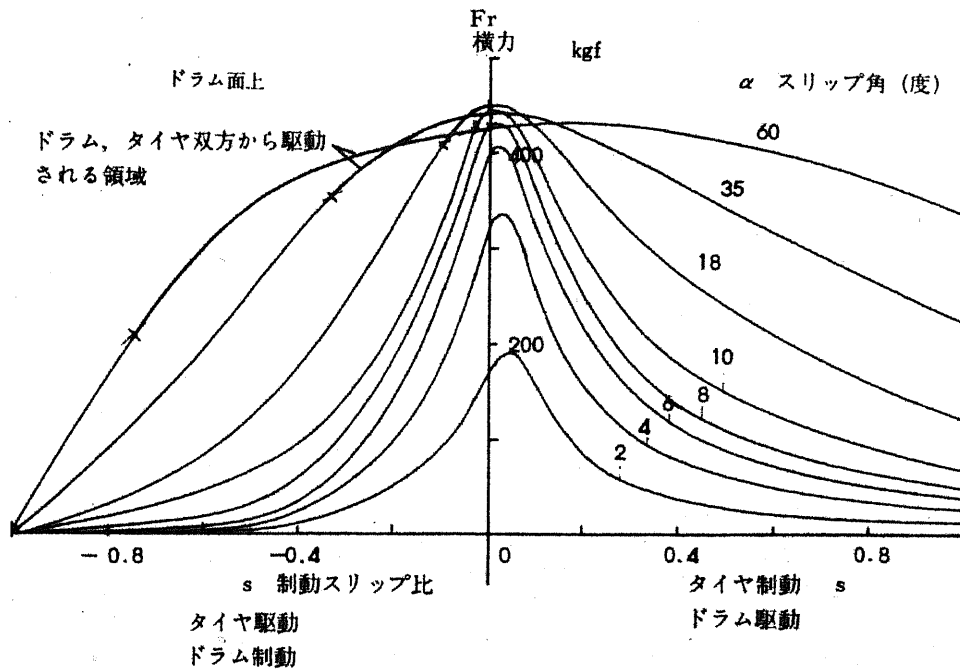


図 D.6: 発生横力 (上段: 文献 [70], 下段: 作成したプログラムで計算された値)

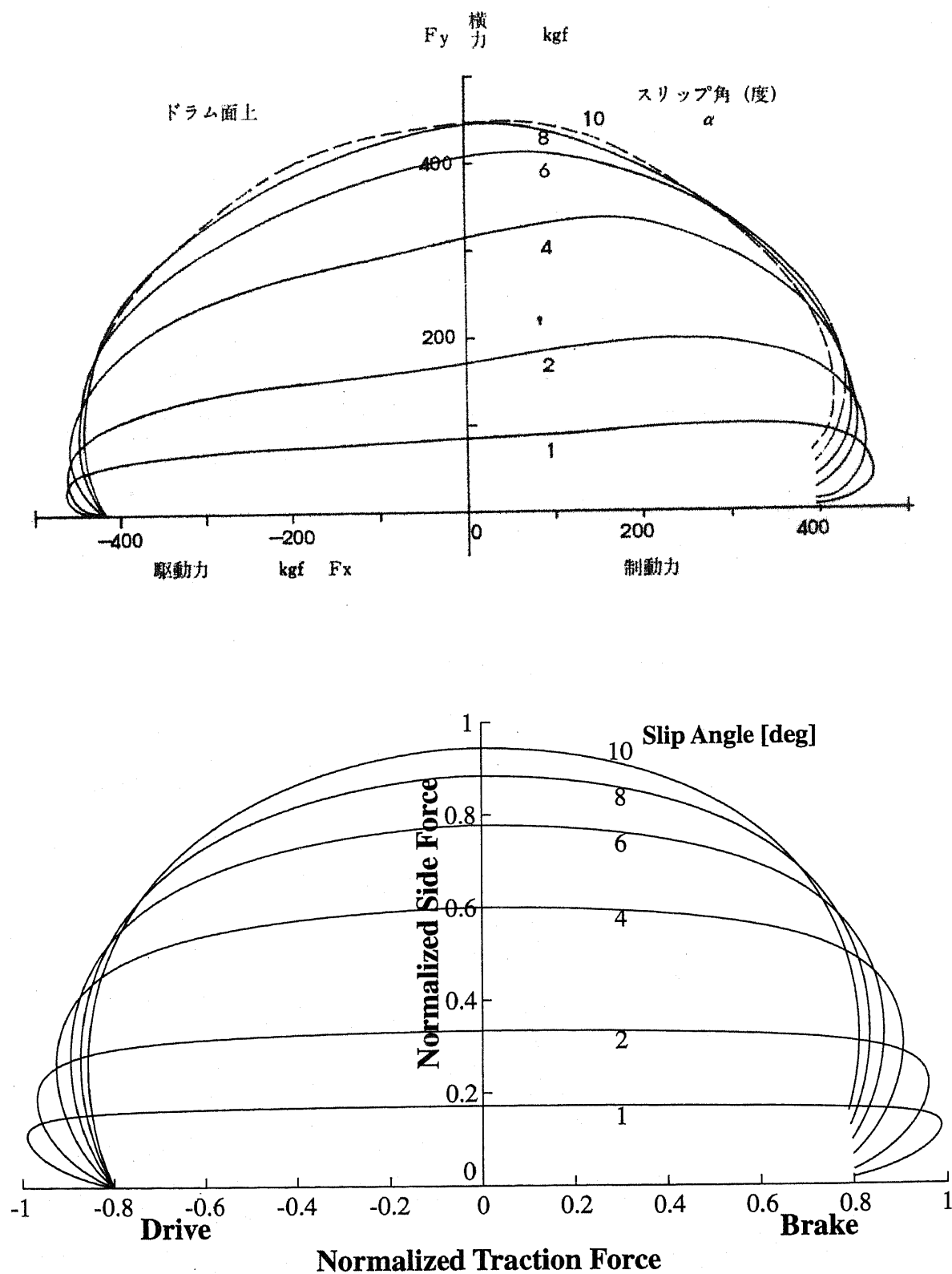


図 D.7: 摩擦円 (上段: 文献 [70], 下段: 作成したプログラムで計算された値)

# 研究業績

## 1. 学会誌論文, 紀要等

- 坂井真一郎, 内田利之, 堀洋一. 4輪独立駆動の電気自動車におけるヨーモーメント力制御のための動的駆動力配分法. 東大総合試験所年報, Vol. 57, pp. 227-233, 1998.
- Shin-ichiro Sakai, Hideo Sado, and Yoichi Hori. Motion control in an electric vehicle with 4 independently driven in-wheel motors. *IEEE Trans. on Mechatronics*, Vol. 4, No. 1, pp. 9-16, 1999.
- 坂井真一郎, 佐渡秀夫, 堀洋一. 電気自動車における車体速度情報不要の新しいタイヤ空転検出法. 電気学会産業応用部門誌, Vol. 120-D, No. 2, 2000 (printing).
- Shin-ichiro Sakai, Hideo Sado, and Yoichi Hori. Novel wheel skid detection method without chassis velocity for electric vehicle. *JSAE Review*, Vol. 20, No. 4, 2000(to be published).

## 2. 国際会議論文

- Shin-ichiro Sakai and Y. Hori. Robustified model matching control for motion control of electric vehicle. In *Proc. 5th Advance Motion Control*, pp. 574-579, Coimbra, 1998.
- Shin-ichiro Sakai, Hideo Sado, and Yoichi. Hori. Novel skid avoidance method for electric vehicle with independently controlled 4 in-wheel motors. In *Proc. The 1999 IEEE International Symposium on Industrial Electronics*, pp. 934-939, Bled, Slovenia, 1999.
- Shin-ichiro Sakai, Hideo Sado, and Yoichi. Hori. Novel wheel skid detection method for electric vehicles. In *Proc. The 16th. Electric Vehicle Symposium*, p. 75, Beijing, China, 1999.
- Shin-ichiro Sakai, Hideo Sado, and Yoichi. Hori. Novel motion control of electric vehicle to enhance vehicle stability. In *Proc. 6th International Workshop on Advanced Motion Control*, Nagoya, Japan, 2000(to be presented).

- Shin-ichiro Sakai, Hideo Sado, and Yoichi. Hori. Novel skid avoidance method without vehicle chassis speed for electric vehicle. In *Proc. International Power Electronics Conference*, Tokyo, Japan, 2000(to be presented).

### 3. 学会, 研究会等

- 堀洋一, 坂井真一郎. 電気自動車の新しい制御技術 -トラクション制御とモーション制御. 自動車技術会シンポジウム No. 9801, No. 9834169, 東京, 1998.
- 坂井真一郎, 堀洋一. 電気自動車の運動制御のためのモデルマッチング制御のロバスト化. 平成10年電気学会全国大会, No. 870, 横浜, 1998.
- 坂井真一郎, 佐渡秀夫, 内田利之, 堀洋一. 電気自動車の4輪独立制御による運動性能向上の可能性. 第4回電気自動車研究会, 川崎, 1998. (\*2)
- 坂井真一郎, 内田利之, 堀洋一. 4輪独立駆動電気自動車におけるヨーモーメント力制御のための動的駆動力配分法. 平成10年度電気学会産業応用部門全国大会, 秋田, 1998. (\*1)
- 坂井真一郎, 佐渡秀夫, 堀洋一. 電気自動車における車速情報を必要としないタイヤ空転検出法. 自動車技術会1999年春季大会学術講演会, No. 9932836, 横浜, 1999.
- 坂井真一郎, 佐渡秀夫, 堀洋一. 電気自動車における新しいタイヤ空転検出法. 第5回電気自動車研究会, pp. 147-148, 川崎, 1999.
- 坂井真一郎, 佐渡秀夫, 堀洋一. 電気自動車における車体速度情報不要の新しいタイヤ空転検出法. 平成11年度電気学会産業応用部門大会, Vol.2, pp. 81-86, 長崎, 1999.
- 坂井真一郎, 佐渡秀夫. 路面状態推定と車両姿勢制御. 平成11年度電気学会産業応用部門大会シンポジウム, pp. S.46-S.49, 長崎, 1999.
- 坂井真一郎. 4輪独立駆動EVの製作プロジェクト [online]. URL: <http://www.hori.t.u-tokyo.ac.jp/997/sakai/Research/index.html>, 1999.

### 4. 共著論文

- 佐渡秀夫, 坂井真一郎, 堀洋一. 駆動力オブザーバを用いた電気自動車の路面状態推定の実験的検討. 平成10年電気学会全国大会, No. 869, 横浜, 1998.
- 佐渡秀夫, 坂井真一郎, 内田利之, 堀洋一. 電気自動車の高性能トラクションコントロールのための路面状態推定. 第4回電気自動車研究会, pp. 93-94, 川崎, 1998.

- 佐渡秀夫, 坂井真一郎, 内田利之, 堀洋一. 路面状態推定とスリップ率制御を用いた電気自動車の高性能トラクションコントロール. 平成10年電気学会産業応用部門全国大会, pp. 321-324, 秋田, 1998.
- 佐渡秀夫, 片岡寛暁, 坂井真一郎, 堀洋一. 駆動力オブザーバを用いた路面状態推定法と電気自動車への適用. 自動車技術会1999年春季大会学術講演会, No. 9932098, 横浜, 1999.
- 佐渡秀夫, 坂井真一郎, 堀洋一. 駆動力オブザーバを用いた電気自動車のタイヤ・路面間の動摩擦係数推定. 第5回電気自動車研究会, pp. 145-146, 川崎, 1999.
- 片岡寛暁, 佐渡秀夫, 坂井真一郎, 堀洋一. 電気自動車の高性能トラクションコントロール実現のための最適スリップ率生成器の設計. 第5回電気自動車研究会, pp. 143-144, 川崎, 1999.
- Hideo Sado, Shin-ichiro Sakai, and Yoichi Hori. Road condition estimation for traction control in electric vehicle. In *The 1999 IEEE International Symposium on Industrial Electronics*, pp. 973-978, Bled, Slovenia, 1999.
- 佐渡秀夫, 坂井真一郎, 堀洋一. 駆動力オブザーバを用いた電気自動車の路面動摩擦係数推定の実験的検討. 平成11年電気学会産業応用部門大会, Vol. 2, pp. 87-90, 長崎, 1999.
- 片岡寛暁, 佐渡秀夫, 坂井真一郎, 堀洋一. ファジィ推論を用いた電気自動車用トラクションコントロールのための最適スリップ率生成器. 平成11年電気学会産業応用部門大会, Vol. 2, pp. 75-80, 長崎, 1999.
- 片岡寛暁, 佐渡秀夫, 坂井真一郎, 堀洋一. ファジィ推論を用いた電気自動車用トラクションコントロールシステムのための最適スリップ率推定器, 電気学会産業応用部門誌, Vol. 120-D, No. 4, 2000 (printing).

## 5. 賞など

- (\*1) 電気学会産業応用部門全国大会にて論文発表賞を受賞。
- (\*2) 電気自動車研究会から最優秀発表賞を受賞

## 参考文献

- [1] David Ashuckian. A status report on the implementation of California's memoranda of agreement and emission benefits of electric vehicles. In *EVS14*, Oralnd, USA, 1997.
- [2] 館内端. 電気自動車状況をどうとらえるか. 電気学会誌, Vol. 117, No. 1, pp. 10-13, 1997.
- [3] Mark Bursa. Toyota's double-drive hybrid powertrain. *ISATA magazine*, No. 2, pp. 15-16, 1997.
- [4] トヨタ自動車. Toyota internet drive[online]. <http://www.toyota.co.jp>, 1999.
- [5] 清水浩. 電気自動車のすべて. 日刊工業新聞社, 1992.
- [6] Kaoru Ishihara, Kazuhiko Nishimura, and Youji Uchiyama. Lifecycle analysis of electric vehicles with advanced batteries in Japan. In *CD-ROM Proc. EVS-16*, 1999.
- [7] T. Ashikaga, M. Mori, T. Mizuno, K. Nagayama, T. Kobayashi, and T. Kubo. High efficiency induction motor control method for electric vehicle. In *Proc. IPEC'95*, pp. 113-118, Yokohama, 1991.
- [8] H. Shimizu, et al. The concept and simulation of a high performance EV IZA. In *Proc. EVS. 11 no.5*, 1992.
- [9] H. Shimizu, J. Harada, C. Bland, K. Kawakami, and C. Lam. Advanced concepts in electric vehicle design. *IEEE Trans. Ind. Electron.*, Vol. 44, No. 1, pp. 14-18, 1997.
- [10] T. Tabe, N. Ohka, H. Kuraoka, and M. Ohba. Automotive antiskid system using modern control theory. In *Proc. IEEE IECON'85*, pp. 390-395, San Francisco, USA, 1985.
- [11] 田部力, 大羽勝廣, 大岡直人. 自動車ブレーキ (アンチスキッドシステム) の制御. オートメーション, Vol. 31, No. 6, pp. 39-45, 1986.



- [12] Taketoshi Kawabe, Masao Nakazawa, Ikuro Notsu, and Yoshito Watanabe. A sliding mode controller for wheel slip ratio control system. In *Proc. AVEC'96*, pp. 797-804, Aachen, Germany, 1996.
- [13] Yuzo Imoto, Naohiko Tsuru, Makoto Imaeda, Takashi Watanabe, and Shoichi Masaki. High-efficiency brake pressure controls in ABS. In *AVEC '98*, pp. 655-660, Nagoya, Japan, 1998.
- [14] 田村実, 村上晃清, 岩田徹. トラクションコントロールシステムの開発動向. 自動車技術, Vol. 45, No. 3, pp. 70-77, 1991.
- [15] 伊藤政義, 磯田桂司. トラクションコントロールシステムの現状と動向. 自動車技術, Vol. 46, No. 2, pp. 32-37, 1992.
- [16] J.C. Whitehead. Four wheel steering: Maneuverability and high speed stabilization. *SAE*, No. 880642, pp. 47-52, 1988.
- [17] 横矢雄二, 小池伸, 岩田仁志, 河井弘之. ヨーレートフィードバック式4輪操舵車の開発と実用化. 自動車技術, Vol. 45, No. 10, pp. 47-52, 1991.
- [18] J. Ackermann and T. Bunte. Yaw disturbance attenuation by robust decoupling of car steering. *Control Eng. Practice*, Vol. 5, No. 8, pp. 1131-1136, 1997.
- [19] J. Ackermann. Robust control prevents car skidding. *IEEE Control Systems Magazine*, Vol. 17, No. 3, pp. 23-31, 1997.
- [20] Yasuji Shibahata, et al. The improvement of vehicle maneuverability by direct yaw moment control. In *Proc. AVEC '92*, No. 923081, 1992.
- [21] Sumio Motoyama, et al. Effect of traction force distribution control on vehicle dynamics. In *Proc. AVEC '92*, No. 923080, 1992.
- [22] 安部正人. 操縦安定性と安全のための最近のシャシ制御技術. 自動車技術, Vol. 51, No. 11, pp. 11-19, 1997.
- [23] 澤瀬薫, 吉岡禎, 後田祐一, 品田健一郎. アクティブヨーコントロールシステムの開発. 自動車技術, Vol. 50, No. 11, pp. 52-57, 1996.
- [24] Y. Furukawa and M. Abe. Direct yaw moment control with estimating side-slip angle by using on-board-tire-model. In *Proc. 4th International Symposium on Advanced Vehicle Control*, pp. 431-436, Nagoya, 1998.

- [25] M. Abe, et al. Estimation of vehicle side-slip angle for DYC by using on-board tire model. In *Proc. 4th International Symposium on Advanced Vehicle Control*, pp. 437-442, Nagoya, 1998.
- [26] 芝端康二, 栗城信晴, 森淳. 左右駆動力配分システムの開発. 自動車技術, Vol. 52, No. 4, pp. 79-86, 1998.
- [27] 田中俊三, 澤瀬薫, 高田佳治, 佐野喜亮, 岡部俊彦. 左右輪の駆動/制動力差を用いた車両旋回システムの開発. 三菱自動車テクニカルレビュー, No. 9, pp. 40-51, 1997.
- [28] 山本真規. 横すべり抑制のための車両安定性制御システム (VSC). 自動車技術会シンポジウム No. 9602, No. 9631164, 1996.
- [29] Y. Hori, Y. Toyoda, and Y. Tsuruoka. Traction control of electric vehicle: Basic experimental results using the test EV "UOT electric march". *IEEE Trans. Ind. Applicat.*, Vol. 34, No. 5, pp. 1131-1138, 1998.
- [30] Yoichi Hori, Yasushi Toyoda, and Yoshimasa Tsuruoka. Traction control of electric vehicle based on the estimation of road surface condition -Basic experimental results using the test EV UOT Electric March-. In *Proc. PCC Nagaoka '97*, Vol. 1, pp. 1-8, Nagaoka, Japan, 1997.
- [31] 鶴岡慶雅, 豊田靖, 堀洋一. 電気自動車のトラクションコントロールに関する基礎研究. 電気学会論文誌 D, Vol. 118-D, No. 1, pp. pp.45-pp.50, 1998.
- [32] P.Khatun, C.M.Bingham, P.H.Mellor, and N.Schofield. Discrete-time ABS/TC test facility for electric vehicles. In *Proc. EVS. 16*, p. 75, Beijing, 1999.
- [33] 山中章広, 渡邊朝紀, 針山隆史, 中村茂. 粘着力推定を行う空転再粘着制御一粘着力推定方式と高速新幹線電車での試験結果一. 電気学会論文誌 D, Vol. 119-D, No. 2, pp. 40-51, 1999.
- [34] 鉄道システムにおける粘着制御技術調査専門委員会. 鉄道車両における粘着制御技術. 電気学会技術報告第 673 号. 電気学会産業応用部門, 1998.
- [35] 岩間紀男, 稲熊幸雄, 浅野勝宏. 車両のアクティブ制御. 計測自動制御学会, Vol. 28, No. 7, pp. 844-853, 1992.
- [36] 永井正夫, 王玉清. 左右駆動力の配分制御による電気自動車の運動制御. 電気学会論文誌 D, Vol. 116-D, No. 3, pp. 279-284, 1996.
- [37] Yuqing Wang. Intelligent vehicle control for improving handling, stability and active safety. In *Doctor Thesis, Tokyo University of Agriculture and Technology*, 1995.

- [38] 川邊武俊. アンチロックブレーキの sliding mode 制御. SICE セミナー VSS 制御理論 - スライディングモード制御-, pp. 109-116, 東京, 1996.
- [39] Fredrik Gustafsson. Monitoring tire-road friction using the wheel slip. *IEEE Control Systems Magazines*, Vol. 18, No. 4, pp. 42-49, 1998.
- [40] 安部正人. 自動車の運動と制御. 山海堂, 1991.
- [41] 山崎俊一, 藤川達也, 山口泉. タイヤの制動・駆動特性に関する研究. 自動車技術会論文集, Vol. 23, No. 2, pp. 97-102, 1992.
- [42] H. B. Pecejka and E. Bakker. The Magic Formula tyre model. In *Proc. 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis*, Delft, Netherlands, 1991.
- [43] Salman MA. A robust servo-electronic controller for brake force distribution. *Trans. of ASME Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 112, No. 3, pp. 442-227, 1990.
- [44] Yasutaka Fujimoto and Atsuo Kawamura. Robust servo-system based on two-degree-of-freedom control with sliding mode. *IEEE Trans. Ind. Applicat.*, Vol. 42, No. 3, pp. 272-280, 1995.
- [45] Weidong Zhang, Youxian Sun, and Xianoming Xu. Two degree-of-freedom Smith predictor for processes with time delay. *Automatica*, Vol. 34, No. 10, pp. 1279-1282, 1998.
- [46] 古谷武大. 電気自動車の増粘着制御の研究. 東京大学修士論文, 1996.
- [47] 豊田靖. 電気モータの速いトルク応答を活かした電気自動車のスリップ防止制御の実現. 東京大学修士論文, 1997.
- [48] Fredrik Gustafsson. Slip-based tire-road friction estimation. *Automatica*, Vol. 33, No. 6, pp. 1087-1099, 1997.
- [49] U. Kiencke. Realtime estimation of adhesion characteristic between tyres and road. In *Proc. 12th IFAC Triennial World Congress*, pp. 15-18, San Francisco, USA, 1993.
- [50] Shunichi Yamazaki, Tadashi Suzuki, and Izumi Yamaguchi. An estimation method of hydroplaning phenomena of tire during traveling on wet road. In *Proc. JSAE Spring Conference*, No. 9932421, pp. 5-8, Yokohama, Japan, 1999.
- [51] Hideo Sado, Shin-ichiro Sakai, and Yoichi Hori. Road condition estimation for traction control in electric vehicle. In *The 1999 IEEE International Symposium on Industrial Electronics*, pp. 973-978, Bled, Slovenia, 1999.

- [52] 片岡寛暁, 佐渡秀夫, 坂井真一郎, 堀洋一. ファジィ推論を用いた電気自動車用トラクションコントロールのための最適スリップ率生成器. 平成11年電気学会産業応用部門大会, 第2巻, pp. 75-80, 長崎, 1999.
- [53] 松田俊郎. ABSの最新実用知識. 自動車工学, Vol. 11, pp. 30-67, 1990.
- [54] 佐渡秀夫, 坂井真一郎, 内田利之, 堀洋一. 路面状態推定とスリップ率制御を用いた電気自動車の高性能トラクションコントロール. 平成10年電気学会産業応用部門全国大会, pp. 321-324, 秋田, 1998.
- [55] 山崎俊一. 走行中のタイヤと路面間の摩擦係数推定技術. 自動車技術, Vol. 51, No. 11, pp. 58-62, 1997.
- [56] 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.
- [57] Shin-ichiro Sakai and Y. Hori. Robustified model matching control for motion control of electric vehicle. In *Proc. 5th Advance Motion Control*, pp. 574-579, Coimbra, 1998.
- [58] Shin-ichiro Sakai, Hideo Sado, and Yoichi Hori. Motion control in an electric vehicle with 4 independently driven in-wheel motors. *IEEE Trans. on Mechatronics*, Vol. 4, No. 1, pp. 9-16, 1999.
- [59] A. Tustin. The nature of the operator's response in manual control. *IEE*, Vol. Part II-A, No. 2, pp. 532-533(Abtract), 1947.
- [60] Ronald A. Hess. Structural model of the adaptive human pilot. *Guidance and Control*, Vol. 3, No. 5, pp. 416-423, 1980.
- [61] Cooper G. E. and Harper R. P. Jr. The use of pilot ratings in the evaluation of aircraft handling qualities. *NASA TN D-5153*, 1969.
- [62] 茶谷邦弘, 藤田聡, 後藤昇弘.  $H_{\infty}$ パイロットモデルとパイロットレイティング予知. 日本航空宇宙学会誌, Vol. 43, No. 500, pp. 531-541, 1995.
- [63] 柚原直弘. 人間オペレータの制御動作モデル. 日本機械学会第3回交通・物流部門大会講演論文集, pp. 21-28, 川崎, 1994.
- [64] U. Kiencke and A. Daiss. Observation of lateral vehicle dynamics. *Control Eng. Practice*, Vol. 5, No. 8, pp. 1145-1150, 1997.

- [65] Y. Wang and M. Nagai. Integrated control of four-wheel-steer and yaw moment to improve dynamic stability margin. In *Proc. 35th IEEE Conf. Decision and Control*, pp. 1783–1784, Kobe, 1996.
- [66] 永井正夫, 平野豊, 山中幸子, 齋藤安弘. 非線形領域における車体横滑り角の推定に関する研究. 日本機械学会第5回交通・物流部門大会講演論文集, pp. 135–138, 川崎, 1996.
- [67] 天野也寸志. 車両運動制御にかかわる推定技術. システム/制御/情報, Vol. 42, No. 11, pp. 623–630, 1998.
- [68] 佐渡秀夫, 坂井真一郎, 堀洋一. 駆動力オブザーバを用いた電気自動車の路面動摩擦係数推定の実験的検討. 平成11年電気学会産業応用部門大会, 第2巻, pp. 87–90, 長崎, 1999.
- [69] 堀内泰. 車両挙動安定化制御システムにおけるタイヤモデルの提案. 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 64-98, pp. 5–8, 1998.
- [70] 酒井秀男. タイヤ工学. グランプリ出版, 1987.
- [71] 三菱自動車工業. Mitsubishi motors corporation[online]. <http://www.mitsubishi-motors.co.jp>, 1999.
- [72] 藤本元. 自動車技術基礎講座 “エンジン”. 自動車技術, Vol. 53, No. 5, pp. 69–76, 1999.
- [73] 岸則行, 菊地伸一, 鈴木典男, 林直義. ガソリンエンジンの超低エミッション化技術. 自動車技術, Vol. 52, No. 9, pp. 11–17, 1999.
- [74] 木下繁則, 山田淳. ノンステップバス用ハイブリッドシステムの開発. 平成10年電気学会産業応用部門全国大会, pp. 329–332, 秋田, 1998.
- [75] 阿部眞一. ハイブリッド電気自動車を支える要素技術. 自動車技術, Vol. 53, No. 2, pp. 21–26, 1999.
- [76] (財) 日本電動車両協会. でんき自動車館 [online]. <http://www.jeva.or.jp>, 1999.
- [77] ISATA Magazine, No.7,, 1999.
- [78] Electric Vehicle Progress, Vol. 21, No. 8, 1999.
- [79] ICVS. [www.honda.co.jp/ICVS](http://www.honda.co.jp/ICVS).
- [80] 山田真, 加藤雅章, 高柳尚之, 須田高志. 超小型EVを使った社内共同利用実験の紹介. 自動車技術, Vol. 53, No. 6, pp. 46–50, 1999.

- [81] Electric Vehicle Progress, Vol. 21, No. 9, 1999.
- [82] Michel Parent. Development of the electric vehicle market in France: Products and strategies. In *EVS14*, Orlando, USA, 1997.
- [83] 清水浩. 電気自動車の進歩とそれを支える要素技術. 自動車技術, Vol. 53, No. 2, 1999.