

- 修士論文 -

電気制御によるEV/HEVの  
ブレーキ性能向上の研究

Research on Advanced Braking System for  
EV/HEV Based on Electric Control

2003年1月31日提出

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

16363 岡野 隆宏

## 内容梗概

電気自動車の特長は電気モータのもつ速いトルク応答特性にあり，内燃機関自動車では不可能な高度な運動制御を実現することができる。しかし，EV/HEV(電気自動車/ハイブリッド車)の区別なく，一般に駆動源として搭載されている電気モータは制動用にはその容量が不十分である。

そこで，本論文では，電気モータの容量不足を補うべく電気モータと油圧ブレーキの協調制御による制動性能向上法について研究を行った。車両運動制御の対象とする領域を $\mu-\lambda$ 曲線(スリップ率-摩擦係数)の線形領域/非線形領域に区別し，前者では油圧ブレーキのノミナル化，後者ではHybrid-ABSを提案した。また，電気モータならではの速いフィードバック制御を行うことで発生する電気モータの振動の原因について考察し，その解決方法を検討した。

各提案手法は，シミュレーションおよびチームを率いて開発してきた実験車両“東大三月号II”を用いてその有効性を確認している。

# 目次

第1章	序論	3
1.1	はじめに	3
1.2	本論文の目的	6
1.3	本論文の構成	7
第2章	自動車における運動制御	8
2.1	はじめに	8
2.2	自動車の二次元運動制御に関する数式的理論	8
2.2.1	タイヤの粘着特性と空転現象	8
2.2.2	二次元平面内における車両運動の運動方程式と座標系	10
2.2.3	車体の線形2輪モデル	11
2.3	自動車の運動制御の分類	11
2.4	通常走行領域(タイヤの線形領域)を用いた車両運動制御	13
2.4.1	ITSでの利用を視野にいた研究	13
2.4.2	後輪操舵による車両運動の安定化	14
2.5	非常走行領域(タイヤの非線形領域)を用いた車両運動制御	15
2.5.1	サスペンション	15
2.5.2	油圧ブレーキ	17
2.5.3	ディファレンシャルギア-駆動力配分-	18
2.5.4	その他-制御則を中心に-	20
2.6	自動車の車両運動制御における電気モータの優位性とその限界	22
第3章	通常制動領域におけるブレーキ性能向上の検討 -電気モータによる油圧ブレーキのノミナル化-	24
3.1	はじめに	24
3.2	電気モータによる油圧ブレーキのノミナル化	25
3.3	制御系の設計	26
3.4	シミュレーション結果	27
第4章	非常制動領域におけるブレーキ性能向上の検討 -電気モータと油圧ブレーキの協調制御による Hybrid-ABS-	29
4.1	現行のABSの問題点	30
4.2	Hybrid-ABSの概要	31
4.3	スリップ率 $\lambda$ に基づいた Hybrid-ABS	32
4.3.1	制動時におけるスリップ率制御器の設計	32
4.3.2	PQ-method	33

4.3.3	フィルタによる周波数分離 (Filter-method)	36
4.3.4	車輪速の変動に基づいた Hybrid-ABS	40
4.4	Hybrid-ABS の実験的検証	43
4.4.1	実験の概要	43
4.4.2	実験結果	44
<b>第 5 章</b>	<b>電気自動車におけるモータの機械的振動とその抑制</b>	<b>48</b>
5.1	はじめに	48
5.2	東大三月号 II における機械的振動の解析	48
5.3	実験的検討による振動モデルの作成	50
5.3.1	2 慣性系共振モデルの作成	50
5.3.2	バックラッシュを含んだ振動シミュレーションモデルの作成	52
5.4	制動/速度制御系に振動抑制制御の位置付け	52
5.5	SFC(シミュレータ追従制御) による機械的振動の抑制	53
5.6	SFC(シミュレータ追従制御) を組み込んだ車輪速度制御	55
<b>第 6 章</b>	<b>結言</b>	<b>58</b>
6.1	本論文のまとめ	58
6.2	今後の課題	58
	<b>謝 辞</b>	<b>60</b>
	<b>参 考 文 献</b>	<b>63</b>
	<b>発 表 文 献</b>	<b>67</b>
<b>付 録 A</b>	<b>実験用電気自動車“東大三月号 II”の改装</b>	<b>68</b>
A.1	東大三月号 II の概要	68
A.2	東大三月号 II の改装	71
<b>付 録 B</b>	<b>低環境負荷型自動車 -マイクロタービンを搭載した“タービン EV(Electric Vehicle) バス”- の取材報告</b>	<b>73</b>



# 第1章 序論

## 1.1 はじめに

現在、人類が直面しているグローバルな問題の一つは、 $CO_2$ による地球温暖化現象である。世界の人口は8000万人/年のペースで増加し、自動車総台数の増加もそれに比例すると考えられている。2020年には、全世界自動車保有台数が2000年比で2倍程度の15億台に達するという試算も発表されている[1]。また、2000年の総 $CO_2$ 排出量は炭素換算で67億トンであったが、2020年には約70%増の113億トンに達すると考えられている。この中で、自動車・運輸部門に区分される $CO_2$ は28億トンで、2000年の17億トンと比較して約65%増と予測されている。このように地球温暖化問題を考えるにあたって、自動車産業は決して無視することのできない規模の産業である。

自動車が地球に対して与える環境負荷に関する問題意識は、昨今にわかに表面化したわけではない。1970年にアメリカ上院議員のマスキーによって制定された“マスキー法”が自動車の環境負荷低減を法制化最初の規制である。その内容は、

- 5年以内(1975年まで)に自動車排ガス中の $CO$ ,  $NO_x$ の量を90%削減する。目標を達成しない自動車の販売は認めない。

というものであった。これは当時、あまりに過激な法律であった。そのため、ビッグ3を始めとする自動車メーカーの大反発により達成期限は大幅に延期された。しかしながら、自動車開発に際して“環境負荷”という評価軸を作ったという点では意義深い法律であった。この法律により自動車の排ガスが飛躍的に削減されたのは言うまでもない。

内燃機関自動車にかわる新たな駆動源を有した自動車の開発のきっかけとなった法律は、1990年にアメリカ合衆国カリフォルニア州で制定されたZEV(Zero Emission Vehicle)法である。この法律は、内燃機関自動車の排出ガスに含まれる二酸化窒素や浮遊粉塵が人体に悪影響を及ぼすレベルにまで大気が汚染されたことに対して州当局が制定した法律である。その概略は以下の通りである。

- 各自動車メーカーは1998年までに同州で販売される自動車台数の2%、2003年までに10%を環境汚染物質を全く(ほとんど)排出しない自動車にしなければならない。
- 目標を達成できなかった場合は、販売台数に応じて罰金を払わなければならない。

しかし、この法律も関係団体の圧力により以下のように何度か改定された。

- 1998 2003年10%のZEV割合を4%に引き下げ
- 2001 2003年の販売義務規定の一層の緩和
- 2002.1 GM,DC等が2001年ZEV修正法の無効を訴え提訴(燃費条項は連邦法に抵触)

- 2002.5 カルフォルニア州行政法局 (OAL) が ZEV 修正法案を承認
- 2002.6 連邦裁判所から 2003-2004 年の実施に対する差止め命令
- 2002.9 カルフォルニア州大気資源局 (CARB) 議長、2003 年 1 月の再改定検討を表明

もはや ZEV 法自体は、骨抜きにされかかっていると言っても過言ではない。しかし、ZEV 法が自動車メーカーに与えた影響は図り知れない。当時、内燃機関自動車では ZEV 法の基準を満たすことは不可能であると考えられており、各メーカーは新たな駆動源を有した自動車の開発に本腰を入れた。その成果が GM “EV1”, Ford “Ranger EV”, Toyota “RAV4 EV” などに代表される PEV(Pure Electric Vehicle) である。これらの車両は 1997 年からカルフォルニア州に本格投入された。しかし航続距離、充電時間、コストといった壁を乗り越えられず、Pure EV の市場を創出するに至らなかった。Pure EV を内燃機関自動車の代わりに活用するという可能性はほとんどなくなったといえる。Pure EV の活かしどころは都市部における Pure EV の共用利用、業務用配達など利用頻度の見通しが立ちやすい業種といったニッチ市場であると考えられている。日本でも、そういった市場の可能性を模索するために大阪市、京都市、豊田市、横浜市、稲城市で小型 Pure EV の共用利用の実証試験が行われた。このような新しい形態の自動車利用方法の提案は、我々に自動車の私有のあり方に見直しを迫る契機となった。すなわち、“無限で劣化しない地球”を前提とした一方通行型社会から、環境負荷の少ない資源循環型社会への移行の必要性を世間に訴えることができたと言えよう。

Pure EV が内燃機関自動車の代替となりえないことが認知され出した 1997 年、世界初の量産型ハイブリッド自動車 “Prius” がトヨタ自動車より発売された [4]。Hybrid System の説明は専門書に譲るが “Prius” の最大の功績は、それまで官公庁などの公的機関に限られていた低環境負荷型自動車の市場に一般ユーザーを取り込んだことである。CO<sub>2</sub> 排出量が従来車の約半分、世界最高の低燃費を実現し、それなりの価格で、“誰もが普通に運転できる車”として市場に投入できたことが成功の要因であると考えられる。特に 28[km/l](1997.12 モデル)を誇る低燃費は、日本と比較して極端にガソリンが安価であるアメリカにおいて 5 年間に 4 倍のペースで販売量が伸びていることから衝撃的な数値であったと言える。ハイブリッド自動車は環境への負荷が低い点のみならず、ユーザー側のメリットが明確な点から次世代の駆動方式の主角を担うと考えられる。

しかしながら、ハイブリッド自動車といえども環境に負荷を与える排ガスがゼロというわけではない。この点において、Pure EV と並ぶクリーン度を誇るのが“燃料電池車”である。燃料電池とは、水素と酸素から、電気化学反応によって直接電力と熱を取り出すものである。2002 年 8 月-9 月に行われたヨハネスブルグサミットにおいて“持続可能な社会を構築するために、極めて重要な技術”と提唱された、自動車業界のみならず 21 世紀のエネルギー産業全体の課題として取り組むべき技術である [2]。自動車用動力源としては、トヨタ自動車、本田技研、日産自動車の国内 3 社とともに、ダイムラークライスラー、フォード・モータ、ゼネラル・モーターズ (GM) などの世界の主要な自動車メーカーが 21 世紀の生き残りを賭けた開発競争を行っており、次々と新しい燃料電池車を発表している。トヨタ自動車は “FCHV-4”、本田技研は “FCX-V4” を 2001 年に発表し、世界に先駆けて実用化にこぎつけ、2002 年 12 月に首相官邸、ロサンゼルス市に納入した。しかし一台当たりの価格は一億を超えると推測されており、本格的普及へはまだまだ時間がかかりそうである。

燃料電池車の実用化には、自動車単体の整備のみではなく水素インフラを整備が必要で

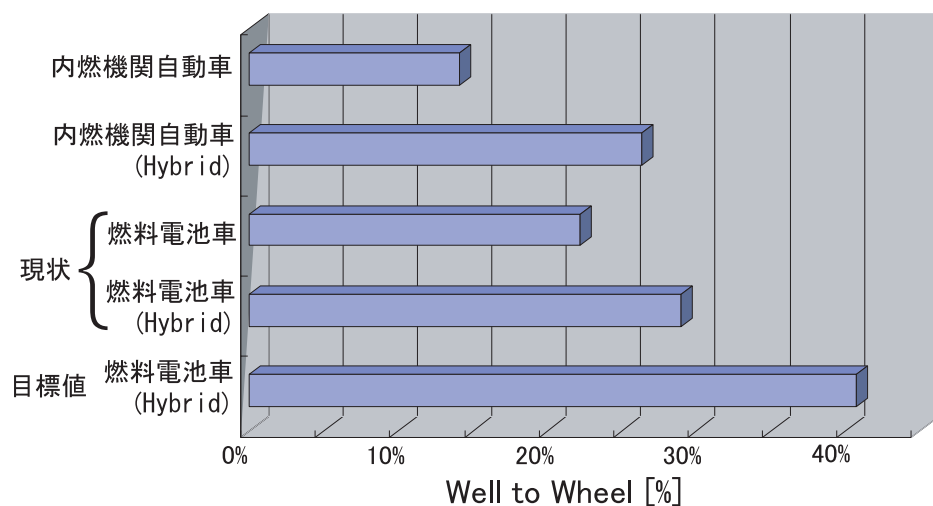


Fig 1.1: 自動車の駆動システムによる総合効率 (Well to Wheel) の変化

ある。我が国でも、“JHFC(Japan Hydrogen & Fuel Cell)”が東京・横浜を中心に燃料電池車の実証試験を行っている。実証試験の為に首都圏6ヶ所に水素ステーションが建設された[3]。水素ステーションの建設には多大な資本が必要であるが、政府主導で次世代の水素インフラの整備のための経済的援助を行うべきである。また、工業用地または準工業用地以外における水素ステーションの建設を規制する現行の法律、一般市民の“水素は危険である”という水素アレルギーに対する啓蒙活動など官の役割は非常に大きい。

21世紀のエネルギーは水素を供給媒体とすることは間違いないと思われる。しかし、燃料電池社会の実現が燃料電池車の普及に対して必要絶対条件を満たしているとは言いがたい。Fig.1.1に自動車の駆動システム毎の総合効率のグラフを示す[3]。先に述べたハイブリッド自動車は、従来の内燃機関自動車と比較して約2倍のエネルギー効率を誇っている。この点が、低環境負荷であること以上に普及に貢献したのはいうまでもない。何故ならユーザーは、ハイブリッド自動車を購入することで燃料費を半分以下に節約することができたからである。しかし燃料電池車の場合、技術的、コスト的問題を乗り越えたとしても、エネルギー効率はハイブリッド自動車に劣ってしまう。燃料電池車をハイブリッド化(FCHV)することで、かろうじて内燃機関ベースのハイブリッド自動車を上回る程度である。将来的な目標としてFCHVの効率を40%と設定しているが、どこまで達成できるかは未知数である。燃料電池車の普及の為に、内燃機関ベースの自動車にはない魅力を作り出す必要がある。考えられる魅力を以下に列挙する。

1. 官主導の税金の優遇
2. 家庭用燃料電池との水素共用による燃料補給の簡便化
3. 駆動モジュールのユニット化(省スペース化)による自動車デザインの自由度向上
4. 燃料電池車の電気モータの制御による自動車の高性能化

燃料電池車自体を魅力的にする方策としては3-4が考えられる。特に4は、内燃機関自動車では不可能な性能を達成できる点において非常に魅力的である。当然ハイブリッド自動車

も電気モータを搭載している。“Estima Hybrid[4]”, “March e-4WD[6][7]”といった一部のハイブリッド自動車では電気モータの高応答性を活かした車両運動制御が行われている。しかしハイブリッド自動車における電気モータの位置付けは、エネルギー回生・アイドリングストップである。そのため車両運動制御に用いるにはモータの出力容量などの問題が無視できない。燃料電池車における電気モータの役割は、主駆動源であるため車両運動制御を行う上で最も理想的なスペックが期待できる。

今後の燃料電池車の普及、ハイブリッド自動車の更なる飛躍の為には電気モータの制御による車両の高性能化という観点は注目されるべきである。

## 1.2 本論文の目的

本論文ではEV/HEVの新たな魅力の提案を目的とし、電気モータの制御による車両運動性能の高性能化について検討する。制御面における電気モータの利点は、以下のとおりである。

1. トルク指令からトルク出力までの応答が高速
2. 出力トルク値の把握が容易
3. 小型化が可能なため各輪に電気モータを装着することも可能

これらの利点を最大限に利用することで、前後方向・横方向の区別なく高度な車両運動制御が可能となる。本論文では、前後方向の運動制御について提案する。

次章以降詳しく言及するが、車両運動を考えるにあたり、車両の走行状態は通常制動領域/非常制動領域(タイヤの線形領域/非線形領域)に大別することができる。それぞれの領域において、車両運動制御の目的、制御系設計に関する前提条件が異なる。そこで、それぞれの領域における制動制御系を構築する。

Fig.1.2に、提案する通常制動領域における制動制御系のブロック図を示す。一般に通常制動領域において、車両が不安定状態に陥る可能性はほとんどない。しかし走行中に内燃機関、油圧ブレーキといったアクチュエータは、走行状態/車外環境に影響されており、必ずしも運転者の意図どおりの挙動は示していない。運転者は時々刻々一種の制御器としてこれらのアクチュエータを制御している。本論では、この問題を解決するべく電気モータによる油圧ブレーキのノミナル化を提案する。この手法を用いることで、人間に頼ってい

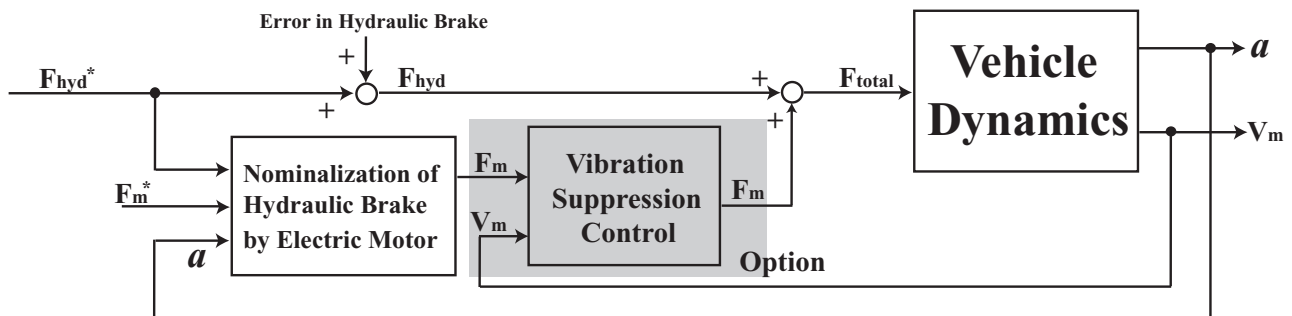


Fig 1.2: 本論で提案する通常制動領域における運動制御系のブロック線図



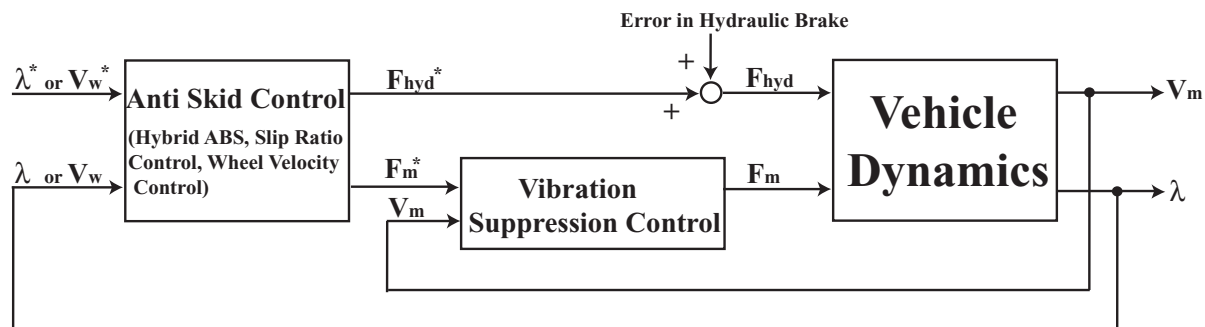


Fig 1.3: 本論で提案する非常制動領域における運動制御系のブロック線図

たアクチュエータの制御を車両側で行うことができる。これにより、人間によるフィードバック制御が期待できない自動運転の実現に向けた障壁を一つ取り除くことができる。

Fig.1.3 は、提案する非常制動領域における制動制御系のブロック図である。提案する制御系は、空転防止制御と振動抑制制御によって構成されている。これまで、電気モータの高制御性を活かした電気自動車ならではの車両運動制御・路面状態推定に関する研究はいくつか行われてきている [18][30][31]。しかしながら、Pure EV だけが電気モータを搭載しているわけではない。また、搭載している電気モータのスペックも千差万別である。よって、電気モータ単独で運動制御用アクチュエータとしての役割を果たせるとは限らない。そこで本論では、電気モータと油圧ブレーキによる“Hybrid ABS”を提案する。しかし電気モータは高度な制御が行える反面、フィードバック制御により内燃機関自動車ではおこりえなかった車軸の共振問題が発生する。この共振は、提案する制御系のマイナーループにおいて抑制する。

本論では上述した2種類の制御系を提案する。これらの制御系によって空転防止を目的とした従来の制動制御“Anti-lock Braking System”を“Advanced Braking System”に発展させることが期待される。

### 1.3 本論文の構成

本章では、EV/HEV/FCEVを取り巻く環境をまとめた上でこれらの普及のための問題提起を行った。第2章では自動車の運動制御技術を通常制動領域、非常制動領域という観点から分類し、電気モータの高応答性を活かす可能性について述べる。第3章では、通常制動領域における制御手法の一例として“電気モータによる油圧ブレーキのノミナル化”を提案する。第4章では、非常制動領域における制御手法として油圧ブレーキと電気モータの協調制御による“Hybrid ABS”を提案する。第5章では、内燃機関自動車では不可能な速いフィードバック制御を行うことで誘発される車軸共振の抑圧について検討する。最後に第6章にて、本論文の結論と今後の課題を述べる。

# 第2章 自動車における運動制御

## 2.1 はじめに

1992年に車両運動制御に関する国際会議 AVEC'92において、自動車のヨーモーメントをコントロールすることで車両姿勢を安定化するという考え方が発表されて約10年が経過しようとしている。その理論と技術は、より一般化され多くの応用製品が市場に展開されつつある。ヨーモーメントをコントロールする制御は車両の前後方向運動を制御するABS(Anti-lock Braking System)[8][9]やトラクションコントロールなどと組み合わせられ、より高い次元での車両姿勢制御が提案されている[10][11][12][13]。

また安全性の観点から、近年盛んに研究が行われているITS(Intelligent Transport Systems)、ACC(Adaptive Cruise Control)の分野においても従来の道路環境、車両位置検出などのセンシング技術のみでなく車両の運動制御理論が導入され実用化にむけて進みつつある[14][15][16]。

その一方で、環境問題と省エネルギーの観点から着目されている電気自動車についても、モータが本来持っている制御に適した特性を活用し、安定性や運動性能の制御の検討も行われつつある[17][18]。本章では、安全と環境という時代の要求に答えるべく広範囲に展開されつつある車両の運動制御に関する研究・開発動向について紹介する。

## 2.2 自動車の二次元運動制御に関する数式的理論

### 2.2.1 タイヤの粘着特性と空転現象

車両の前後方向運動の運動方程式は、Fig.2.1より(2.1)式のように表される[20]。

$$\omega = \frac{1}{J_s}(T - rF_d), \quad V = \frac{1}{M_s}F_d, \quad V_w = r\omega \quad (2.1)$$

またスリップ率 $\lambda$ と路面のx方向とy方向の摩擦係数 $\mu_x, \mu_y$ は、Fig.2.2の $\mu - \lambda$ 曲線で表される。タイヤの発生する摩擦力は、Fig.2.3のようにx方向とy方向に分割することができる。これらはタイヤの垂直荷重 $F_z$ を用いて(2.2)、(2.3)式のように表すことができる。

$$F_x = \mu_x F_z \quad (2.2)$$

$$F_y = \mu_y F_z \quad (2.3)$$

また、摩擦力 $F_x, F_y$ にはタイヤと路面状態によって決まるある限界値が存在し、これらの摩擦力の関係はFig.2.4に示すような円で表される。この円は摩擦円と呼ばれ、走行中にこの円から外れてしまうような運動を行うと車両の挙動が不安定になる。

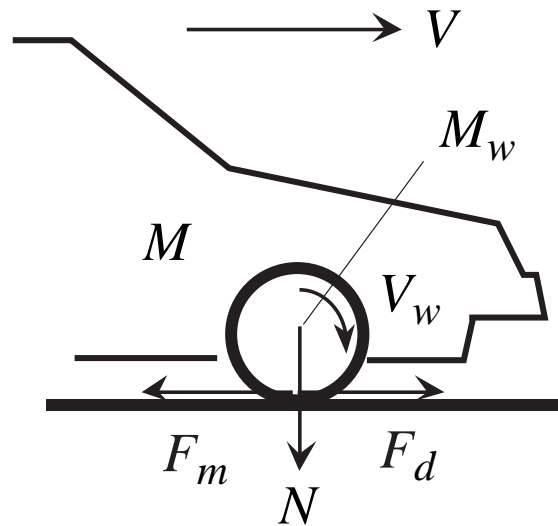


Fig 2.1: 車体の1輪モデル

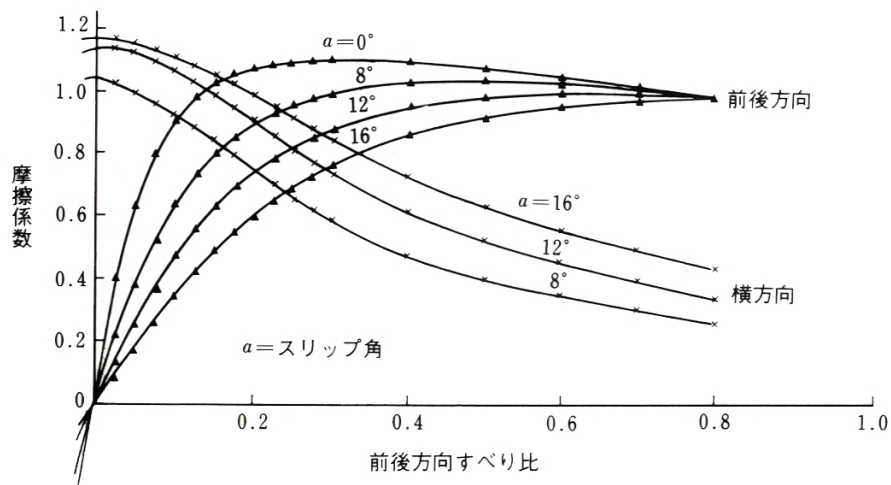


Fig 2.2:  $\mu - \lambda$  曲線

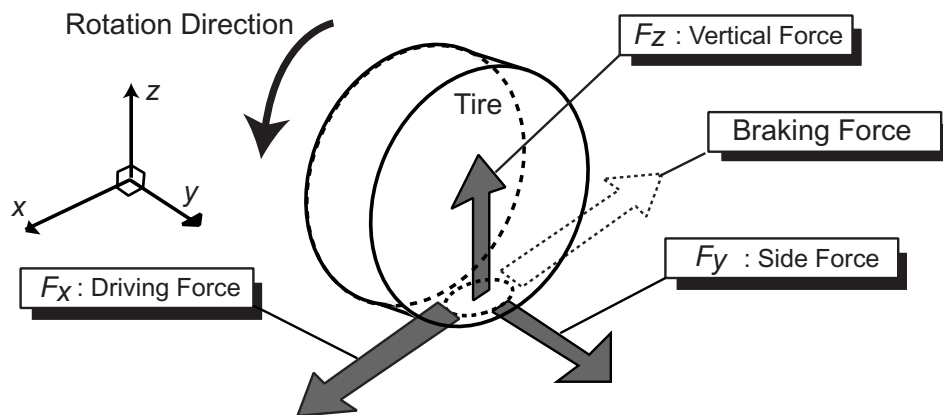


Fig 2.3: 3次元タイヤモデル

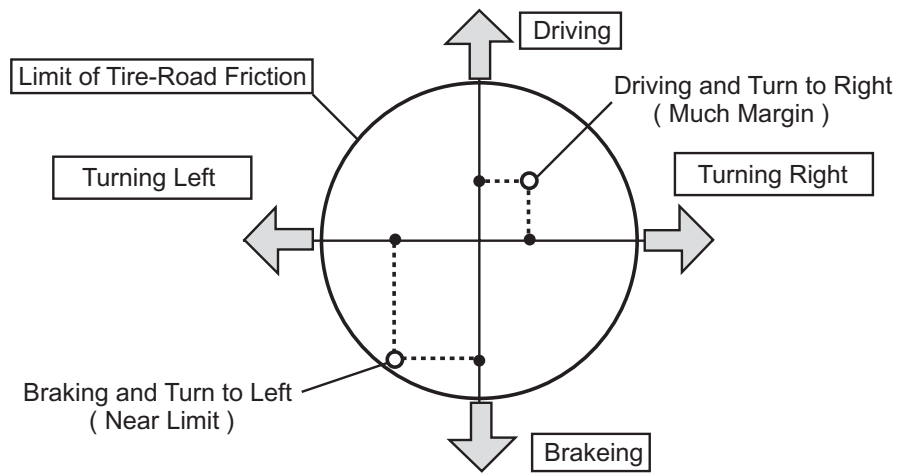


Fig 2.4: タイヤの摩擦円

## 2.2.2 二次元平面内における車両運動の運動方程式と座標系

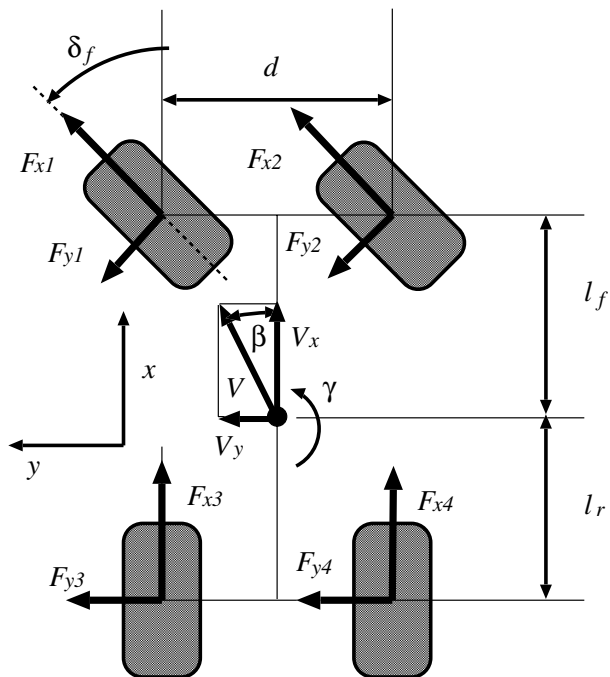


Fig 2.5: 2次元平面における車体の4輪モデル

車両の運動は、前後方向、横方向、平面内における回転運動に関して(2.4)–(2.7)式のようにあらわされる[20]。

$$M\dot{V} = F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4} \quad (2.4)$$

$$MV(\dot{\beta} + \dot{\gamma}) = F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + F_{y4} \quad (2.5)$$

$$I\dot{\gamma} = l_f(F_{y1} + F_{y2}) - l_r(F_{y3} + F_{y4}) + M_z \quad (2.6)$$

$$M_z = \frac{d}{2}(-F_{x1} + F_{x2} - F_{x3} + F_{x4}) \quad (2.7)$$



但し、 $I$ :車両の慣性モーメント、 $\gamma$ :車両の重心周りの角速度(ヨーレート)、 $\beta$ :車両の姿勢の方向と車両重心の進行方向のなす角(車両横滑り角)、 $M_z$ :左右輪の制駆動力差によるヨーモーメント力、 $F_{xi} : i = 1, 2, 3, 4$ :各輪で発生する制駆動力、 $F_{yi} : i = 1, 2, 3, 4$ :各輪で発生する横力、 $l_f, l_r$ :車両重心点と前後輪車軸までの距離、 $d$ :左右のタイヤ間の距離とする。それぞれの対応関係を Fig.2.5 に示す。

### 2.2.3 車体の線形2輪モデル

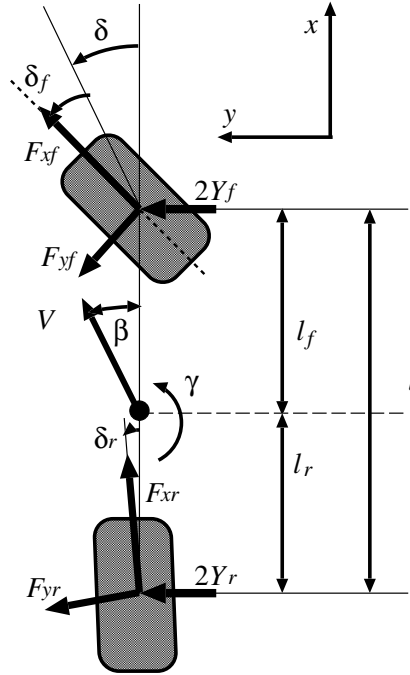


Fig 2.6: 車体の線形2輪モデル

前節で示した4輪モデルを用いての車両運動解析は困難であることから前輪2輪、後輪2輪の滑り角 $\beta$ がそれぞれ等しいとして Fig.2.6 のような2輪モデルを制御器の設計の際に用いることが多い。Fig.2.6 より線形状態方程式は、(2.8)–(5.3) 式で表される。

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}u \quad (2.8)$$

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix}, \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \frac{2C_f}{MV} \\ \frac{2l_f C_f}{I} \end{bmatrix}, u = \delta_f \quad (2.9)$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -2\frac{C_f+C_r}{MV} & -1 - 2\frac{l_f C_f - l_r C_r}{MV^2} \\ -2\frac{l_f C_f - l_r C_r}{I} & -2\frac{l_f^2 C_f + l_r^2 C_r}{IV} \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

## 2.3 自動車の運動制御の分類

車両運動制御は通常走行領域(タイヤの線形領域)を用いた制御と、非常走行領域(タイヤの非線形領域)を用いた制御に大別することができる。現時点で実用化されている車両

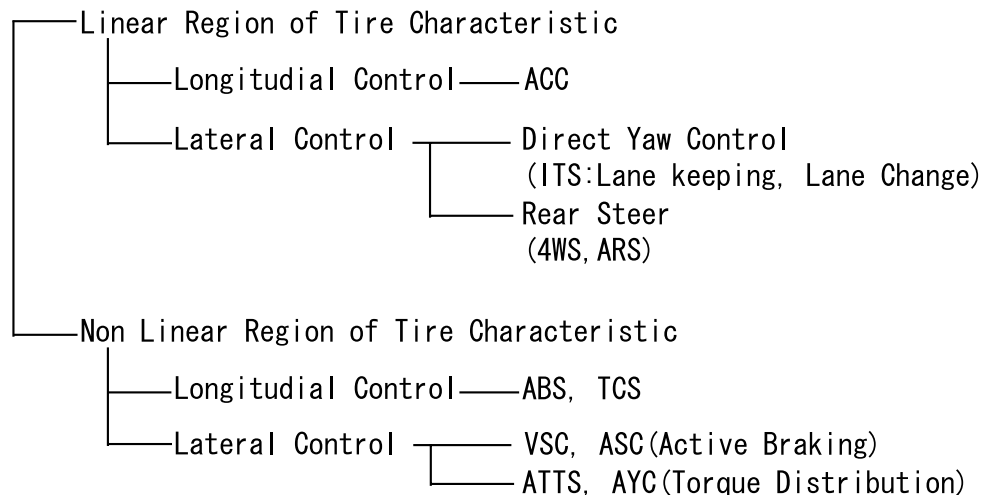


Fig 2.7: 車両運動制御の分類

運動制御システムの分類を Fig.2.7 に示す。

タイヤの線形領域を用いた車両運動制御は、主に ITS に用いられている。情報通信技術やエレクトロニクス技術によって自動車と道路を智能化するのが ITS の目的である。その中で車間距離をしながら走行する ACC [10]、周囲の状況を判断しながら自動的車線変更を行うシステム [14][15][16] には、タイヤの線形領域を用いた車両運動制御が用いられている。また、車両の操安性の向上という観点から後輪操舵により後輪タイヤ横力をコントロールする 4WS (Four Wheel Steering)、ARS[21] が実用化されている。後輪操舵を用いた制御は車両の操舵応答性を向上させることで、タイヤの非線形領域に達しないようにする制御である。

一方タイヤの非線形領域を用いた制御は、限界付近の車両安定性の向上がその目的である。制動時に車輪のロックを防ぎ制動距離を縮める ABS(Anti-lock Braking System) は制動時の車輪のロックを防ぎ制動距離を短縮するために、油圧ブレーキを制御するシステムである。その歴史は 30 年近くにおよび、最近の研究の焦点は車輪のロックを防ぐことから、いかに効率的かつ車両姿勢を崩さずに制動を行うかということに移行している [8][9]。TCS(Traction Control System) はドライバの過剰なアクセル操作により発生した過剰な駆動力を低減する機構により車両の駆動性能を確保するシステムである。

ABS や TCS が主に前後方向の車両安定性確保を目的としているのに対し、横方向の車両安定性確保を目的とした制御も存在する。タイヤの左右輪の制動力差を用いた VSC (Vehicle Stability Control),ASC(Active Steering Control)、タイヤ左右輪の駆動力差を用いた ATTS(Active Torque Transfer System),AYC(Active Yaw Control System)、これらはタイヤの前後力をコントロールすることで、車両の発生するヨーモーメントをコントロールするシステムである。左右輪の前後力差を用いた直接ヨーモーメント制御が限界領域(タイヤの非線形領域)における操作安定性向上に有利であることが知られている [24][27][28]。

## 2.4 通常走行領域 (タイヤの線形領域) を用いた車両運動制御

車両がタイヤの線形領域を用いて運動している際は、横力が (2.11) 式 の様に各タイヤにおけるすべり角  $\alpha$  に比例するとしても差し支えない [20]。

$$\begin{aligned} \text{Front Side Force} &= C_f \alpha \\ \text{Rear Side Force} &= C_r \alpha \end{aligned} \quad (2.11)$$

また、車体滑べり角  $\beta$  もおおむねヨーレート  $\gamma$  に比例する。このような近似が成立するということを利用して、車両の運動を予測する研究や [14]、自動運転をする研究 [16] が進められている。次節でタイヤの線形領域を用いた車両運動制御を紹介する。

### 2.4.1 ITS での利用を視野にいれた研究

タイヤの線形領域では、ヨーレート  $\gamma$  と車体滑べり角  $\beta$  は比例するため車両安定性を確保する際に車体滑べり角  $\beta$  自身を観測する必要はない。よって車両の進路予測や進路決定の際に小さな誤差の範囲での制御が可能である。

Chiu-Feng Lin らは、ヨーレート  $\gamma$ 、舵角  $\delta_f$ 、車速  $V$  とカメラ画像から得られる車両と路面のレーンマーカーとの距離から、車両の横速度を計算することで車両の進路予測を行うことを提案している [14]。

また車線変更の際に操舵を用いずに、電気自動車の左右輪の駆動力差のみで旋回を行う手法も提案されている [16]。この手法では、ある時点から  $t_p[s]$  後に車両制御を施さない場合の到達点  $y_{vf}$  と到達させたいポイント  $y_{cf}$  は (2.12), (2.13) 式で表される。

$$y_{vf} = \frac{1}{2} V \gamma t_p^2 \quad (2.12)$$

$$y_{cf} = \frac{1}{2} V (\gamma + \Delta\gamma_{des}) t_p^2 \quad (2.13)$$

$y_{vf}$  と  $y_{cf}$  の誤差の補償は  $\Delta\gamma_{des}$  は (2.14) 式 で表される補償ヨーレートで行う。

$$\Delta\gamma_{des} = \frac{2y_{cf}}{V t_p} - \gamma \quad (2.14)$$

補償ヨーレートを発生させるために必要な左右輪の駆動力差は (2.15), (2.16) 式 から求める。

$$T_d = K_1 \Delta\gamma_{des} + K_2 \varepsilon \quad (2.15)$$

$$J = \int_0^{t_p} \varepsilon dt \quad (2.16)$$

(2.15), (2.16) 式で求めた左右輪の駆動力差  $T_d$  と車体速度を維持するために必要な駆動力  $T_n$  から左右輪に配分する駆動力を求める。

$$T_{right} = \frac{T_n + T_d}{2}, \quad T_{left} = \frac{T_n - T_d}{2} \quad (2.17)$$

この手法により著者はハンドル操舵を用いずに車線変更、旋回することに成功した。その結果を Figs.2.8-2.11 に示す。道路側のインフラに頼ることなく車両側の制御のみで自動運転ができるということは ITS を普及させていく上で大きな利点となると考える。

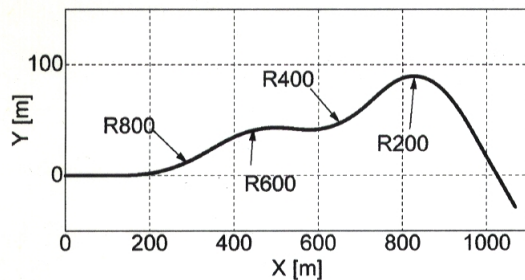


Fig 2.8: 規範ルート

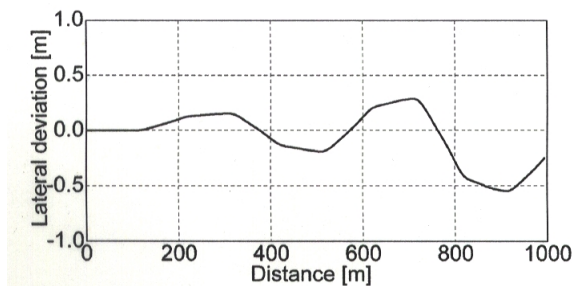


Fig 2.9: 横方向の誤差

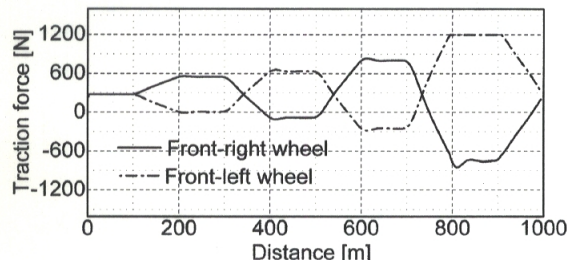


Fig 2.10: 駆動力

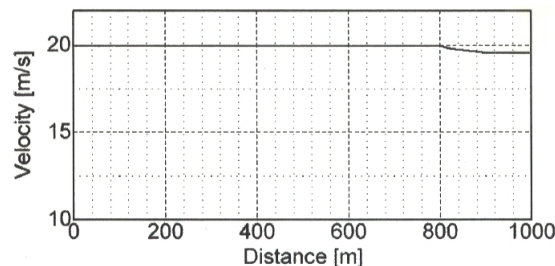


Fig 2.11: 車体速度

### 2.4.2 後輪操舵による車両運動の安定化

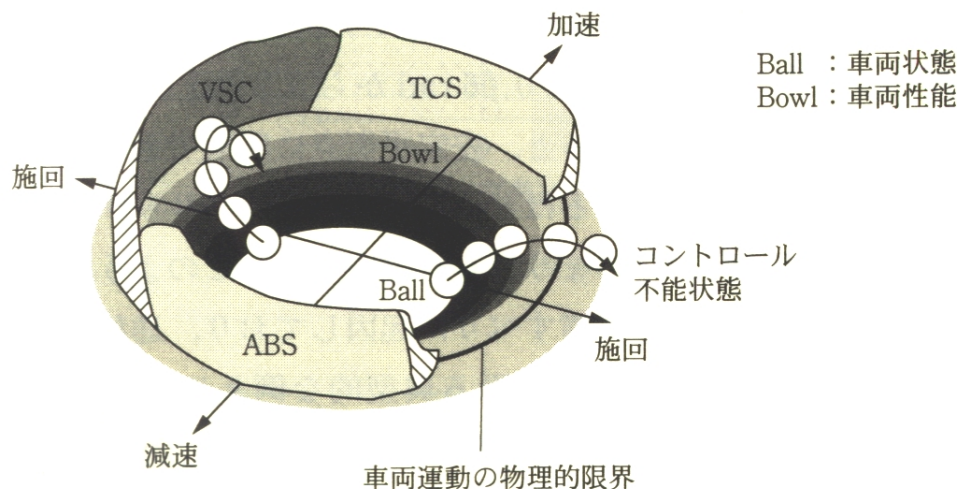


Fig 2.12: ボールインボールモデル

前節で紹介したDYCが提案される以前から、操作安定性の向上を目的として研究されたシステムとして4WSがある。4WSは、後輪操舵をすることにより素早く横力を発生させることを目的にしている。これにより、車両が不安定な運動状態に至らないようにする効果が期待されている。ここで、4WSの進化形であるARSを紹介する。ARSは後述するVSCに代表されるタイヤの非線形領域を用いた制御が、車両を不安定状態から脱出させることを目的にしているのに対し、車両が非線形領域に達しないようにする効果がある。Fig.2.12にその概念図を示す。図中のballを車両状態とするとABSやVSCがballが不安定状態に達しないようにガードする壁のような役割を果たしているのに対して、ARSは

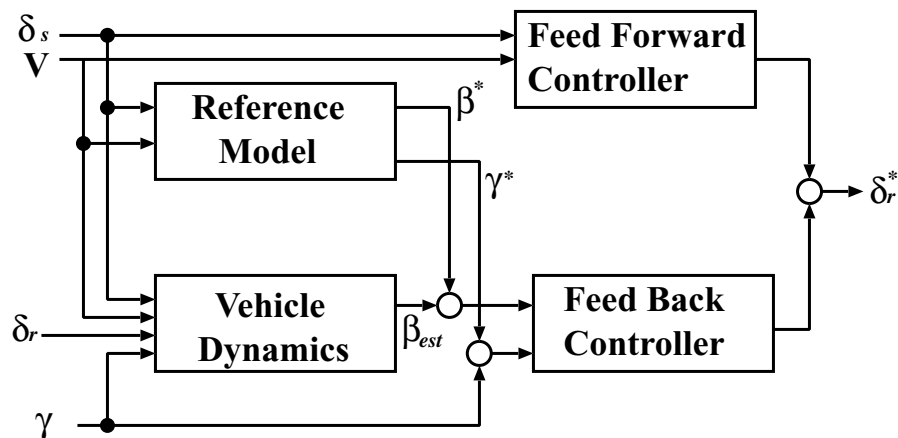


Fig 2.13: ARS のブロック図

ball が壁ぎわに達しないように中心付近の穴を深くする役割を果たす。

そのため ARS は、車線変更などの通常走行域から路面状態  $\mu$  の変化時、急な横風への遭遇、車両の状態変化時においても走行状態が車両の能力限界に達しないようにアシストする。Fig.2.13 に ARS の制御ロジックを示す。基本的構想は 2 自由度モデルマッチング制御である。前輪操舵角、車速と車両挙動の目標値から算出するフィードフォワード制御量と、目標挙動と実車両挙動 (車速に依存したオブザーバで代用) の偏差に応じて決まるフィードバック制御量の和により制御量である後輪操舵角の指令値を決定する。

これにより、横風などに対する外乱安定性確保に加え、車速、路面  $\mu$  変化などの走行環境変化に対しても、より快適な操舵応答性と走行安定性の確保を可能とした。

## 2.5 非常走行領域 (タイヤの非線形領域) を用いた車両運動制御

前節で紹介したタイヤの線形領域を用いた車両制御は、線形領域 (=安定領域) という特徴を生かしてより快適な運転を目指すために制御するという考えが感じられる。それに対しタイヤの非線形領域 (=限界領域) における車両制御は、車両の安定性を確保することを第一の目的としている。また制御に用いるアクチュエータもブレーキ、サスペンション、ディファレンシャルギヤなど多岐にわたる。本節では、限界領域付近の車両運動制御をアクチュエータ毎に分類しながら紹介する。

### 2.5.1 サスペンション

限界領域において車両がその安定性を失う原因として、各輪の駆動力  $F_d$  に見合った接地荷重  $F_z$  が確保できないために空転が生じることがあげられる。こういった現象は旋回時に発生する頻度が高いことから、車両の全荷重を運動状態に応じてサスペンションを介して分配する手法が提案されている [11][25]。過去に製品化されたアクティブサスペンションは非常に原始的な制御則のみで不安定領域からの脱出を図っていた。

内燃機関自動車において単独のアクチュエータで  $\beta, \gamma$  の制御を試みると、そのアクチ



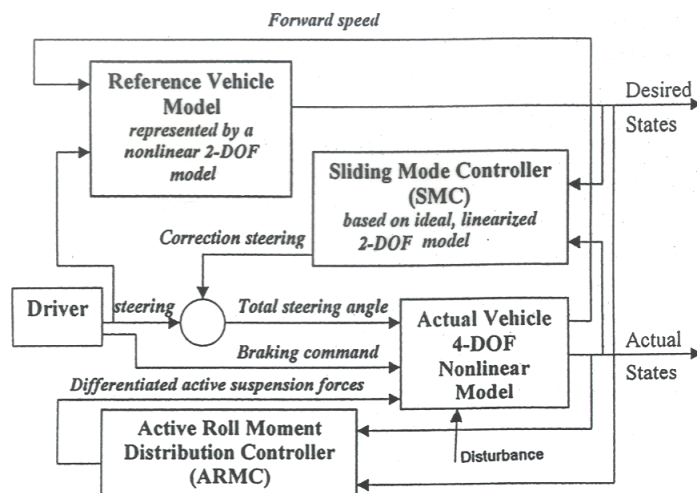


Fig 2.14: ARMC と AFS のブロック図

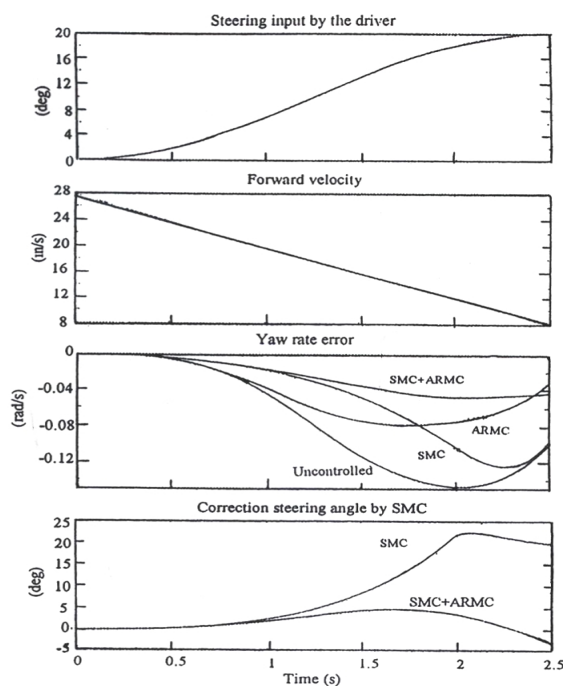


Fig 2.15: ARMC と AFS の協調制御によるシミュレーション結果

ユエータの制限のために大きな制御効果は得られない。そこで E.M.Elbeheiry らは、ハンドルをアクチュエータとした AFS(Active Front Steering) とサスペンションを用いた ARMC(Active Roll Moment Control) を組み合わせて用いる制御則を提案し、より高度な車両運動制御を図った [25]。[25] では、非線形領域における制御器のエラーを避けるために AFS 側の Reference Model に非線形 2 輪モデルを用いている。これにより Fig.2.6 の線形 2 輪モデルを用いた際には不可能であった非線形領域に対応する制御の構築が可能となった。

Fig.2.14 にこの制御系の概念図を示す。ここで二種類の制御系の大まかな役割分担は ARMC で旋回による横向きのイナーシャ力による車体のロールを防ぎ (荷重移動で特定の車輪の  $F_z$  が急減しないようにする)、ヨーレート  $\gamma$  を操作する。ARMC によって操舵可能な範囲が増えるため、それに応じて AFS によりすべり角  $\beta$  をコントロールしている。

この制御系を適用したシミュレーション結果を Fig.2.15 に示す。制御を施さなかった場合、AFS、ARMC 単独の場合と比較してより良好な結果がヨーレート  $\gamma$  の結果に現れている。また、協調制御系を用いることで AFS 側の修正操舵量が少なくなっているため、運転者にあたえる違和感も少なくなることが期待される。

## 2.5.2 油圧ブレーキ

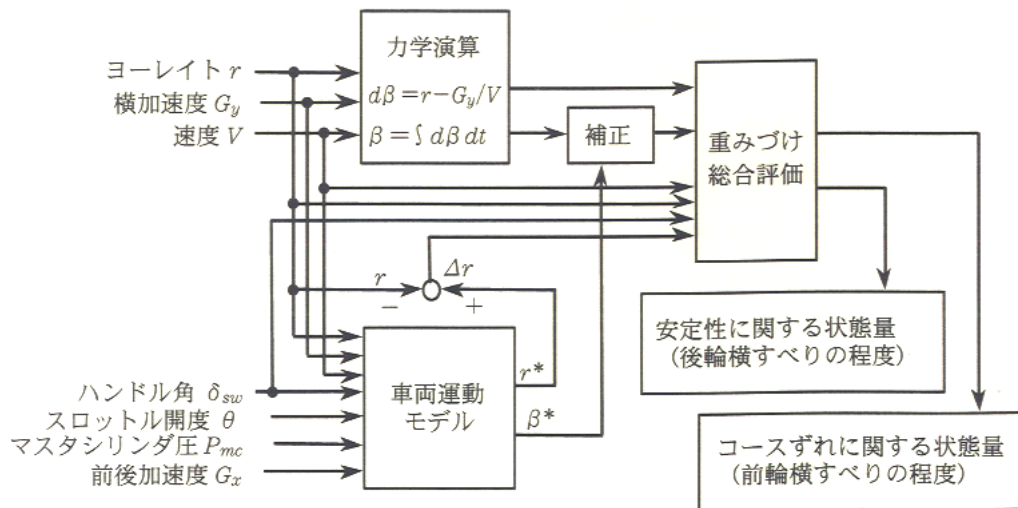


Fig 2.16:  $\beta$  推定の仕組み

前節で紹介したサスペンションを用いた車両運動制御は、制御効果は高いがシステムが大規模かつ高価になってしまう。そこで、既存の車両に装備されているブレーキアクチュエータを用いた VSC(Vehicle Stability Control) という車両運動制御も提案されている [24]。

VSC では、左右輪の制動力差を用いてヨーモーメントを発生させている。Fig.2.16 に示した方針で車両の滑り具合を判定し、それに応じてブレーキ操作によってヨーモーメントを発生させる。その際に発生させるヨーモーメントの向きは、Fig.2.17 のとおりである。

VSC の問題点として、すべり角  $\beta$  の推定精度がそれほど高くないということがある。また、ブレーキをアクチュエータとした装置であるため、制御時には車速を維持することが不可能であることも問題である。しかし専用のアクチュエータを用いることなく限界領域

からの復帰を実現したことは画期的であり、その結果路面  $\mu$  が急変した際にも 95% の人間が車両の安定性を失うことなく運転することができている (VSC 未搭載時は 5%)。

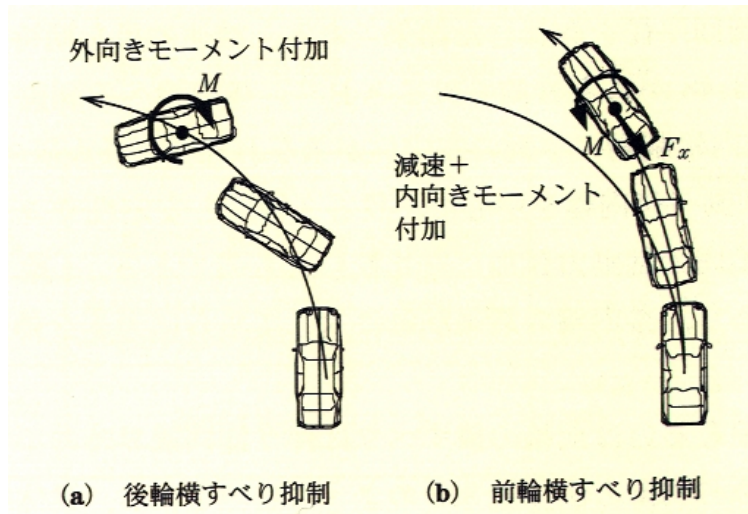


Fig 2.17: 車体の横滑べりの分類

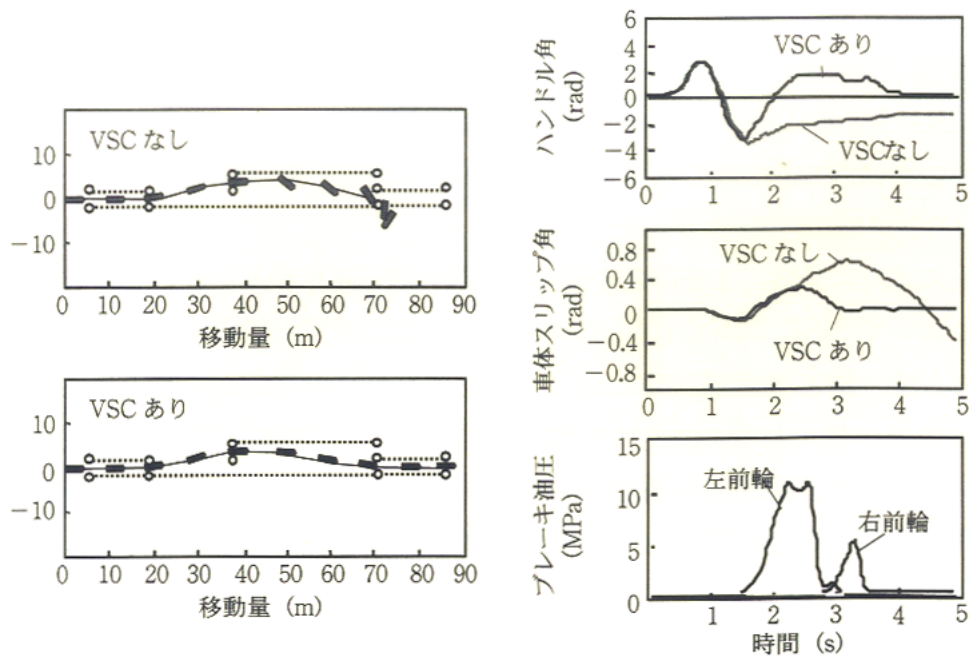


Fig 2.18: VSC の実験結果

### 2.5.3 ディファレンシャルギア -駆動力配分-

ブレーキを用いた車両運動制御は制御の方向が常に減速方向であることからその安全性は高かった。しかし、運転者の意図しない減速が発生することから違和感が生じるという問題がある。そこで、左右輪の制動力差ではなく駆動力差を用いた車両運動制御が提案された [27][28]。内燃機関自動車における駆動力配分はディファレンシャルギアを用いて実



現する。ディファレンシャルギヤの構造は様々であり、それ自体が芸術品であるがここではその説明は省略する。

澤瀬らは、4輪の駆動力の総和を保ったまま左右の駆動力差を生成する方法を考案した[27]。Fig.2.6の線形2輪モデルより定常円旋回中の車両の運動方程式は(2.18), (2.19)式となる。

$$mG_y = F_{yf} + F_{yr} \quad (2.18)$$

$$0 = F_{yf}l_f - F_{yr}l_r \quad (2.19)$$

これに中心周りの直接ヨーモーメント  $M_c$  を加えた運動方程式は(2.20), (2.21)式となる。

$$mG_y = F'_{yf} + F'_{yr} \quad (2.20)$$

$$0 = F'_{yf}l_f - F'_{yr}l_r + M_c \quad (2.21)$$

(2.18)–(2.21)式より(2.22), (2.23)式が得られる。

$$F'_{yf} = F_{yf} - \frac{M_c}{l_f + l_r} \quad (2.22)$$

$$F'_{yr} = F_{yr} + \frac{M_c}{l_f + l_r} \quad (2.23)$$

$M_c$  を操作することにより前輪側と後輪側のコーナーリングフォースの平準化を図る。同時に加減速、旋回によっておこる重心移動を補償する。

また[28]では、旋回中の加減速による旋回半径等の車両挙動の変化を低減すべく左右輪に駆動力配分を行っている。車両の特性の変化を  $\beta$ -method により判定した。 $\beta$ -method とは車両のヨー運動を拘束させた状態で、操舵角を与え車両を横滑べりさせた際のヨーモーメントの大きさにより車両運動の性質を判定する手法である。前輪の全舵角範囲におけるヨーモーメントについてあらかじめ情報を得ておけば、全ての車両運動におけるヨーモーメントの把握が可能である。

このヨーモーメントの変化量  $M_x$  は、(2.24)式で表される。ただし、重心の高さを  $h_g$ 、前後加速度を  $X_G$ 、横加速度を  $Y_G$  とする。

$$M_x = h_g M X_G Y_G \quad (2.24)$$

車両運動を安定に保つには  $M_x = 0$  であることが望ましい。そこで、左右輪の駆動力差により  $M_x$  を打ち消す。左右輪の駆動力をそれぞれ  $X_1, X_2$  とすると、

$$X_{1,2} = \frac{1}{2} M \left( 1 \pm \frac{h_g}{d} Y_G \right) X_G \quad (2.25)$$

のとおりとなる。左右輪の駆動力差を生成することによりヨーモーメントを制御し車両運動が不安定状態に移行することを防ぐのみでなく、内輪と外輪のコーナーリングフォースの和を配分しない際と比較して大きくすることができた。このコーナーリングフォースの和はタイヤの接地荷重に比例して駆動力を配分した際に最大となる。

本節において紹介したシステムは非線形領域における制御としてその効果を発揮しているが、システム中に油圧アクチュエータが介在しているため油圧アクチュエータの遅れによって十分なフィードバック制御が行えないという欠点がある。しかし、入念なチューニングによって大部分の状況下でその制御効果を発揮することができる。

## 2.5.4 その他 -制御則を中心に-

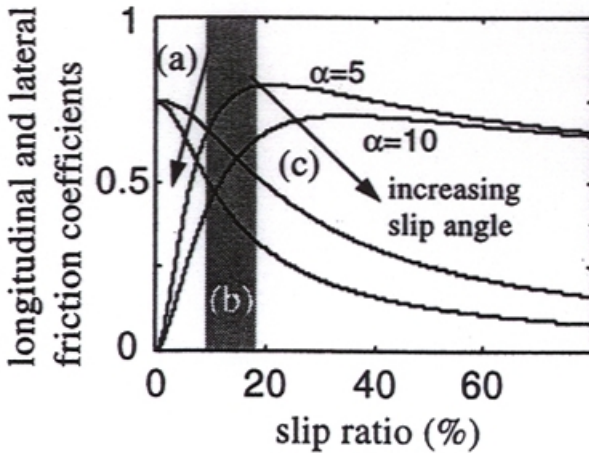


Fig 2.19: 駆動力と横力の関係

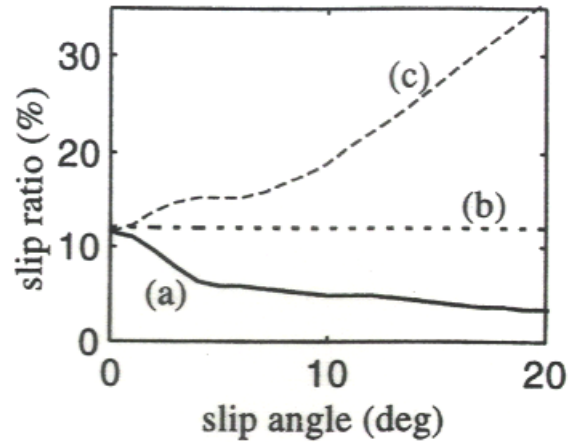
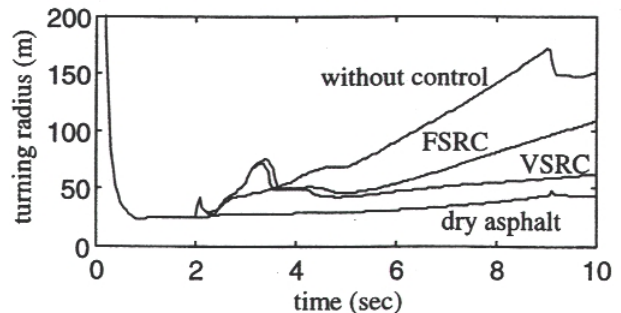
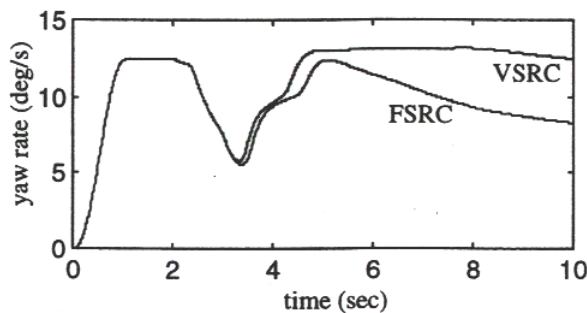
Fig 2.20: 可変目標スリップ率  $\lambda$ 

Fig 2.21: 滑りやすい路面における旋回のシミュレーション結果

現在、2次元平面における車両運動制御の研究の主流は $\beta, \gamma$ の制御である。しかし、 $\beta$ を直接制御することなく2次元平面における車両安定化を図った例もいくつかある [22][23]。

[22]では、Figs.2.19, 2.20の様に各輪のタイヤ滑り角 $\alpha$ に応じてスリップ率指令値 $\lambda^*$ を可変にする手法を提案している。これは縦方向の $\mu_{max}$ 値を示すスリップ率と、横方向の $\mu_{max}$ 値を示すスリップ率の値が異なることに着目したものである。そのシミュレーション結果をFig.2.21に示す。タイヤ滑り角 $\alpha$ の算出などに課題は残るが、縦方向の安定性を議論するスリップ率を用いて、横方向の安定性を補償できる点において非常に魅力的である。

Taehyun Shinらは、DYCのコントローラに路面状態(路面の $\mu$ 値)を受け渡すことでDYCの応答の改善を図った [23]。そのブロック図をFig.2.22に示す。路面が急変する際に、路面状態推定の時間遅れの影響が懸念されるが、フィードフォワードとして推定した $\mu$ 値を用いることで悪影響を最小限にとどめている。そのシミュレーション結果をFigs.2.23, 2.24に示す。また、推定誤差も $\pm 20\%$ の範囲では深刻な影響を及ぼさない。

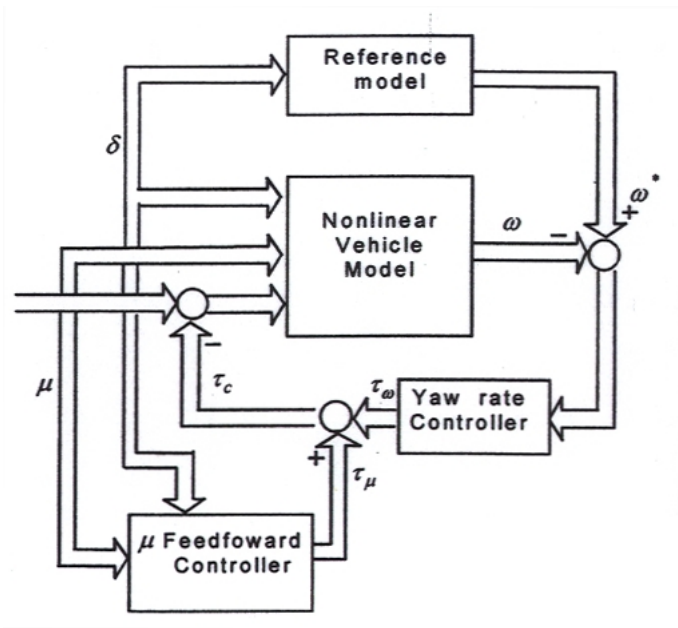


Fig 2.22:  $\gamma$  と  $\mu$  のフィードフォワード制御のブロック図

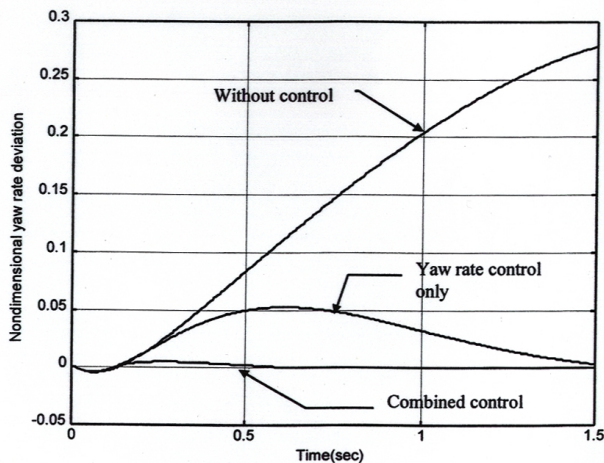


Fig 2.23: 非線形車両モデルにおける  $\mu$  推定遅れがない場合の  $\gamma$  の偏差

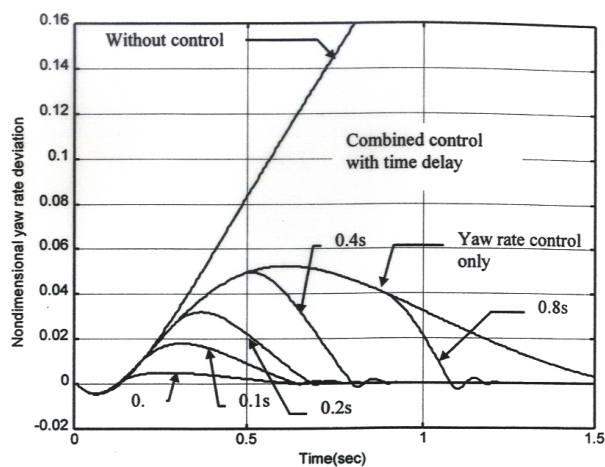


Fig 2.24: 非線形車両モデルにおける  $\mu$  推定遅れを考慮した場合の  $\gamma$  の偏差

## 2.6 自動車の車両運動制御における電気モータの優位性とその限界

本章でまとめたとおり、内燃機関自動車における車両運動制御は、“内燃機関”、“油圧ブレーキ”、“サスペンション”、“ディファレンシャルギア”などをアクチュエータとして採用している。制御器の実装にあたっては、アクチュエータの応答特性などにより高精度な制御が施されているとは言いがたい。それに対して昨今、排ガス・省エネルギーといった観点から期待度が高まっているEV/HEV/FCEVに搭載されている電気モータは制御用アクチュエータとして非常に優れている。制御用アクチュエータという観点から見た、電気モータの利点を以下に示す。

1. 応答が正確かつ速い(数 [ms])
2. アクチュエータのモデル化が容易
3. 制駆動共に可能
4. 分散配置が可能

応答特性が良好さは、他のアクチュエータでは困難なフィードバック制御が可能になるという利点につながる。モデル化の容易さは、コントローラ設計を助ける。制駆動共に可能であるため、空転状態からの素早い脱出が可能になる。また、制御アクチュエータが異なるため、Traction Control(TRC:駆動時の空転防止制御)、Anti-lock Braking System(ABS:制動時の空転防止制御)と分かれていた制御系を一つにまとめることも可能である。電気モータを分散配置することで、ディファレンシャルギヤ、油圧ブレーキを用いて実装していた左右輪の制駆動力差も容易かつ高精度に実現することができる。これらの特性に着眼した、EV/HEV/FCEV ならではの車両運動制御の検討も行われつつある [17][18][26]。

しかし本当にEV/HEV/FCEVの電気モータは、車両運動制御用アクチュエータとして万能なのであろうか。Table.2.1に現在市販されている代表的なEV/HEVの電気モータの諸元を示す。それぞれの車両における電気モータの位置付けによって最大出力、最大トルクともかなりの幅があることがわかる。これらのモータの目的は駆動用、エネルギー

Table 2.1: 市販されているEV/HEV/FCEVにおける電気モータの諸元

車種(メーカー名)	最高出力 [Kw]	最大トルク [Nm]
Prius(Toyota)	33[Kw]	350[Nm]
Estima Hybrid(Toyota)	Front 13[Kw], Rear 18[Kw]	Front 110[Nm], Rear 108[Nm]
Insight(Honda)	10[Kw]	49[Nm]
Civic Hybrid(Honda)	10[Kw]	49[Nm]
March e-4WD(Nissan)	3.3[Kw]	10[Nm]
FCX(Honda)	60[Kw]	272[Nm]
FCHV(Toyota)	80[Kw]	260[Nm]
RAV4 L V EV(Toyota)	50[Kw]	190[Nm]
Hyper Mini(Nissan)	24[Kw]	130[Nm]

回生用(ただし、March e-4WD はエネルギー回生は行わない)である。当然それぞれの電気モータの性能は、これらの目的に必要なスペックは満たしている。しかし車両運動制御用アクチュエータとしては、万能ではない。例として、電気モータの制動用アクチュエータ(=ブレーキ)への適用を検討する。ブレーキは自動車の緊急停止させられる程度の性能が必要である。仮に減速度  $1[G]$  の急ブレーキをするためには、車体重量が  $1000[kg]$  の車両であれば4輪合計で  $9800[N]$  の制動力が必要である。タイヤ半径を  $0.26[m]$  とすると必要なトルクは、 $2548[Nm]$  となる。しかし、Table.2.1 中で最大トルクを出力することが可能な Prius でさえ、最大トルクは  $350[Nm]$  であり減速度  $1[G]$  の実現は不可能である。次に、 $\mu_{peak}=0.4$  というかなり滑べりやすい路面における電気モータによる ABS の実現を検討してみる。同じく車体重量を  $1000[kg]$  とすると、路面の限界制動力 ( $0.4[G]$ ) を実現するには4輪合計で  $1019[Nm]$ ( $3920[N]$ )、1輪あたり  $254[Nm]$ ( $980[N]$ ) という制動トルクが必要である。この値も、現状の EV/HEV/FCEV は満たせていない。電気モータの第一の目的は駆動源であることから、今後もこの傾向が変化する可能性は低いと思われる。

これより、電気モータ単独で前後方向車両運動制御を実現することは困難であることがわかる。特に制動制御用アクチュエータとして用いるためには、他のアクチュエータと組み合わせる必要がある。次章以降、電気モータと油圧ブレーキの協調制御による制動性能向上を検討する。



# 第3章 通常制動領域におけるブレーキ性能向上の検討

## -電気モータによる油圧ブレーキのノミナル化-

### 3.1 はじめに

本章では、通常制動領域領域 (タイヤの線形領域) における車両運動制御の可能性について言及する。通常制動領域とは Fig.3.1 に示すとおり、スリップ率と制駆動力が比例する領域のことである。すなわち制動においては、ブレーキ力に比例して減速度が増大する領域である。通常制動領域においては、運転者の意図と車両の挙動はほぼ一致する。よってこの領域を想定した車両の安全確保を目的とした制御の必要性はそれほど高くない。

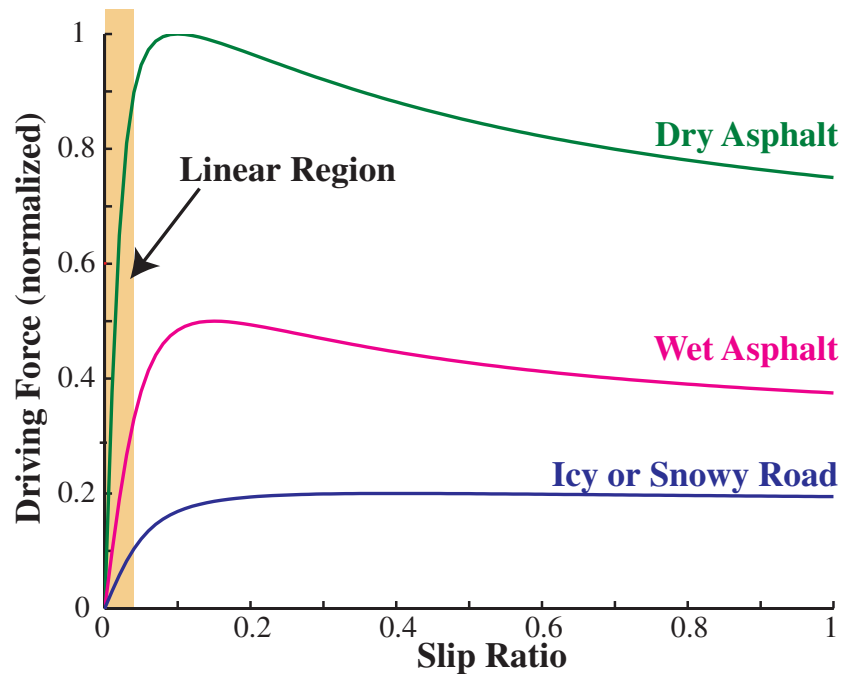


Fig 3.1:  $\mu - \lambda$  曲線

しかし油圧ブレーキ、内燃機関といったアクチュエータは非線形性を有しており、100%運転者の意図に沿って出力しているわけではない。アクチュエータが意図どおりの出力をしなかった場合は、運転者がアクチュエータに対する指令値をコントロールすることで、所望の挙動を実現している。すなわち、人間が一種の制御器として働いているのである。“自動車は人間が運転する”という前提のもとでは、これらのアクチュエータの非線形性は問題にならない。しかし“人間が自動車を運転するとは限らない”、すなわち自動運転によって自動車が運用されるとすると、この非線形性は問題となる。本章では通常制動領域における、アクチュエータの非線形性の保証の可能性について検討する。

## 3.2 電気モータによる油圧ブレーキのノミナル化

油圧ブレーキはブレーキペダルを入力装置として、油圧シリンダの圧力をコントロールしている。油圧シリンダの圧力は、多少の応答遅れこそあれコントロールすることができる [32][33]。しかし油圧シリンダ圧力と実際の制動力には大きな、非線形性が存在する [33]。つまり、タイヤの接地面において出力されている制動力がわからないということである。これは油圧ブレーキの致命的な欠点である。この非線形性は主に、実際にブレーキ力を出力するブレーキパッドにあると考えられている。考えられる理由を以下に挙げる。

1. ブレーキパッドの過熱
2. ブレーキパッドの摩耗

1. の“ブレーキパッドの過熱”とは、運転中の度重なるブレーキによってブレーキパッドが過熱してしまうことである。ブレーキパッドは過熱されることによって、その摩擦係数が減少するため制動力を発揮しにくくなる。過熱の度合いによっていわゆる“制動力のやささ”は変化する。よってブレーキパッドの特性は常に変化しているといっても過言ではない。2. の“ブレーキパッドの摩耗”は、1. と比較して少しずつブレーキパッドの特性が変化する要因である。“ブレーキパッドの過熱”を原因としたブレーキ性能の劣化はパッドの温度を下げてやることによって回復するが、“ブレーキパッドの摩耗”を原因とするブレーキ性能劣化からの回復には、パッドの交換が必要となる。この二つの要因により、ブレーキ性能は長期的・短期的いずれにおいても変化し続けている。ブレーキ性能の劣化のみならず、坂道における制動を行うことによってブレーキ力と車両挙動の関係は変化する。

これらの問題は、非日常的なものではない。日々発生している現象であるが、そのずれは、人間が補正しているため問題にはならない。しかし、自動運転を想定する際には無視できないということは、前節において述べたとおりである。

それに対して、電気モータはブレーキパッドのような非線形性を有したブロック介さない。よって、自身の出力トルクが正確に把握することが可能である。これにより駆動力オブザーバ [18] を構成することが可能となり、制駆動力を把握することが出来る。

油圧ブレーキと電気モータ(回生ブレーキ)を併用している EV/HEV/FCEV では、出力トルクの合計値がわからない。そのため駆動力オブザーバの構成は困難である。すなわち、制動力を直接コントロールすることは困難であると言える。しかし、制動時の車輪速度、減速度をコントロールすることで、間接的に制動力をコントロールすることは可能である。本章では通常制動領域における制御手法の一例として、トルク指令値に対する車両の減速度制御を提案する。本制御手法は、油圧ブレーキにおけるブレーキパッドの非線形

性を電気モータによって補償する制御系である。この制御手法により、油圧ブレーキのノミナル化が実現される。また減速度を制御しているため、坂道における減速傾向のばらつきも補償できる。

### 3.3 制御系の設計

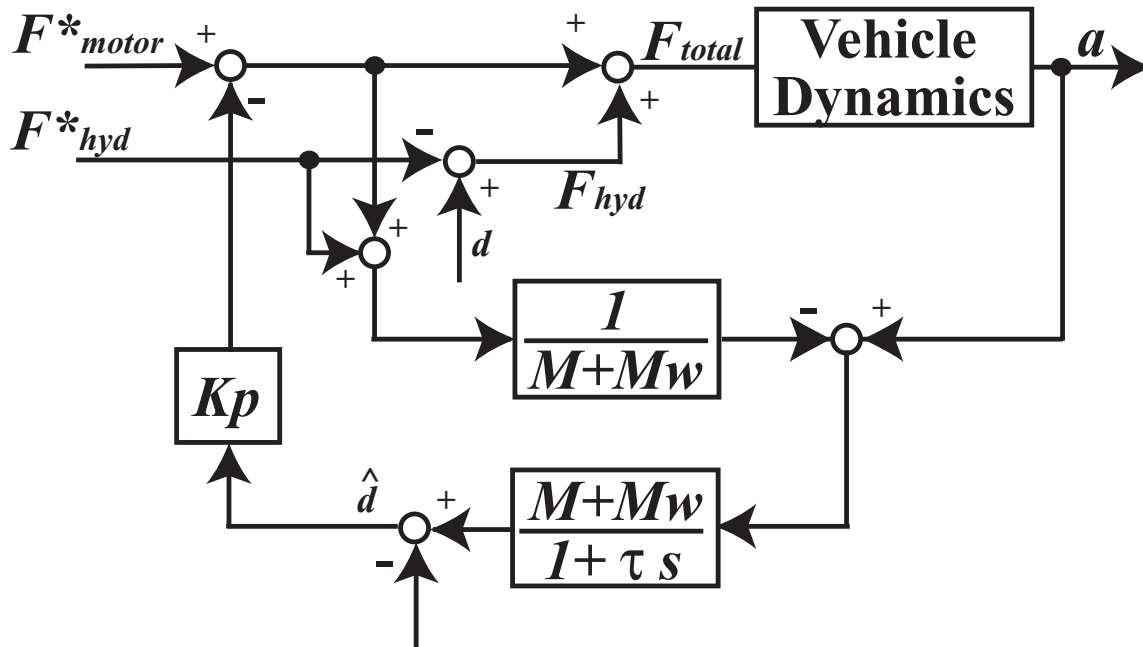


Fig 3.2: 油圧ブレーキのノミナル化を実現するブロック図

制御系を設計する際の基本的な考え方は、油圧系における出力トルクのずれによって生じる車両挙動の規範モデルからの逸脱とモデル化誤差を含めて電気モータで補償するということである。制御系のブロック線図を Fig.3.2 に示す。

規範モデルは入力トルクから、車体速度、車輪速度、加速度といった様々な伝達関数が考えられるがここでは (3.1) 式を用いる。

$$P_n(s) = \frac{\Delta a}{\Delta F_{total}} = \frac{1}{M + M_w} \quad (3.1)$$

ここで  $M$  は車体重量、 $M_w$  は車体慣性である。油圧系に生じる誤差  $d$  とモデル化誤差を推定しモータ側にフィードバックする。その際に、モデル化誤差を全てフィードバックする手法も考えられるがここでは乗り心地などを考慮し、空気抵抗や転がり抵抗の分を推定モデル化誤差から差し引く。これにより、全く別のフィーリングになることを防ぐ。



### 3.4 シミュレーション結果

前節で説明した制御系の有効性をシミュレーションにより確認した。Fig.3.3 にその結果を示す。指令値は  $F_{motor}^* = -300[N]$ ,  $F_{hyd}^* = -700[N]$  である。また、外乱として  $d = +50[N] + \alpha$  を与えた。これは、期待していたほど制動力がでていない状態である。Fig.3.3 より、油圧系の誤差を受けて電気モータ側が余分にトルクを負担していることがわかる。

Figs.3.4, 3.5 は与えた外乱による減速度の振れ具合である。Fig.3.4 における外乱は直流+ノイズである。発揮される制動力の大小に関わらず、減速度の乖離具合は小さくなっている。完全に外乱が抑圧されない理由としては、推定外乱から差し引いている直流分が実際のモデルと異なっているからであると考えられる。Fig.3.5 における外乱はサイン波+ノイズである。この場合も減速度のずれは小さくなっている。

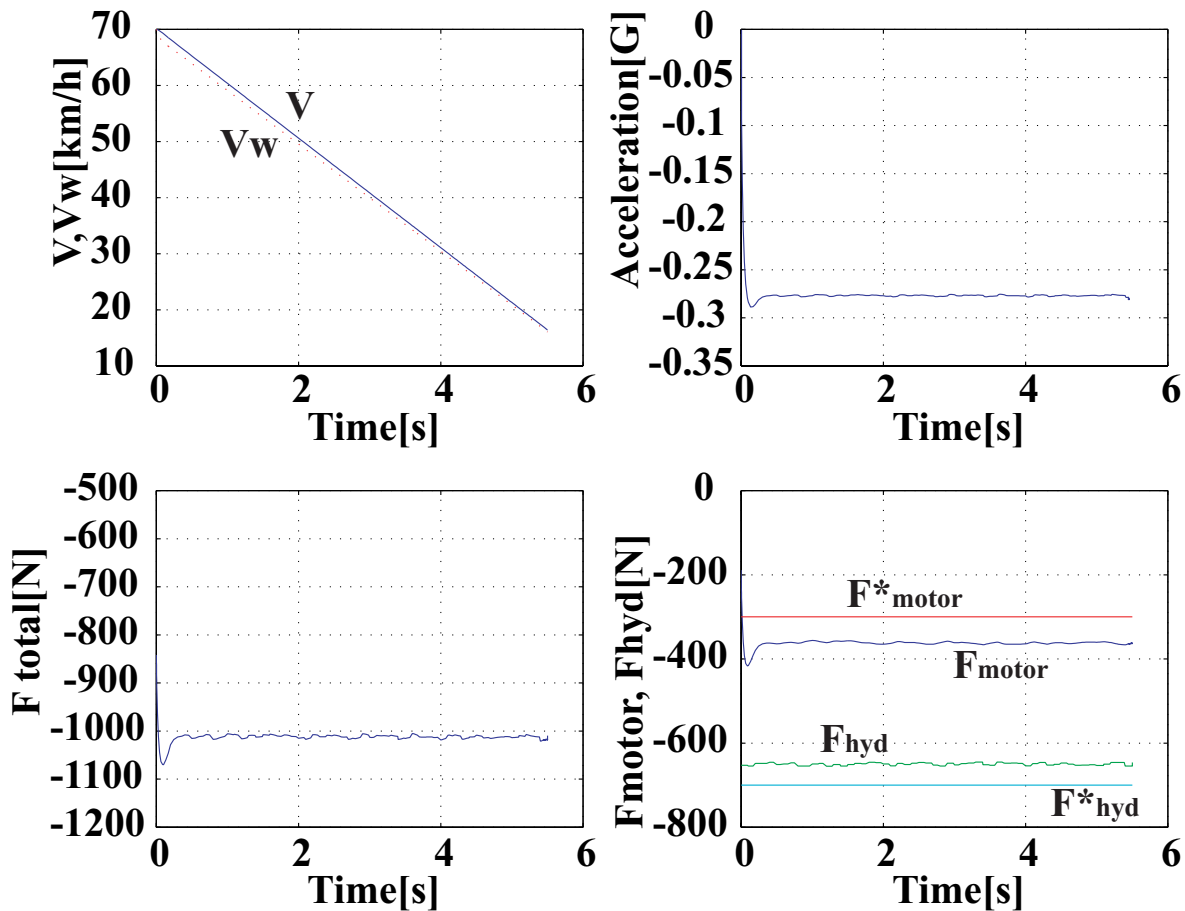


Fig 3.3: 油圧ブレーキのノミナル化による減速度応答の改善 (シミュレーション結果)

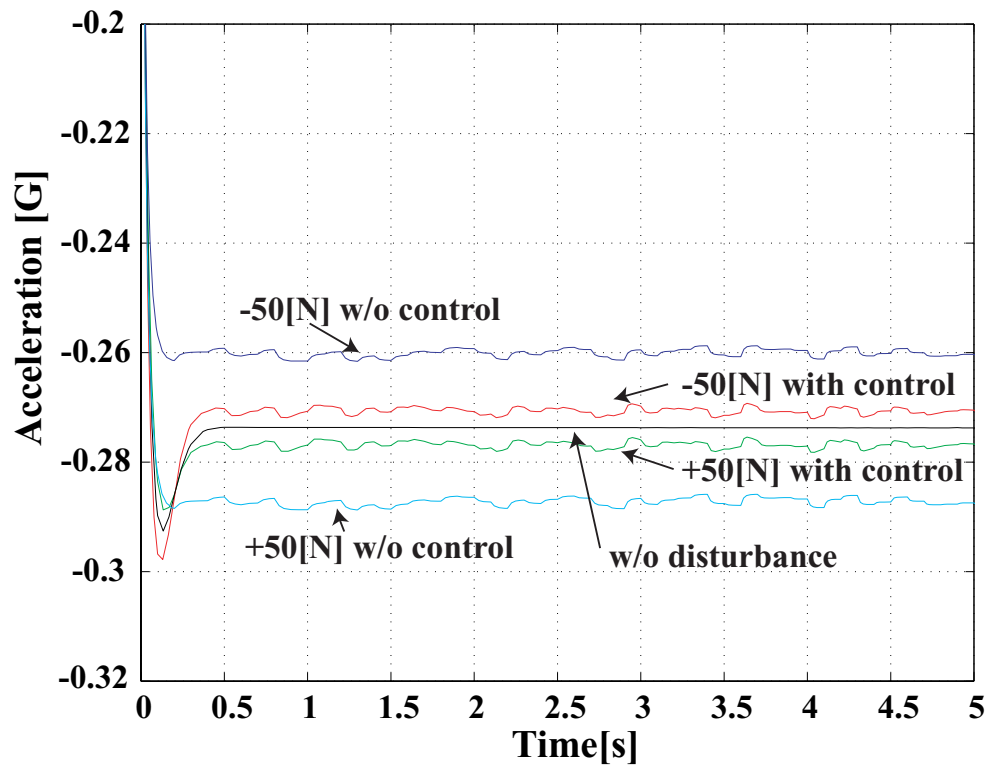


Fig 3.4: 直流ノイズに対する油圧ブレーキノミナル化の効果 (シミュレーション結果)

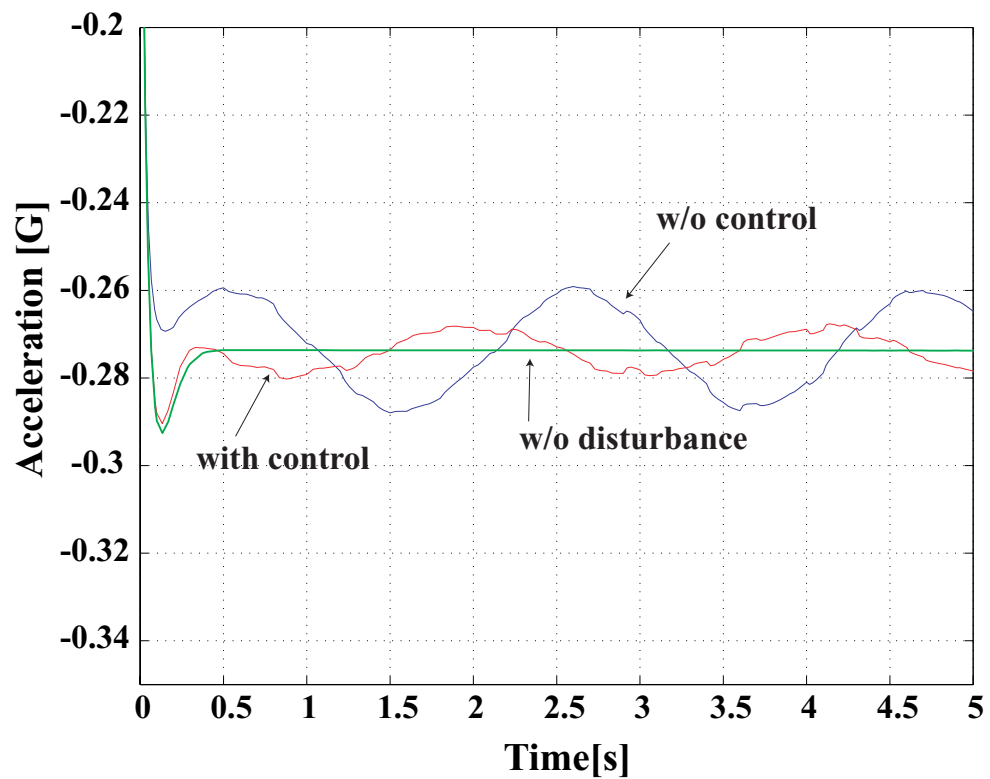


Fig 3.5: 交流ノイズに対する油圧ブレーキノミナル化の効果 (シミュレーション結果)

# 第4章 非常制動領域におけるブレーキ性能向上の検討

## -電気モータと油圧ブレーキの協調制御によるHybrid-ABS-

第3章では、通常制動領域における電気モータの制御の可能性として油圧ブレーキのノミナル化を提案した。第3章において提案したノミナル化手法は、タイヤが線形領域にあることを前提としている。すなわちタイヤが空転する心配はなく、車体は制動すればするほど減速する。しかし非常制動領域においてはこの理論は成り立たない。Fig.4.1に示すとおり、路面の摩擦係数はある値(路面の最大摩擦係数:路面状況によって異なる)を超えると減少する。よって所望通りの減速度が得られなかった場合に、電気モータで制動力を補完する第3章の手法は車両を不安定な状態に導いてしまう。そこで本章では、非常制動領域における車両運動制御を提案する。

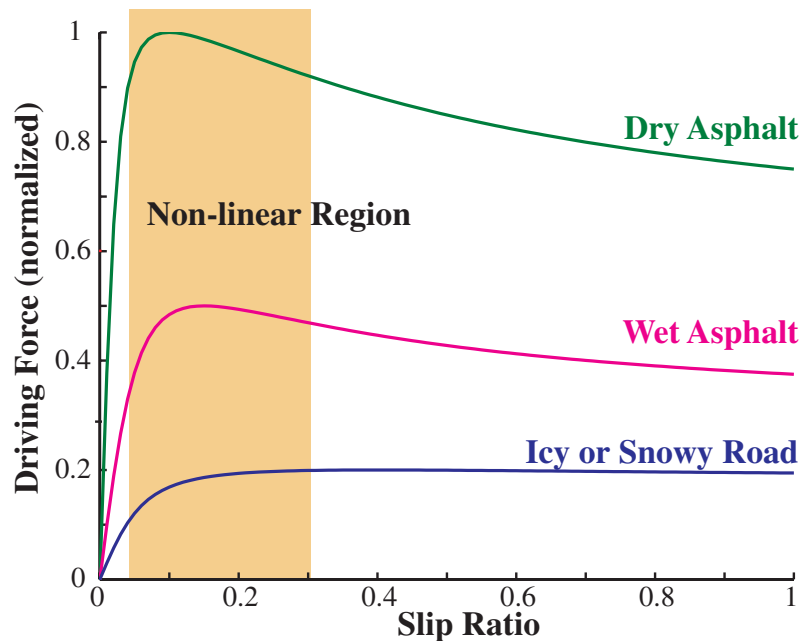


Fig 4.1:  $\mu - \lambda$  曲線

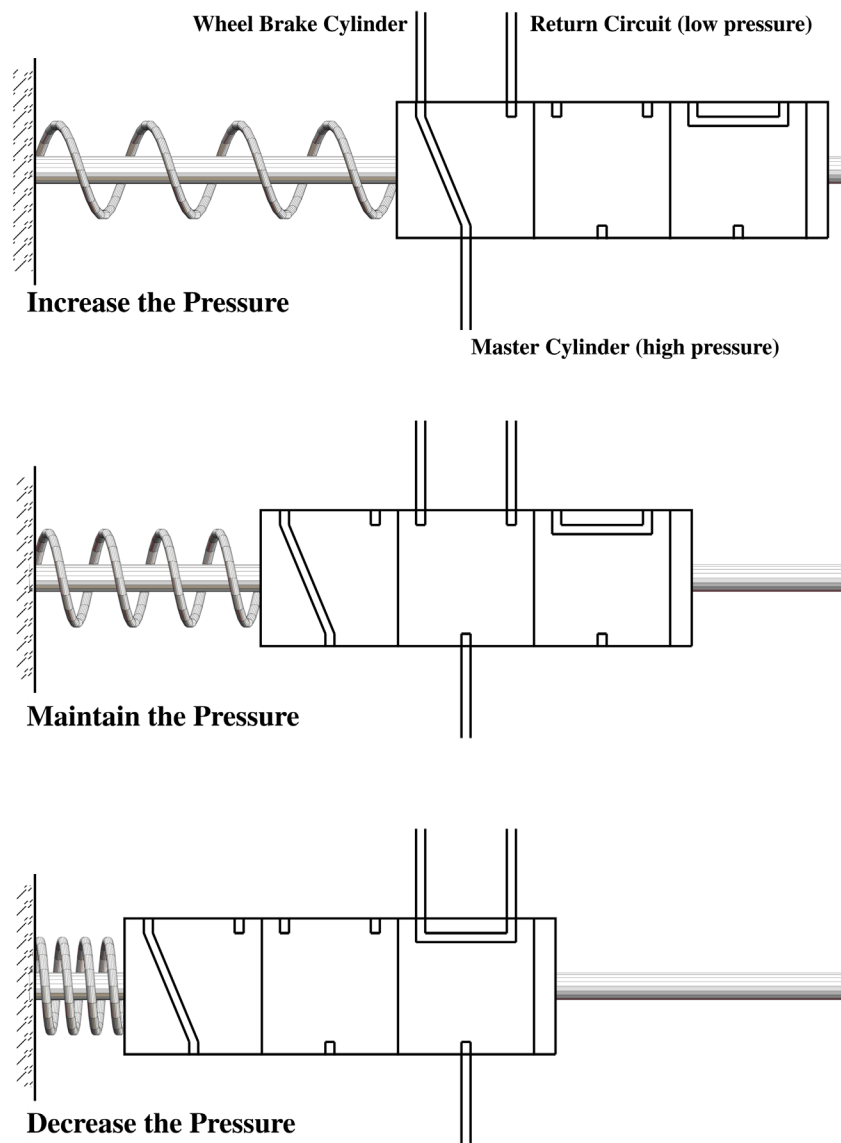


Fig 4.2: ソレノイドバルブによる油圧系統の切り替え

## 4.1 現行の ABS の問題点

現在市場に出回っている ABS は、その制動用アクチュエータとして油圧ブレーキを用いている。ABS では、車輪がロックしないように、また最適なブレーキ圧力となるようにホイールシリンダまたはブレーキキャリパの液圧を“増圧”、“圧力保持”、“減圧”している。この3系統の切り替えにはソレノイドバルブが用いられており、系統間の切り替えはソレノイドバルブへの通電の on/off によって行われている [32][33]。この動作により、車両の不安定状態からの脱出が実現されている。しかし、一般に油圧ブレーキのアクチュエータとして高応答性を有しているとは言いがたい。油圧ブレーキの欠点を以下に挙げる。

1. 最終的な制動力が把握できない
2. 制動方向にしか出力できない
3. 応答が遅い

#### 4. ブレーキペダルと直結している

油圧ブレーキでは、最終的な制動力はブレーキパッドを介して出力される。このブレーキパッドの伝達特性はパッドの温度、摩耗の度合いなどによって時々刻々変化している。油圧ブレーキでコントロールしているのは、油圧シリンダの圧力であり実際の制動力を直接コントロールすることは不可能である。

自明なことであるが、油圧ブレーキは制動方向にしか力を発揮できない。またその応答速度も遅い(最新鋭の油圧ブレーキでは 10[ms] 程度の応答を達成しているが電気モータとの比較では劣る)。よって連続的なフィードバック制御は困難であり、bang-bang 制御に頼らざるを得ない[32]。よって、ABS 作動時はアクチュエータより発生する振動・騒音が問題となる。これらの応答特性に関する弱点は、車体の滑べりはじめの挙動に影響する。駆動方向に駆動力を発揮できないため、空転検出後の空転からの脱出が遅れてしまう。この間に車体は滑走を続けてしまう。この傾向は特に低  $\mu$  路において顕著である。

油圧ブレーキのシリンダの圧力変化はマスタシリンダを通じて、ブレーキペダルのストローク変化となって運転者に伝わる。すなわち、ABS 作動中にはブレーキペダルにかなりの振動が伝達される。この振動は、運転者にスリップしやすい走行状態であることを伝える信号と捉え許容するべきであるという意見も一部にある。しかし、突然ブレーキペダルが運転者の意図に反して動き出すことは奇異に感じるという意見もあり結論はでていない。いずれにせよ、過度のブレーキペダルのストローク変化は避けるべきである。そのためには、制御的に油圧ブレーキの動作振幅、周波数を小さくする必要があるが、アクチュエータの制約上困難である。

## 4.2 Hybrid-ABS の概要

油圧ブレーキの欠点は前節において述べたとおりである。本章では、EV/HEV/FCEV の電気モータの ABS 用アクチュエータへの適用を検討する。ABS 用アクチュエータという観点から見た電気モータの特長は以下のとおりである。

1. 応答が速く、正確
2. 制動、駆動共に可能
3. ブレーキペダルと直結していない
4. 単体で十分なトルクは発揮できない

電気モータのトルク応答は、油圧ブレーキ・エンジンなどと比較して優れているのは前に述べたとおりである。その応答時間は数 [ms] である。応答の正確さという点においても、ブレーキパッドなどを介さないため実際の制駆動力を正確に把握することができる[41]。また電気モータは、ブレーキペダルやアクセルペダルと物理的につながっていないため、電気モータの動作は運転者に伝わらない。しかし、第2章で述べたとおり、EV/HEV/FCEV とともに電気モータ単体で十分な制動トルクを得ることは難しい。よって最も理想的な解である、“電気モータのみによる ABS” の実現は不可能である。

そこで本章では、出力容量の大きい油圧ブレーキと電気モータを併用することで制動力を確保する。本論では、油圧ブレーキと電気モータを組み合わせた ABS を Hybrid-ABS と

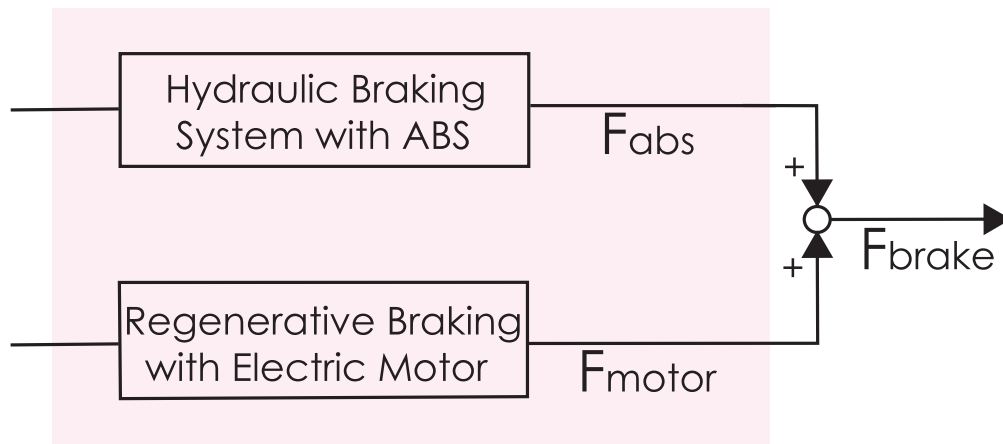


Fig 4.3: Hybrid-ABS の概念図

して提唱する。Fig.4.3 に提案する Hybrid-ABS の概念図を示す。 $F_{brake} = F_{abs} + F_{motor}$  の様に、油圧ブレーキと電気モータで制動力を分担する。小容量ながら応答が良い電気モータは  $F_{brake}$  の高周波成分を負担し、主に空転状態からの脱出・最適な制動トルクへの微調整を担当する。それに対して、大容量ながらその応答性に難がある油圧ブレーキは、 $F_{brake}$  の低周波成分を出力させることで、電気モータの制動トルク不足を補完させる。

このような分担にすることで、油圧ブレーキを無理に素早く動作させる必要はなくなる。よって、従来の油圧ブレーキによる ABS で問題となった振動・騒音の解決はもとより、制動性能の向上も可能である。また、素早く動作する電気モータは、運転者のブレーキペダル・アクセルペダルと物理的に直結していないため、油圧ブレーキによる ABS で問題となった“ペダルの奇異な動作”も解消される。

## 4.3 スリップ率 $\lambda$ に基づいた Hybrid-ABS

### 4.3.1 制動時におけるスリップ率制御器の設計

油圧アクチュエータと電気モータの協調制御系を設計するにあたり、スリップ率制御器を設計する。電気モータ単独によるスリップ率制御器の有効性は文献 [30] において実証されている。制動時の車両の運動方程式は、Fig.2.1 より (4.1)–(4.3) 式のように表される [20]。

$$\omega = \frac{1}{J_s}(T - rF_d) \quad (4.1)$$

$$V = \frac{1}{M_s}F_d \quad (4.2)$$

$$V_w = r\omega \quad (4.3)$$

制動時のタイヤと路面間の粘着特性はスリップ率  $\lambda$  を用いて表現する。スリップ率  $\lambda$  は、車体速度  $V$  と車輪速度  $V_w$  を用いて (4.4) 式で表される。

$$\lambda = \frac{V_w - V}{\max(V, V_w)} \quad (4.4)$$

タイヤと路面の摩擦係数  $\mu$  は、スリップ率  $\lambda$  を用いて Fig.2.2 に示す  $\mu - \lambda$  曲線で表される。摩擦係数  $\mu$  を (4.5) 式に代入することで制駆動力  $F_d$  が得られる。

$$F_d = \mu(\lambda)N \quad (N: \text{タイヤに働く垂直抗力}) \quad (4.5)$$

しかし (4.1)–(4.5) 式はタイヤの空転現象の数学的な理解の為に、非線形な方程式である点でやや複雑なものである。そこで、制動時における車両モデルを線形化することによって制御器の設計を助ける [34]。線形モデルはブレーキトルク  $F_{brake}$  からスリップ率  $\lambda$  までの伝達関数であり、駆動輪速度  $V_{w0}$  に比例する一次遅れの形と近似され (4.6)–(4.7) 式で表される。

$$\frac{d\lambda}{dF_{brake}} = \frac{1}{aN_e} \frac{1}{1 + \tau_r s} \quad (4.6)$$

ただし、

$$\begin{aligned} \tau_r &= \frac{M_w V_{w0}}{a(1 + \lambda_0)N_e}, \quad a = \frac{d\mu}{d\lambda} \\ \frac{1}{N_e} &= \frac{1}{N} \frac{1}{1 + (1 + \lambda_0)P_w}, \quad P_w = \frac{M_w}{M} \end{aligned} \quad (4.7)$$

(4.6) 式において求めた線形車両モデルに対して、スリップ率制御器を駆動輪速度  $V_{w0}$  に比例する可変ゲインの PI 制御器 ((4.8) 式) によって設計する [34]。

$$C(s) = K_P + \frac{K_I}{s} \quad (4.8)$$

スリップ率制御器の有効性は、文献 [30] において実証されている。この時、 $\lambda^*$  から  $\lambda$  までの伝達関数は、

$$\begin{aligned} \frac{\lambda}{\lambda^*} &= \frac{C(s)P(s)}{1 + C(s)P(s)} \\ &= \frac{\frac{K_P}{aN_e\tau_r}s + \frac{K_I}{aN_e\tau_r}}{s^2 + \left(\frac{K_P}{aN_e\tau_r} + \frac{1}{\tau_r}\right)s + \frac{K_I}{aN_e\tau_r}} \end{aligned} \quad (4.9)$$

となる。次節以降、このスリップ率制御器をベースに協調制御系を設計する。

### 4.3.2 PQ-method

EV/HEV/FCEV の電気モータは、その容量の制約により十分な制動トルクを発揮出来ない場合、出力飽和によりワインドアップ現象を生じる場合があるため単独でスリップ率制御器のアクチュエータとはなり得ない。そこで、2 段アクチュエータ型ハードディスクの位置決め制御を参考に、Hybrid-ABS を設計する。

2 段アクチュエータ型のハードディスクは、通常のボイスコイルモータを用いたアクチュエータと、その先端に取り付けられた圧電素子による微動アクチュエータによって磁気ヘッドが構成されている。これにより、高密度に記録された情報への高速アクセスが実現されている。

2 段アクチュエータ型のハードディスクの位置決め制御系として Fig.4.4 に示すような、Master-Slave Control, Parallel Control など様々な形式が提案されており、性能向上に寄与していることが実験によって検証・報告されている [36][37][38][39]。本節では、油圧ブレーキと電気モータの相互干渉性を考慮すべく PQ-method[39] を用いて Hybrid-ABS を設計する。



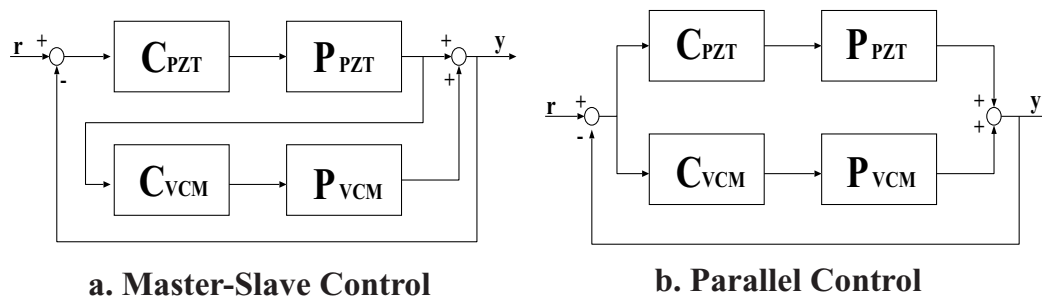


Fig 4.4: HDD における 2 段アクチュエータシステムの制御ブロック図

## 制御器の設計

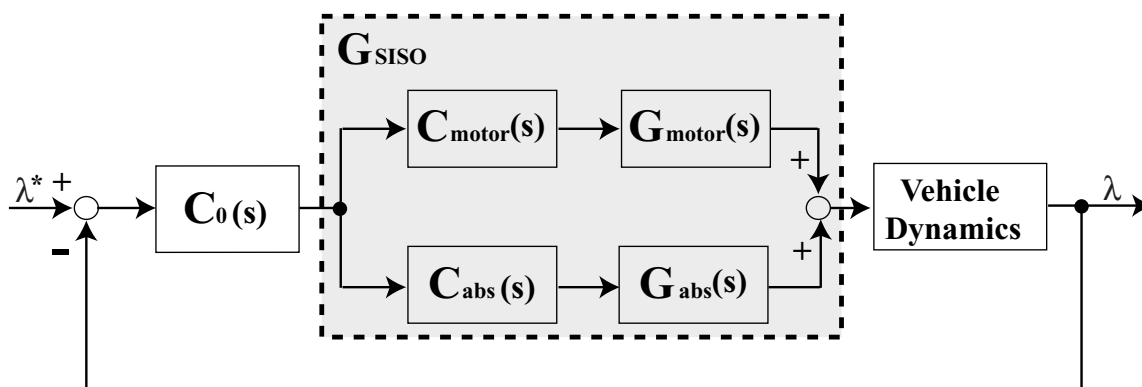


Fig 4.5: PQ-method のブロック図

PQ-method とは Parallel Control 型の制御系を設計する際に、2 種類のアクチュエータの相互干渉性を考慮しつつ、それぞれのアクチュエータの制御器を決定する手法である。Fig.4.5 に協調制御系の概念図を示す。ここで  $G_{motor}$ ,  $G_{abs}$  は、それぞれ電気モータと油圧ブレーキの動特性であり制御系設計の際には一次遅れ近似する。また、 $C_{motor}$ ,  $C_{abs}$  は各々のコントローラである。Fig.4.5 中の  $G_{SISO}$  は、(4.10) 式で表される。

$$G_{SISO} = C_{motor}G_{motor} + C_{abs}G_{abs} \quad (4.10)$$

ここで  $G_{SISO}$  中で、(4.11) 式のように  $P, Q$  を定義する。

$$P = \frac{G_{abs}}{G_{motor}}, \quad Q = \frac{C_{abs}}{C_{motor}} \quad (4.11)$$

ここでは電気モータが高周波数成分を負担し、油圧ブレーキが低周波数成分を負担するこ



とが目的であるため、 $P, Q$  の特性を (4.12)–(4.14) 式 の様にする必要がある。

$$|PQ| \ll 1 \quad (4.12)$$

(高周波数帯 : 電気モータが主として動作)

$$= 1 \quad (4.13)$$

(中間周波数帯 : それぞれが同程度動作)

$$\gg 1 \quad (4.14)$$

(低周波数帯 : 油圧ブレーキが主として動作)

$P$  はプラントのみに依存するため、

$$P = \frac{G_{abs}}{G_{motor}} = \frac{\frac{1}{1+\tau_{abs}s}}{\frac{1}{1+\tau_{motor}s}} \quad (4.15)$$

となる。これに対して、 $Q$  を式 (4.12)–(4.14) を満たすように設計する。また  $Q$  を設計する際に  $|PQ| = 1$ 、すなわち 2 種類のアクチュエータのゲインが等しくなる周波数帯において、2 種類のアクチュエータの位相が甚だしく異なる状況は避けるべきである。この状況下において、2 種類のアクチュエータは有害な干渉をする。これを防ぐために、 $PQ$  の位相余裕を  $60^\circ$  以上確保する。ここでは  $Q$  として比例制御と位相遅れ補償を採用する。

$$Q = K_P \frac{1+Ts}{1+\alpha Ts} \quad (4.16)$$

この  $Q$  に対して  $C_{motor}, C_{abs}$  を式 (4.17) のとおりに分割する。

$$C_{motor}(s) = 1, \quad C_{abs}(s) = K_P \frac{1+Ts}{1+\alpha Ts} \quad (4.17)$$

設計した協調制御系のボーデ線図を Fig.4.6 に示す。motor,hydraulic,hydraulic+motor はそれぞれのアクチュエータのコントローラとプラントのボーデ線図である。PQ-method により設計した  $G_{SISO}$  の外側のコントローラは、前節で導出した車輪速度  $V_w$  に比例する可変ゲインを有するスリップ率制御器(4.8)を用いる。

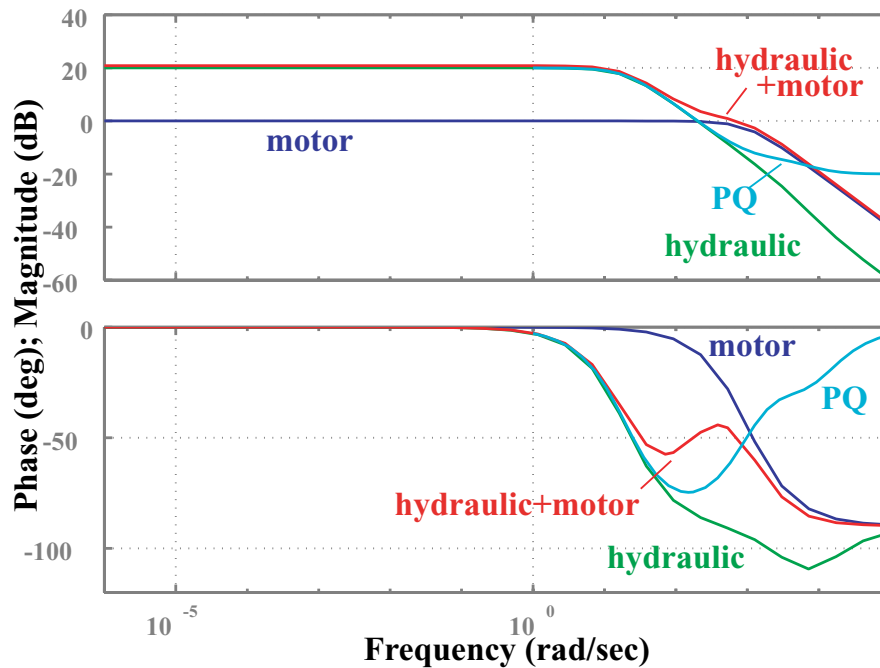


Fig 4.6: 油圧ブレーキと電気モータのボーデ線図

### シミュレーション結果

PQ-method を用いて設計した ABS 協調制御系の有効性の検討を、シミュレーションにより行った。ただし、シミュレーション開始後 3 秒間経過した時点において、路面状態  $\mu_{peak}$  を 0.5 → 0.2 と変化させた。その結果を図 4.7 に示す。スリップ率  $\lambda$  の目標値追従性は良好である。2 種類のアクチュエータ間における有害な干渉も見られない。また、路面状態の変化後も不安定状態に陥ることなく動作している。

### 4.3.3 フィルタによる周波数分離 (Filter-method)

前節では、PQ-method を用いることで油圧アクチュエータと電気モータのゲインが等しい中間周波数帯における相互干渉を第一に考慮した、協調制御系を提案した。しかし、中間周波数帯における相互干渉性を考慮したために制御系の他の部分に無理が生じている可能性がある。また協調制御系の設計がやや複雑であるため、姿勢制御系等の上位の設計を行う際に困難が伴うことが考えられる。

そこで本節において、2 種類のアクチュエータの作動周波数帯の分離に特化した協調制御系を検討し、更に簡単な協調制御系の設計法を提案する。

### 制御器の設計

本提案手法では、まず 2 種類のアクチュエータの伝達特性を、

$$G_{motor}(s) \cong 1, \quad G_{abs}(s) \cong \frac{1}{1 + \tau_{abs}s} \quad (4.18)$$

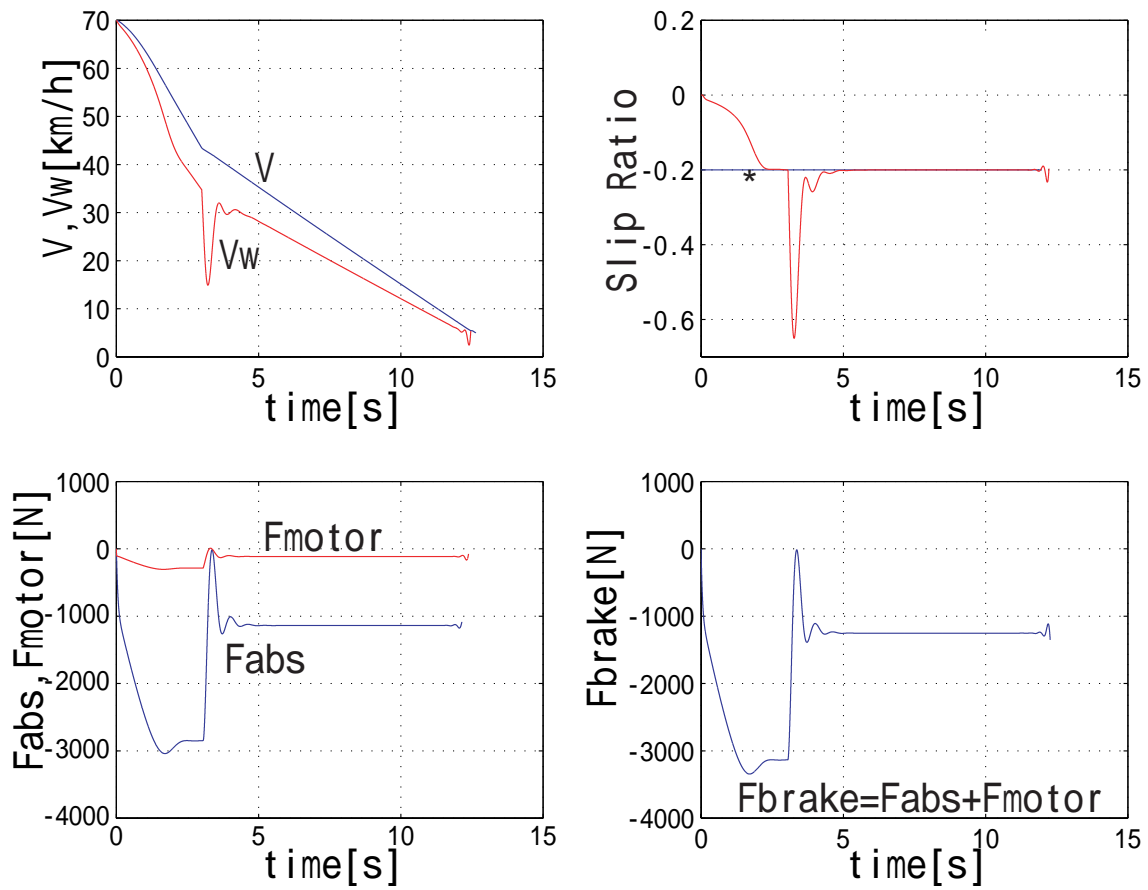


Fig 4.7: PQ-method を適用した制動シミュレーションの結果

と仮定する。その上で図 4.5 における  $G_{SISO}$  を

$$G_{SISO} = C_{motor}G_{motor} + C_{abs}G_{motor} = 1 \quad (4.19)$$

となるように設計する。これにより、 $C_{motor}, C_{abs}$  でそれぞれのアクチュエータの作動周波数帯を分離し  $C_0$  で、スリップ率制御を行うという役割分担を明確にする。また作動周波数帯の分離以外にも、エネルギー回生の問題がある。ここでは低周波数帯でのゲインを調整することで、モータの回生効率を 10% とした。この方式では、回生効率の設定が容易である。それぞれのコントローラは、(4.20), (4.21) 式の通りである。

$$C_{motor}(s) = \frac{\tau s + gain}{\tau s + 1} \quad (4.20)$$

$$C_{abs}(s) = \frac{1 - gain}{\tau s + 1} (1 + \tau_{abs}s) \quad (4.21)$$

また、 $G_{SISO} = 1$  であるため、 $C_0$  は制動時の車両の線形化モデル式 (4.6) に対して設計すればよい。そこで  $C_0(s)$  は、駆動輪速度  $V_w$  に比例する可変ゲインの PI 制御器を用いる。

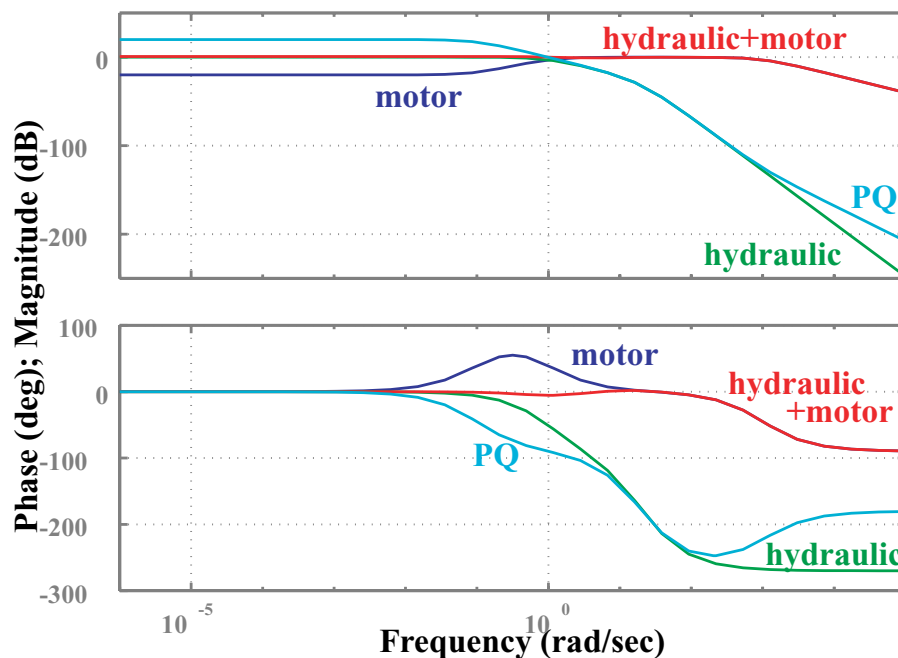


Fig 4.8: 回生効率を 10% とした場合のボーデ線図

### シミュレーション結果

フィルタを用いた協調制御系の有効性の検討を、シミュレーションにより行った。シミュレーション条件は PQ-method の場合と同様である。その結果を Fig.4.9 に示す。

PQ-method を用いた制御系のシミュレーション結果、図 4.7 と比較して、電気モータが微動アクチュエータとして動作し、油圧アクチュエータが粗動アクチュエータとしてゆっくりと大きな出力をするという役割分担が明確である。路面状態の変化後は電気モータが

正方向へトルクを出力し、空転状態からの素早い脱出を実現している。正方向へトルクを出力することは、油圧アクチュエータには不可能である。また、油圧アクチュエータの動作指令の低速化が実現されているため、指令通りに実際の油圧アクチュエータに動作させることが容易である。

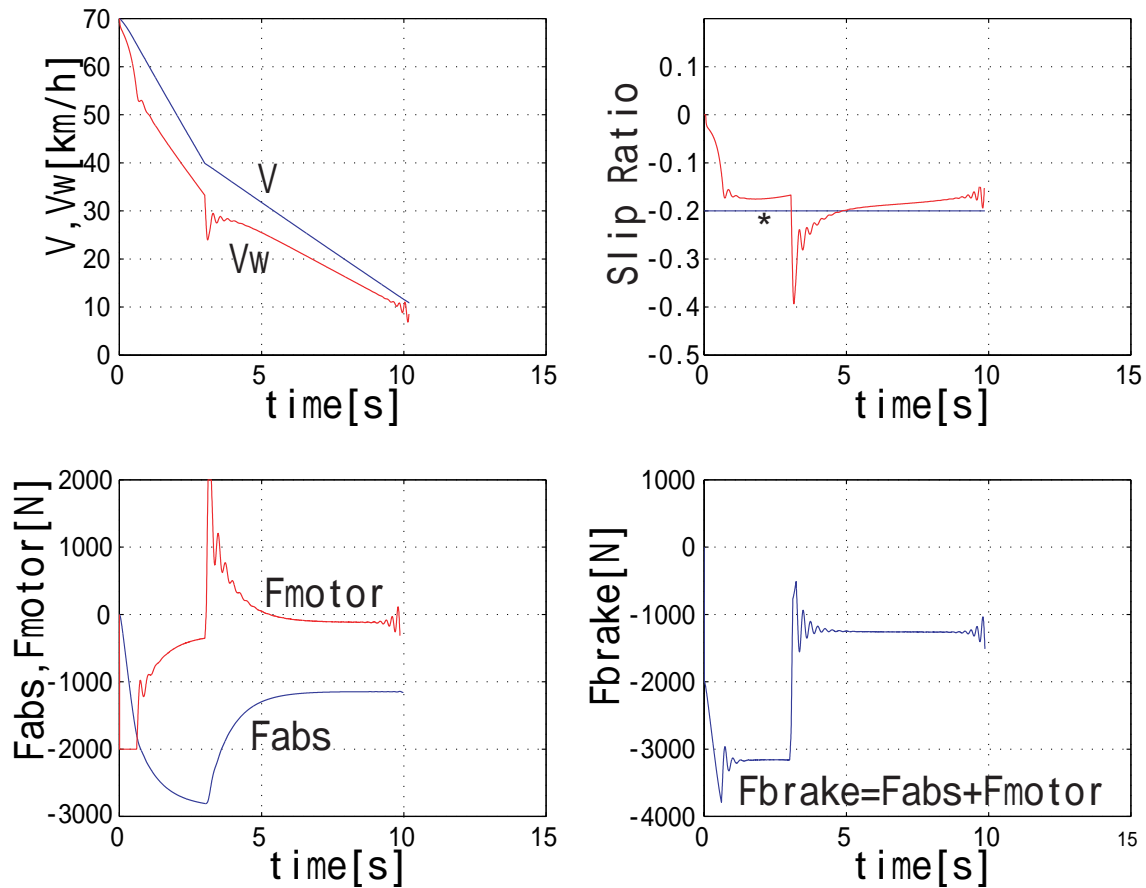


Fig 4.9: Filter-method を適用した制動シミュレーション結果

## 4.3.4 車輪速の変動に基づいた Hybrid-ABS

前節までで紹介した制御手法は全てスリップ率  $\lambda$  に基づいた制御である。しかし、スリップ率を用いた制御を行うには車体速度を正確かつ瞬時に把握する必要がある。特にタイヤの限界領域では車体速度の把握は困難であるため、本節では車体速度を用いない Hybrid-ABS を提案する。

制御系の設計

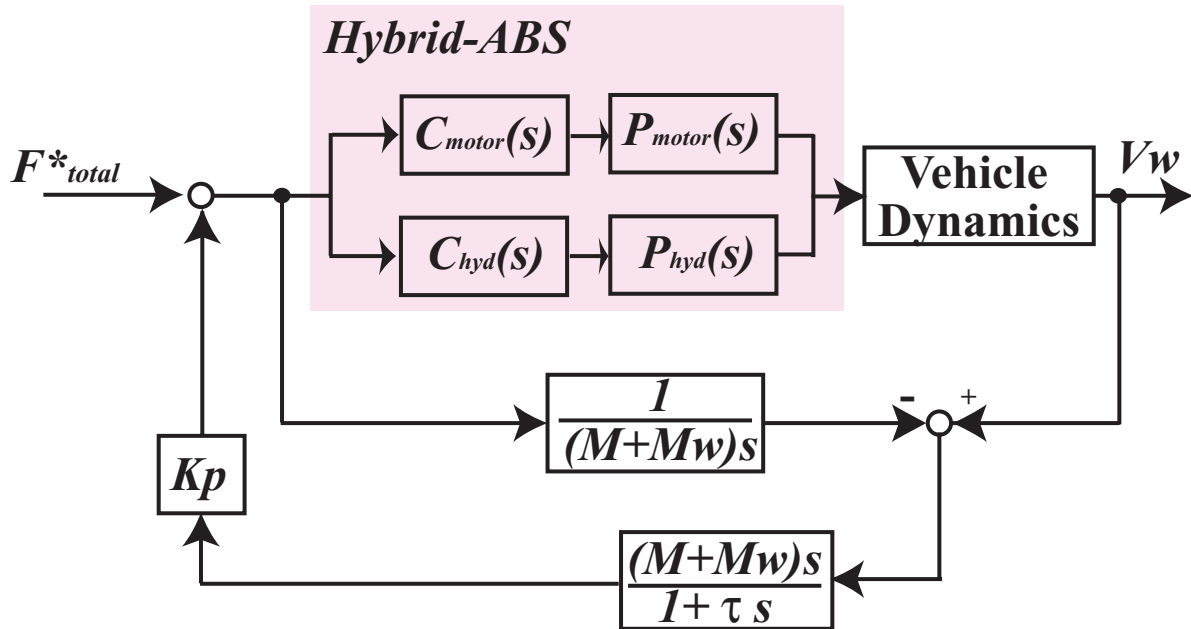


Fig 4.10: MFC を用いた Hybrid-ABS のブロック線図

制動時における車体のダイナミクスは (4.22)–(4.24) 式のように近似することが出来る。

$$P(s) = \frac{1}{(M_w + M(1 + \lambda_0))s} \frac{\tau_w s + 1}{\tau_a s + 1} \quad (4.22)$$

$$\tau_a = \frac{M_w V_{w0}}{aN} \frac{M}{M(1 + \lambda_0) + M_w} \quad (4.23)$$

$$\tau_w = \frac{\tau_w s + 1}{\tau_a s + 1} \quad (4.24)$$

空転時を  $\lambda = -1$ 、粘着時を  $\lambda = 0$  とすると車体のダイナミクスは (4.25), (4.26) 式となる。

$$P_{adh} = \frac{1}{(M + M_w)s} \quad (4.25)$$

$$P_{skid} = \frac{1}{M_w s} \quad (4.26)$$

この性質を用いた制御は Model Following Control(MFC) と呼ばれ、Pure EV の駆動時における空転防止制御手法として考案されている [18]。この制御手法を Hybrid-ABS に応用する際には、油圧系統の遅れなどを考慮して制御系全体が不安定状態に陥らないようにす



る必要がある。しかしながら前節で紹介したフィルタを用いた協調制御系を適用することで、2種類のアクチュエータで制動トルクを分担する部分が  $C_{motor}P_{motor} + C_{hyd}P_{hyd} \cong 1$  とすることが出来るためその心配をする必要がない。Fig.4.10 に提案手法のブロック図を示す。

### シミュレーション結果

車輪速度に基づく Hybrid-ABS の有効性の検討をシミュレーションにより行った。シミュレーションは、路面状態  $\mu_{peak} = 0.4$  において初速度  $65[km/h]$  からの急制動を想定している。Fig.4.11 は制御なしの場合の結果である。車輪速度の低下が著しく  $2.3[s]$  で車輪がロックしている。Fig.4.12 に制御を行った場合の結果を示す。この際の制動力は一輪あたり  $1200[N]$  であった。路面の限界が  $1274[N]$  であることからかなり効果的な制動が実現できたと言える。Fig.4.13 は、制御パラメータ  $K_p$  を変化させた際の、車体の減速度の変化である。

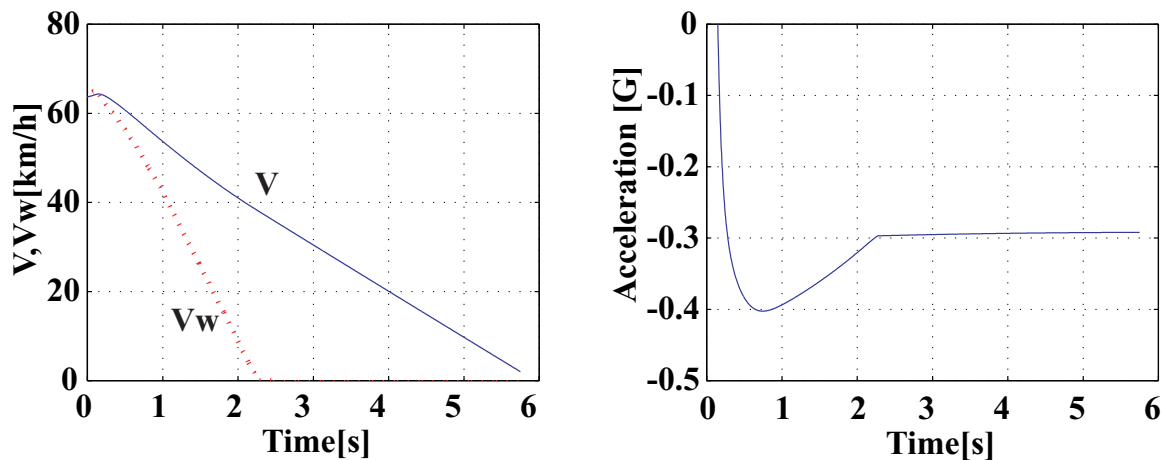
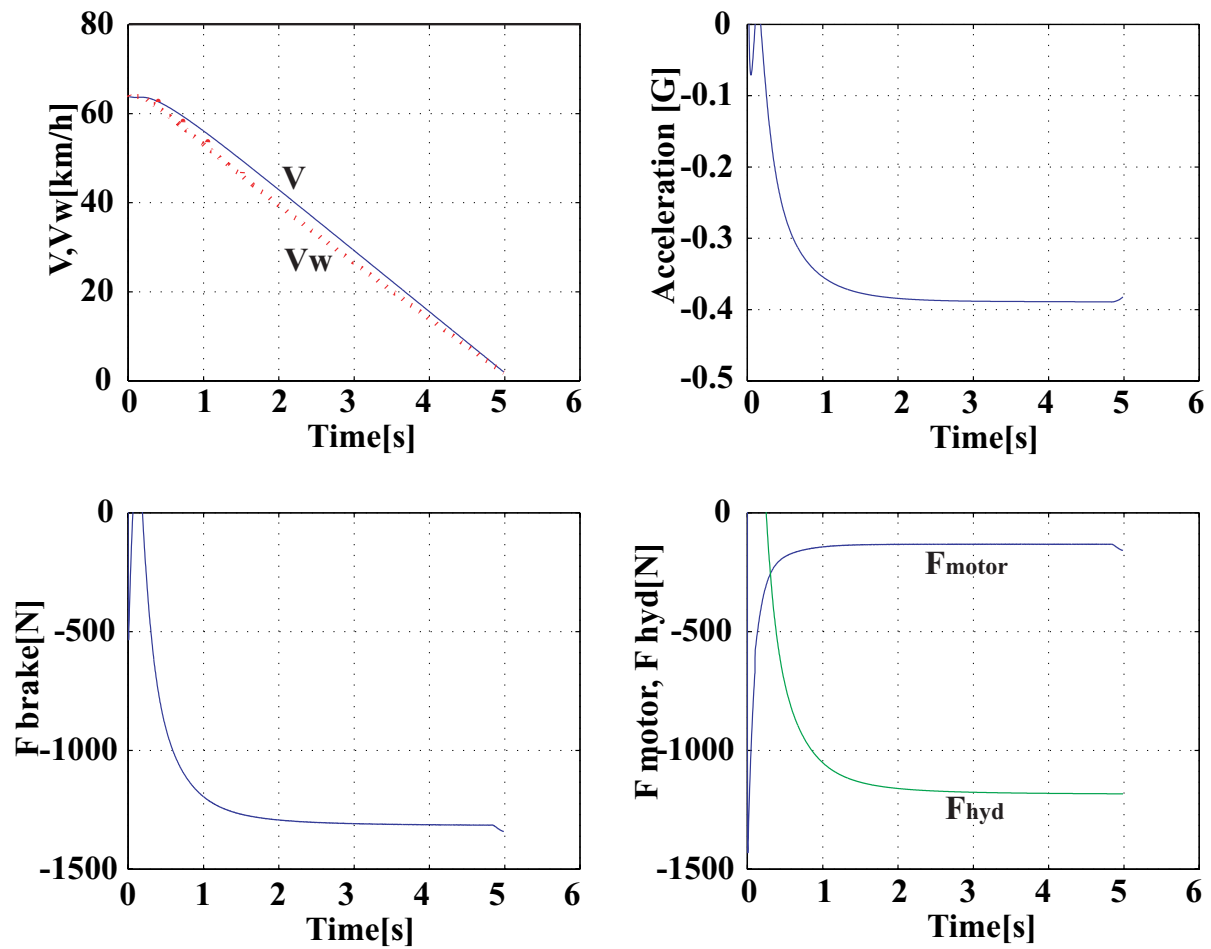
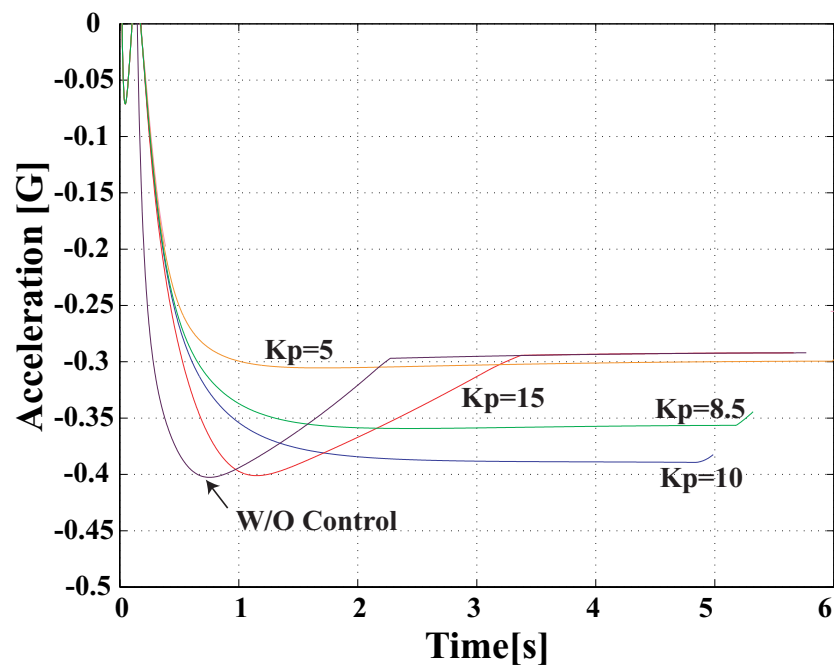


Fig 4.11: 制動シミュレーション結果 (制御なし)

Fig 4.12: MFC-Hybrid-ABS( $K_p=10$ ) の制動シミュレーション結果Fig 4.13:  $K_p$  を変化した場合の減速度の比較

## 4.4 Hybrid-ABS の実験的検証

## 4.4.1 実験の概要



Fig 4.14: 制動試験中の実験車両“東大三月号 II”

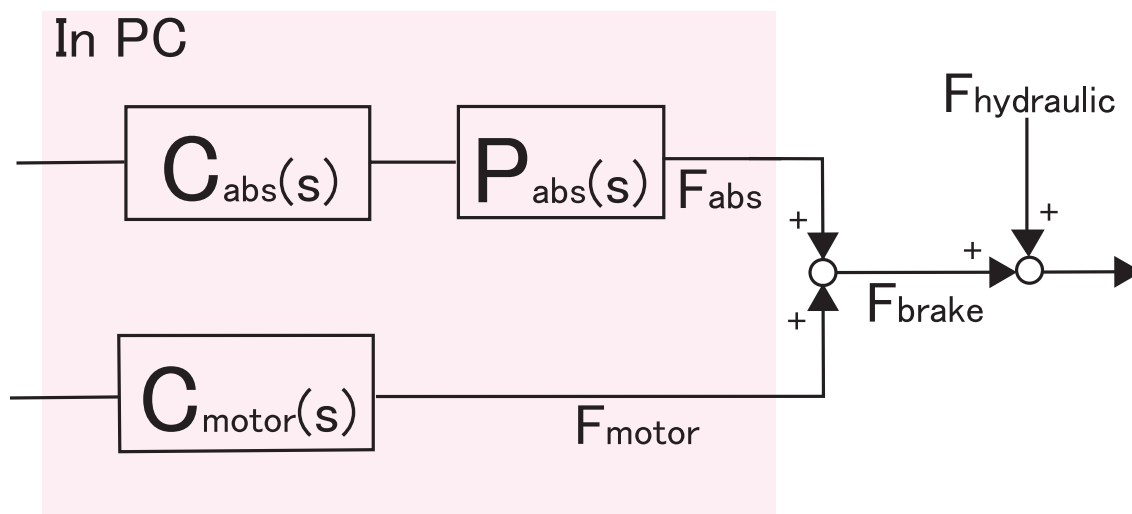


Fig 4.15: 実験概要

本章で紹介した Hybrid-ABS の基礎検証試験を Fig.4.14 に示す東大三月号 II を用いて行った。東大三月号 II の紹介は、付録に譲る。実験に用いた制御則は、4.3.3 で提案した Filter-method である。

しかし実験機の制約上、油圧ブレーキをコントロールすることは出来ない。そこで、Fig.4.15 に示す様に油圧ブレーキの動特性を仮想的に計算機で模擬した。その際の油圧ブレーキの動特性は、一次遅れ (50ms)+ 無駄時間 (20ms) である。また、搭載しているイン

ホイールモータ単体ではスリップ状態に至らないため、直流分として本物の油圧ブレーキを併用した。実験の条件は以下の通りである。

- 初速度  $60[km/h]$
- 低  $\mu$  路上で急制動を行う
- スリップ率制御に用いる車体速度は Fig.4.14 に示す第 5 輪を使用
- 路面の  $\mu_{peak}$  値は 0.4 程度

#### 4.4.2 実験結果

フィルタを用いた Hybrid-ABS の実験結果を Figs.4.16-4.19 に示す。Fig.4.16 は、制御なしの場合の実験結果である。制動を開始してまもなく車輪はロック状態に陥り操舵不能となっている。Fig.4.17 は参考の為にテストドライバーが最短距離で停止する様に運転した結果である。しかしながら、このような制動を行うことは素人には困難である。Figs.4.18, 4.19 にフィルタを用いた Hybrid-ABS の実験結果を示す。電気モータが高周波数成分を負担し、油圧ブレーキ(模擬)が低周波数成分を負担するという役割分担とそれぞれの干渉が悪影響を与えていないことは確認できた。Fig.4.18 は、Figs.4.16, 4.17 と同条件下において行った実験である。制動距離は、Fig.4.16=34.4[m], Fig.4.17=31.3[m], Fig.4.18=31.5[m]であった。Fig.4.17 の様な制動は一般ドライバーには困難であるため、Hybrid-ABS は有効性はある程度示された。

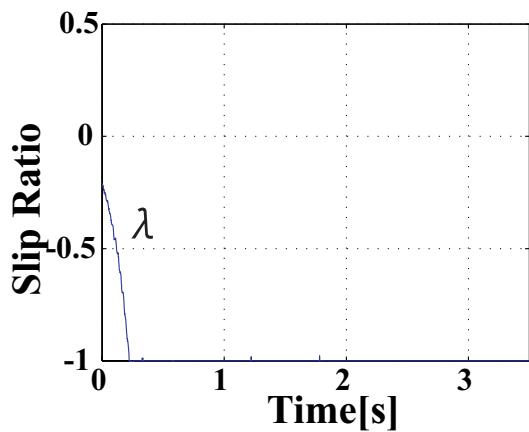
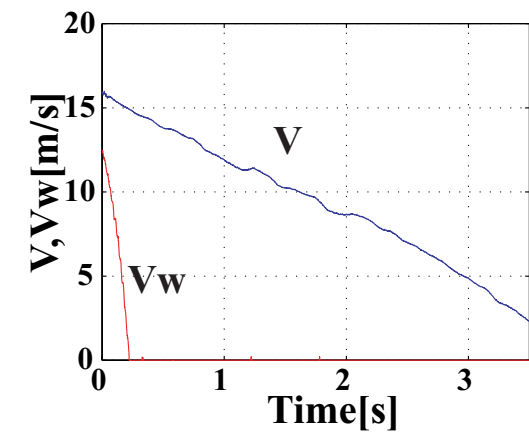


Fig 4.16: 車輪がロックした場合の実験結果 (制動距離 34.4[m])

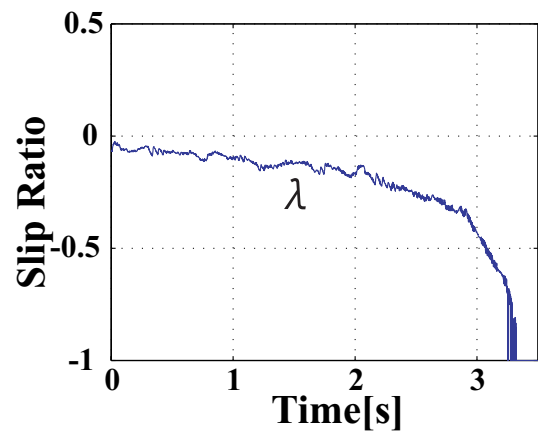
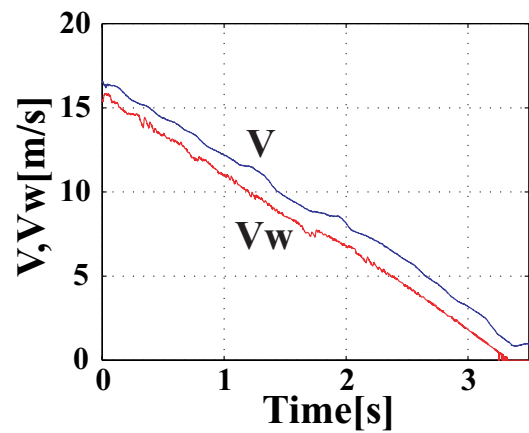


Fig 4.17: テストドライバーによる最適制動 (制動距離 31.3[m])

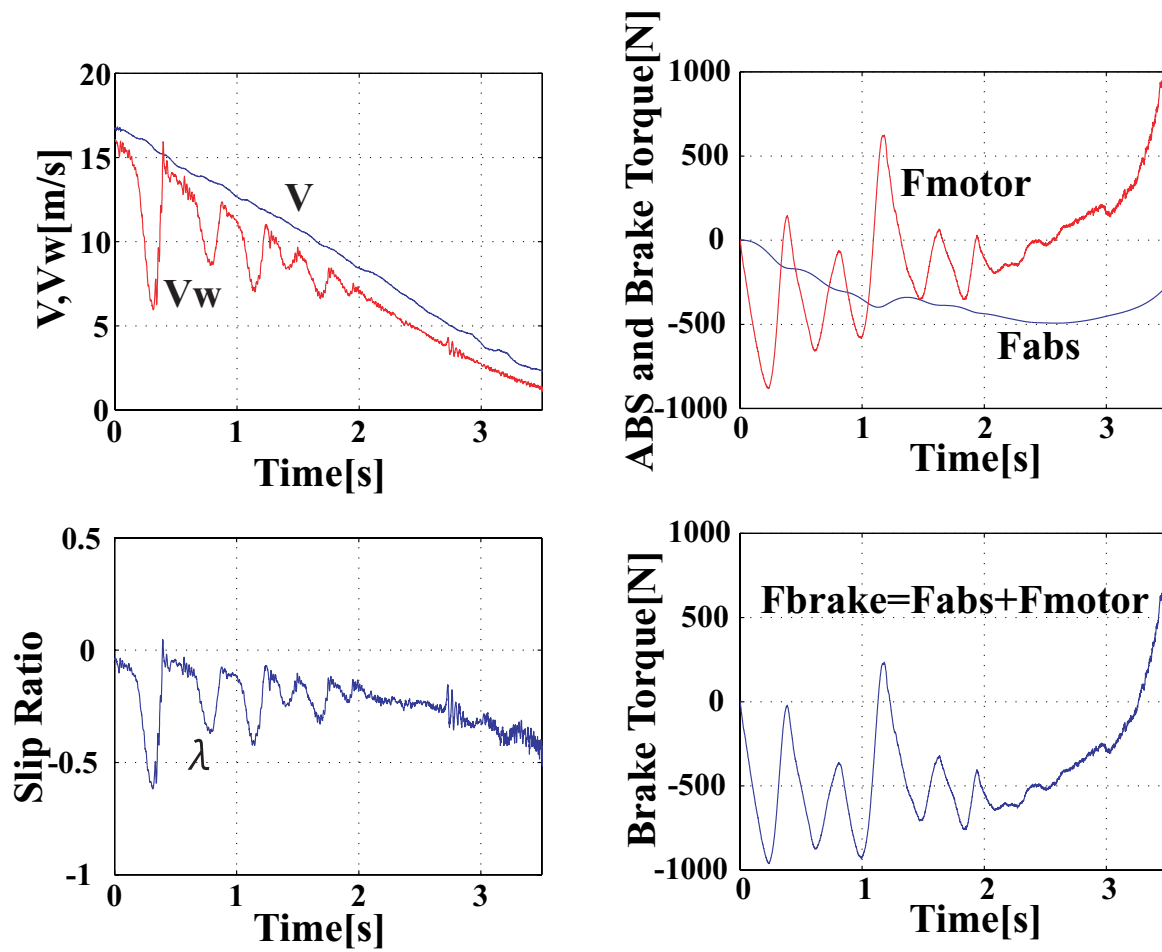


Fig 4.18: Hybrid-ABS を適用した実験結果 (制動距離 31.5[m])



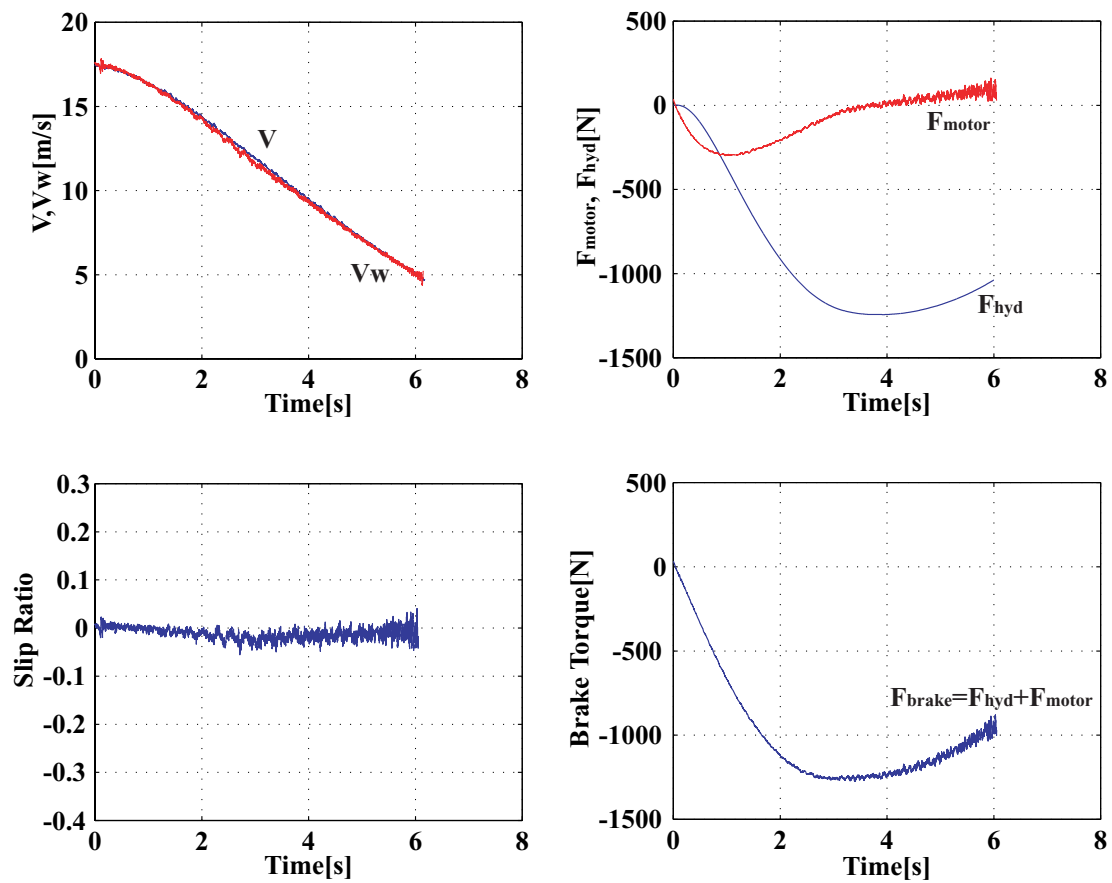


Fig 4.19: Hybrid-ABS を適用した実験結果 2(制動距離不明)

# 第5章 電気自動車におけるモータの機械的振動とその抑制

## 5.1 はじめに

第3章、第4章において電気モータの高応答性を活かした車両運動制御の提案を行った。しかしながら、電気モータの高応答性を活かした強いフィードバック制御を行うことで、新たな機械系の共振問題が表面化した。この問題は、我々の実験車両“東大三月号II”固有の問題であるとして、片付けることも可能である。しかし、“電気制御によって走る自動車”を実現する際には程度の差はあるにせよ無視することのできない問題であると考えられる。またこのような視点からの研究もいくつか発表されている [44][45]。本論では機械系の共振を自動車の制御に関する普遍的な問題としてとらえ、車両運動制御のマイナーloopとして機能する振動抑制制御を提案する。

## 5.2 東大三月号IIにおける機械的振動の解析



Fig 5.1: 東大三月号IIを浮上させた状態での速度制御実験風景

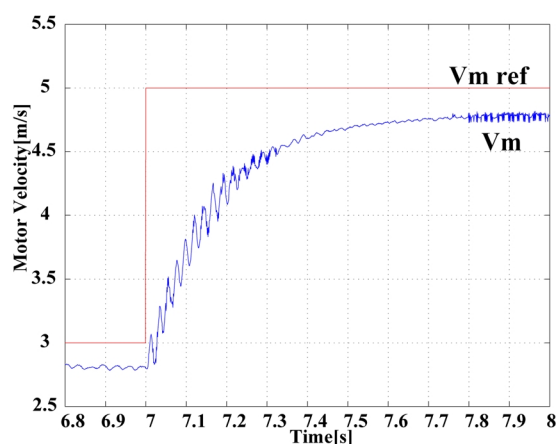


Fig 5.2: 浮上させた状態における速度制御実験の結果

Fig.5.2 に東大三月号II を用いて行った速度制御の結果を示す。実験は車両を浮上させた状態で行った。その様子を Fig.5.1 に示す。浮上させた状態では、路面から受ける外乱の影響がないため、比較的高精度な制御が行える筈である。Fig.5.2 のモータ速度制御のコントローラはP制御器を用いた。制御器のゲインは、 $K_P = 250$  である。モータ速度が完全に追従しないのは、モータの摩擦の影響であると思われる。このような比較的安定な状況においても、モータ速度は微小な振動をしている。この振動は、時間の経過とともに消

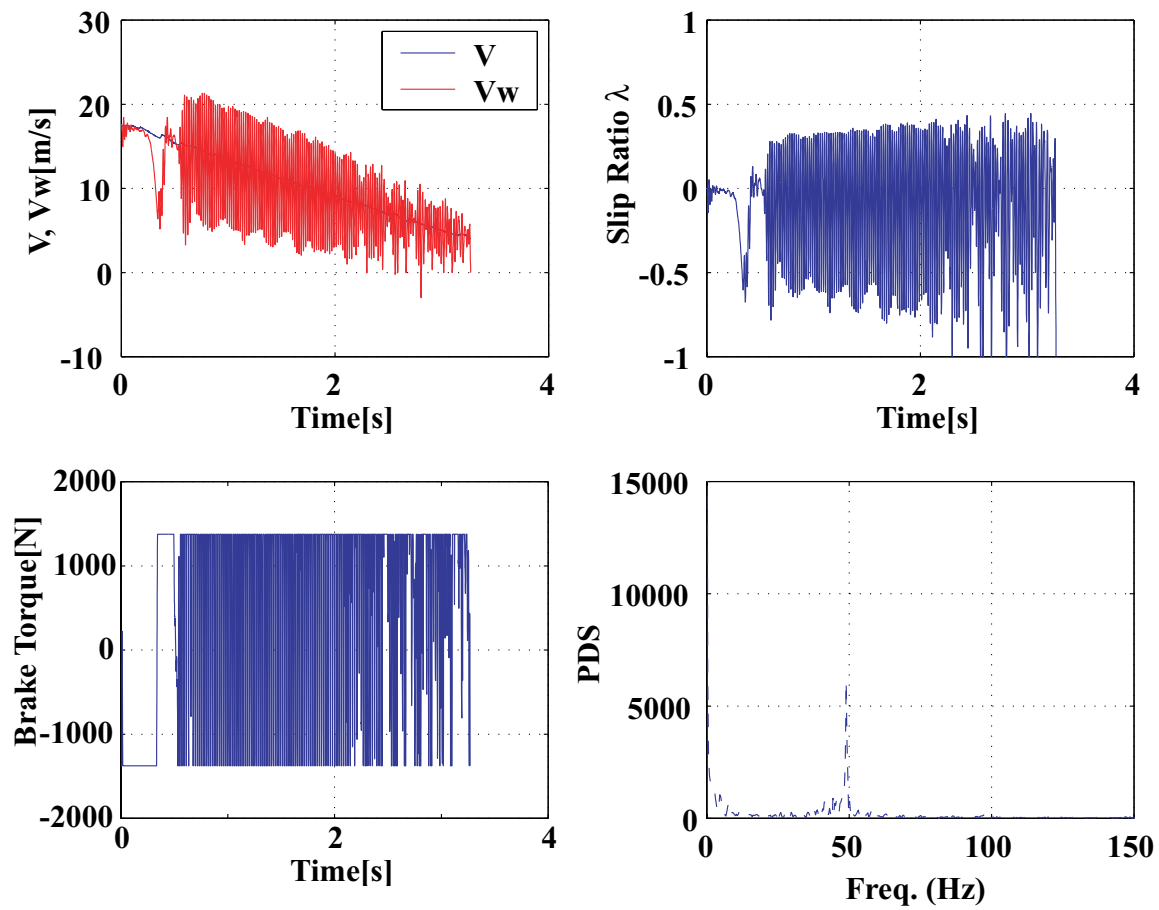


Fig 5.3: 東大三月号 II におけるスリップ率制御の実験結果

える。

Fig.5.3 に東大三月号 II によってスリップ率制御を行った際の実験結果を示す。用いた制御則は、第 4 章で紹介した Hybrid-ABS である。この実験は  $\mu_{peak} \doteq 0.4$  の低  $\mu$  路において急制動を行ったものである。初速度は 60[km/h]、スリップ率指令値  $\lambda^*$  は -0.1 である。制御量であるスリップ率  $\lambda$  の時間平均こそ目標値とほぼ一致しているが、スリップ率、モータ速度共に応答が振動的になっている。この振動は Fig.5.2 の振動とは異なり、減衰しない。モータトルクも最大加速トルクと最大減速トルクを繰り返すため、もはやモータ単体の問題に収まりきらないと考えられる。

本研究では、抑制対象を Fig.5.2 の振動とする。Fig.5.3 の振動は、Fig.5.2 の振動の延長線上にあるととらえ、Fig.5.2 の振動を抑制することで Fig.5.3 の振動モードに入ることを防ぐ。振動の原因としては、モータ-車輪間の軸ねじれ共振や、インホイールモータ内の遊星歯車機構のバックラッシュが考えられる。バックラッシュは非線形な現象であり、数値的解析が困難である。そこで、まず軸ねじれ共振の可能性について検討する。

## 5.3 実験的検討による振動モデルの作成

### 5.3.1 2 慣性系共振モデルの作成

振動モデルを作成するにあたり、トルク指令値をサイン波状にモータに与え、モータ速度の応答を観測した。振幅は 100[N]、周波数は 0.1[Hz]-200[Hz] である。実験より得たモータの振動モデルを Fig.5.4 に示す。2 慣性系の共振周波数は 26[Hz]、反共振周波数は 10[Hz] であった。Fig.5.4 のデータをもとに、Fig.5.5 の 2 慣性系モデルを作成した。このモデルの状態方程式は、(5.1)-(5.3) 式で与えられる。状態変数はモータ速度  $\omega_1$ 、負荷速度(車輪速度)  $\omega_2$ 、軸ねじれ角  $\theta_s$  であり、制御入力はモータトルク  $T_1$  である。 $J_1$ 、 $J_2$ 、 $K_S$  は実験により求めたモータと車輪の慣性の合計値  $J_1 + J_2$  と共振周波数  $\omega_r$ 、反共振周波数  $\omega_a$  から (5.5), (5.6) 式を用いて算出した。その際に、粘性項である  $B_1, B_2$  は 0 とした。

$$\dot{\boldsymbol{x}} = \boldsymbol{A}\boldsymbol{x} + \boldsymbol{B}T_1 + \boldsymbol{C}T_L \quad (5.1)$$

$$\boldsymbol{x} = \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ \theta_s \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{J_2} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{C} = \begin{bmatrix} \frac{1}{J_1} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

$$\boldsymbol{A} = \begin{bmatrix} -\frac{B_1}{J_1} & 0 & -\frac{K_S}{J_1} \\ 0 & -\frac{B_2}{J_2} & \frac{K_S}{J_2} \\ 1 & -1 & 0 \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

$$\omega_r = \sqrt{K_S \left( \frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right)} = K_r \omega_a \quad (5.4)$$

$$\omega_a = \sqrt{\frac{K_S}{J_2}} \quad (5.5)$$

ただし共振比  $K_r$  は、(5.6) で与えられる。

$$K_r = \sqrt{1 + \frac{J_2}{J_1}} \quad (5.6)$$

東大三月号 II における具体的な数値は Table.5.1 のとおりである。

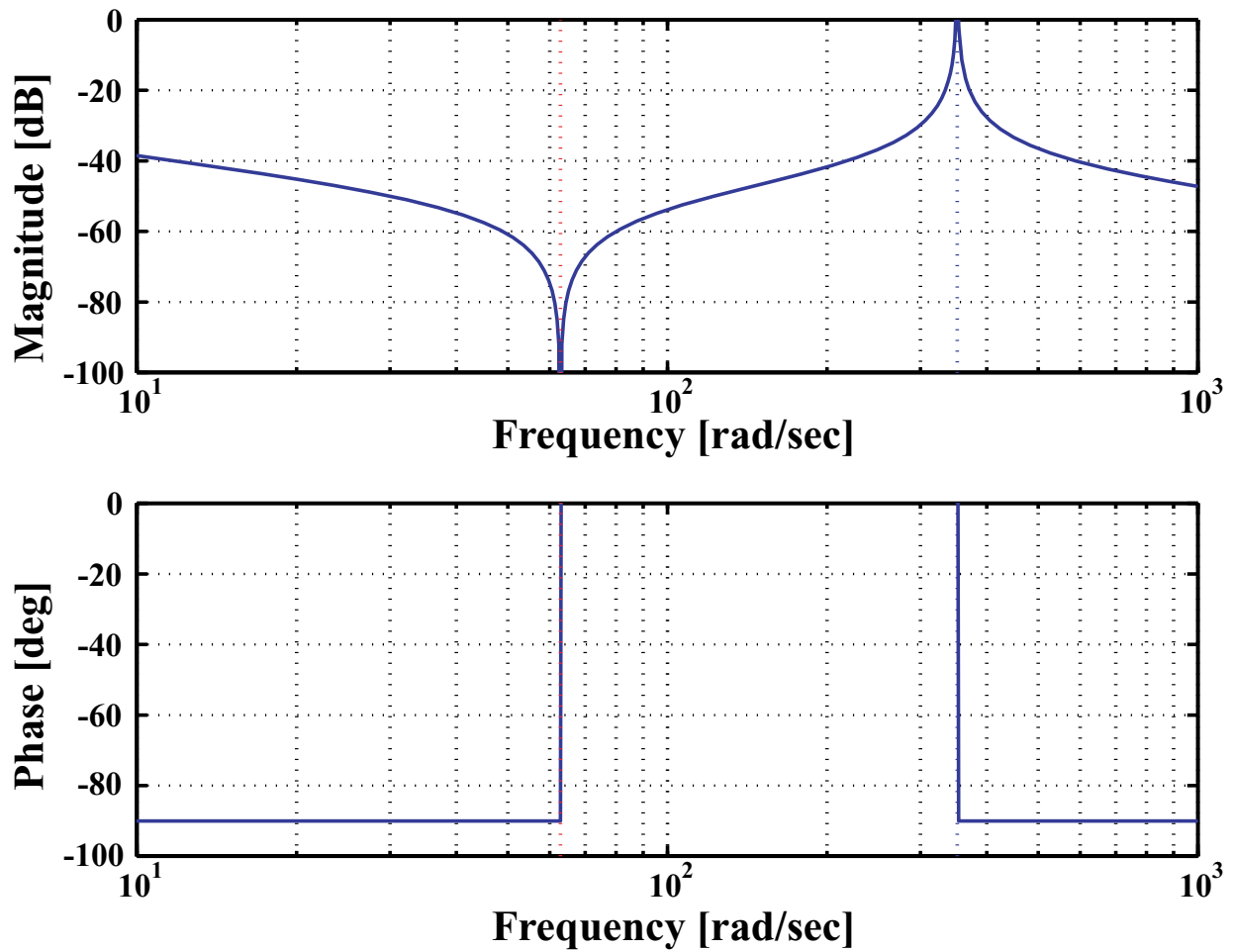


Fig 5.4: 東大三月号IIの周波数特性

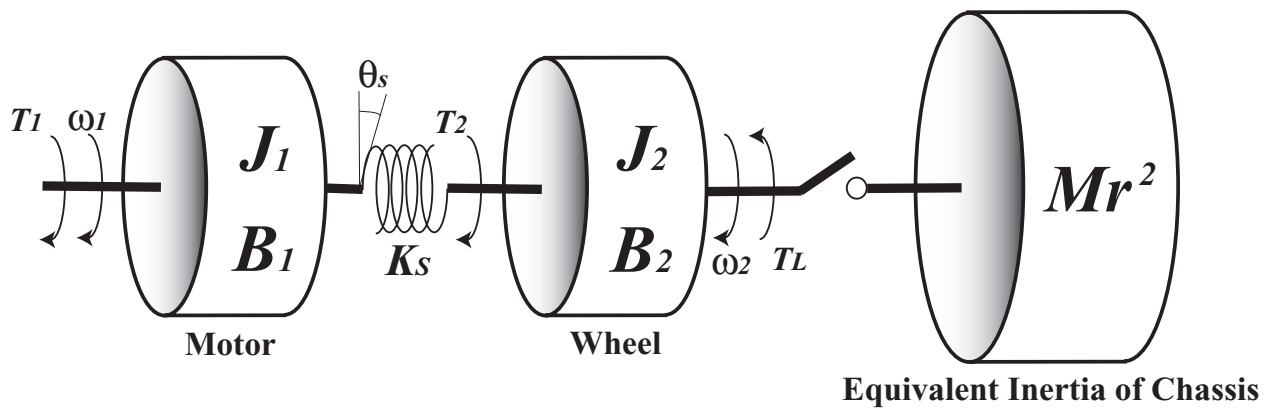


Fig 5.5: 2 慣性系モデル

Table 5.1: 東大三月号 II における車軸系のパラメータ

車体の慣性モーメント (1 輪分)	$\frac{M}{4}r^2 = 28.42[\text{kgm}^2]$
モータの慣性モーメント	$J_1 = 0.0205[\text{kgm}^2]$
車輪の慣性モーメント	$J_2 = 0.6224[\text{kgm}^2]$
車軸のばね定数	$K_S = 3.134 \times 10^4[\text{Nm/rad}]$
共振周波数	$\omega_r = 351.8584[\text{rad/sec}]$
車重	$M = 1450[\text{kg}]$
タイヤ半径	$r = 0.26[\text{m}]$

### 5.3.2 バックラッシを含んだ振動シミュレーションモデルの作成

東大三月号 II の振動要素は、5.3.1 で検討した軸ねじれ共振以外にもバックラッシ共振も含まれると考えられる。シミュレーションモデルとしては、バックラッシを含んだものを用いる。バックラッシを考慮したシミュレーション用ブロック線図を Fig.5.6 に示す。東大三月号 II の振動要素として考えられる、バックラッシ箇所は遊星歯車機構である。遊星歯車機構の場合、バックラッシ箇所が複数あるため正確なモデル化は困難である。本論文では、不感帯/全域バックラッシで代用した。

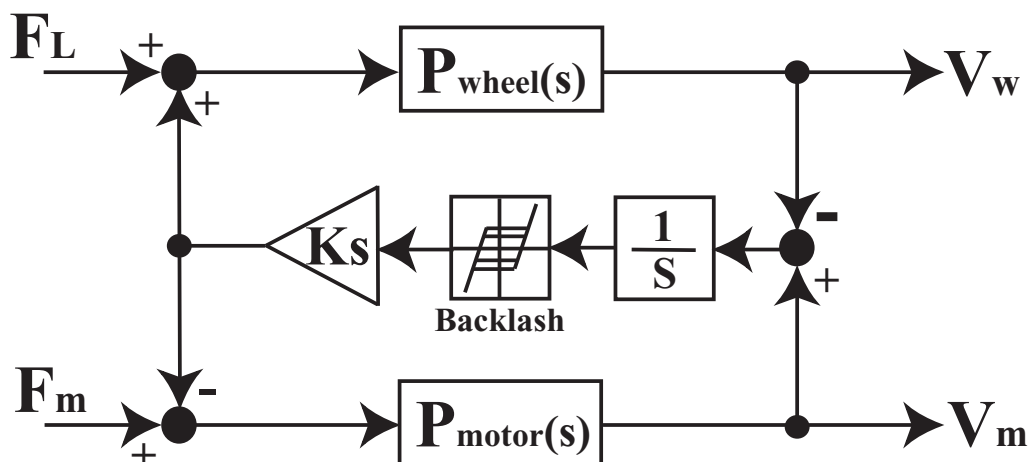


Fig 5.6: バックラッシを含んだ 2 慣性系のブロック図

## 5.4 制動/速度制御系に振動抑制制御の位置付け

振動抑制制御の目的は、観測したモータ速度  $\omega_1$  をもとにモータトルク  $T_1$  を制御することにより、目標値応答および外乱応答のいずれにおいても有害な振動を除去することである。従って指令値の整形のようなフィードフォワード的手法は不適切であり、系の特性そのものを改変するようなフィードバック的手法である必要がある。従来、Fig.5.4 のような共振系に対しては、共振周波数におけるゲインが低くなるようにローパスフィルタを挿入し、閉ループの応答をあまり高めないように調整することで機械系の共振を避けていた。



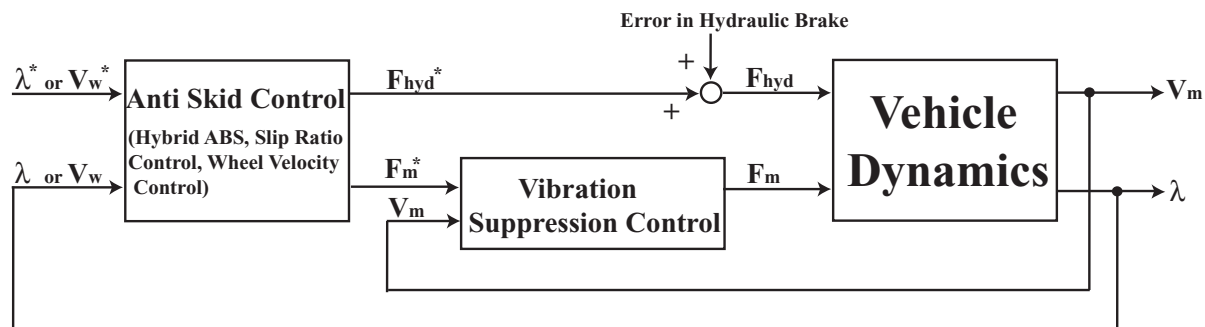


Fig 5.7: 制御系全体の構成図

しかしながら EV/HEV/FCEV における電気モータの優位性はその速い応答特性であり、[30][42][43]などで提案されている制御方法の特長はその速い制御応答である。よってゲインチューニングによる共振回避は、電気モータの制御に関する可能性という観点に立てば、最善の策とは言い難い。

そこで本研究では、Fig.5.7 に示す制御系を提案する。車両運動制御ループの内側に振動抑制ループを挿入することで、モータ特性を振動しないモデルに改変する。これにより、機械系の振動によって空転防止制御が不安定になることを防ぐ。つまり振動抑制ループをマイナーループとして挿入することで、車両運動制御ループを設計する際に、モータの振動を考慮する必要はなくなる。

## 5.5 SFC(シミュレータ追従制御)による機械的振動の抑制

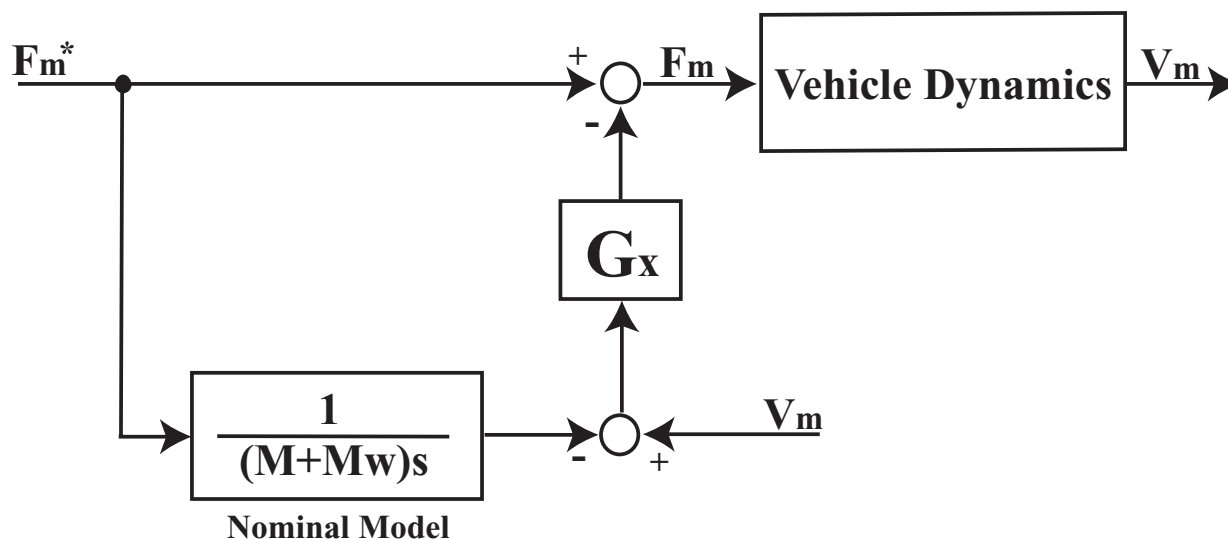
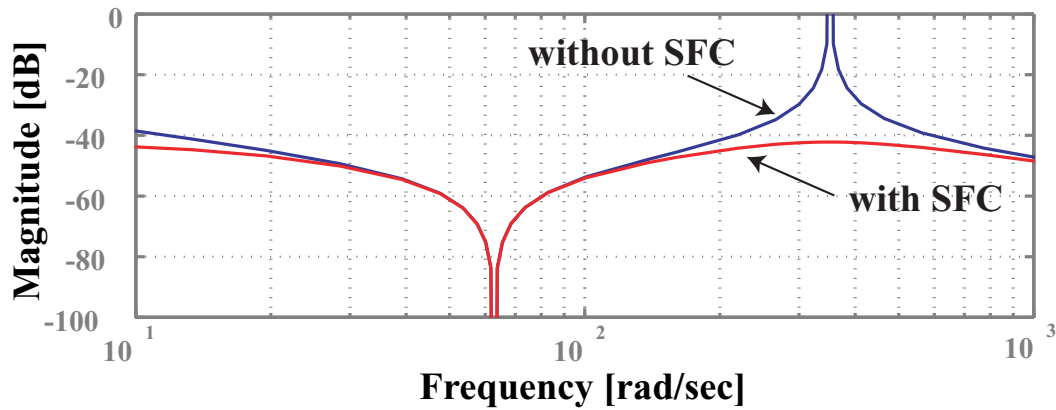


Fig 5.8: SFC(シミュレータ追従制御)のブロック線図

一般に、機械的振動を抑制する手法として速度微分フィードバック、共振比制御、SFC、SFLAC、 $H^\infty$  制御などが知られている。本研究における振動抑制対象であるインホイールモータの特徴は以下のとおりである。

Fig 5.9: SFC 適用前後の  $F_m^*$  から  $V_m$  までのボーデ線図

1. 2 慣性系共振、バックラッシなど複数の振動要因を含んでいる
2. 路面からの外乱が大きい
3. 走行状態、路面状況により車輪側 (負荷側) 慣性が大きく変動する

上記より制御系は簡単かつ、正確なプラントモデルを必要としないことが望まれる。そこで本研究では、振動抑制手法として高速エレベータの振動抑制制御として提案されている SFC(シミュレータ追従制御)[46][47][48] の適用を検討する。SFC は、その簡単な構造にもかかわらずパラメータ変動や軸ねじれ振動に対して、 $H^\infty$  制御の様な高度な制御則と比較しても遜色のない性能が得られる。最大の特長は、SFC 自体がオプションでありその調整手法が単純明解であることである。元々 SFC は、軸ねじれ系振動を抑制する手法として提案された。しかし制御器の構造は、モータトルク指令値からモータ速度の応答をノミナル化するようになっている。すなわち、軸ねじれ系振動のみならずバックラッシも同時に補償することができると考えられる。また自動車は走行中の車輪/車体の慣性 ( $J_2$  in Fig.5.5) が大幅に変化する。この変動分は、外乱として扱うことで抑圧できる。また、機械的な振動周波数成分のみを抑圧することもできる。この場合は詳細なプラントモデルは必要ない。

Fig.5.8 に SFC のブロック図を示す。まず SFC の外側に位置する空転防止制御器が出力したモータのトルク指令値  $F_m^*$  を(5.7) に示す慣性シミュレータ  $P_n$

$$P_n = \frac{1}{M + M_w} \frac{1}{s} \quad (5.7)$$

$$M_w = M_{w1} + M_{w2} \quad (5.8)$$

$$M_{w1} = \frac{J_1}{r^2} \quad (5.9)$$

$$M_{w2} = \frac{J_2}{r^2} \quad (5.10)$$

を通して車輪のシミュレータ速度  $V_w^*$  を求める。従来の SFC では、慣性シミュレータとして  $P_n = \frac{1}{(M_{w1} + M_{w2})s}$  を用いていた [46][47][48]。しかし、自動車の場合の通常状態は粘着状態であるため、車輪の慣性は  $M_{w1} + M_{w2}$  とはならない。よって慣性シミュレータには粘着状態における車体の等価的な慣性を考慮した(5.7) を用いる。

(5.7) から得られた  $V_m^*$  と実際のモータ速度  $V_m$  との偏差に、補償伝達関数を作用させた値を  $F_m^*$  から差し引く。この値をモータトルク  $F_m$  として出力する。ここで  $V_m^*$  とは、共振が存在しない場合の理想的な速度を意味する。補償伝達関数  $G_x$  として、(5.11) に示す帯域通過フィルタ (BPF)+ゲイン  $K_{PG_x}$  を用いる。

$$G_x = K_{PG_x} \frac{\tau_1 s}{1 + \tau_1 s} \frac{1}{1 + \tau_2 s} \quad (5.11)$$

これにより、モータトルク指令値  $F_m^*$  からモータ速度  $V_m$  までの伝達関数は(5.12) に変化する。SFC を付加しない場合は、 $G_x = 0$  とすればよい。

$$\frac{V_m}{F_m^*} = \frac{1 + P_n(s)G_x}{1 + P(s)G_x} P(s) \quad (5.12)$$

SFC 付加の効果を、Fig.5.9 のボデ線図によって示す。SFC を付加することで、共振周波数付近のゲインが抑圧されていることが分かる。

## 5.6 SFC(シミュレータ追従制御)を組み込んだ車輪速度制御

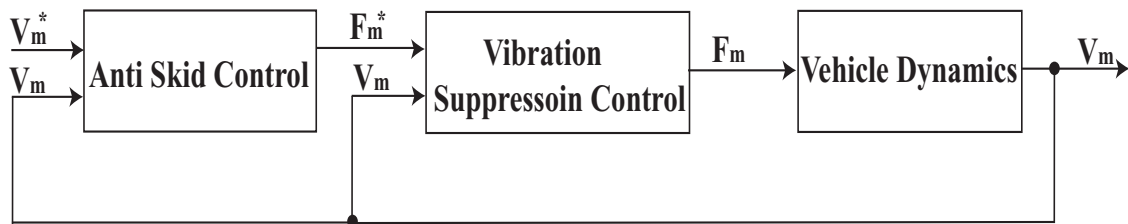


Fig 5.10: 振動抑制制御を組み込んだモータ速度制御系のブロック図

5.5 で設計した SFC を元に振動抑制制御を行った。制御系のブロック線図を Fig.5.10 に示す。外側のモータ速度制御系は P 制御とした。シミュレーションによる振動抑制の効果を Figs.5.11, 5.12 に示す。シミュレーションは路面の  $\mu_{peak}$  値を 0.4 と仮定し、モータ速度指令値を 5[m/s]-6[m/s] にステップ状に与えた。シミュレーションモデルは Fig.5.6 に示した 2 慣性系共振+バックラッシュである。Fig.5.11 は、振動抑制を行わなかった場合、つまり  $K_{PG_x} = 0$  である。モータ速度が振動的になっているのがわかる。それに対して、Fig.5.12 は SFC によって振動抑制を行った場合のシミュレーション結果である。SFC により振動が抑制されているのがわかる。

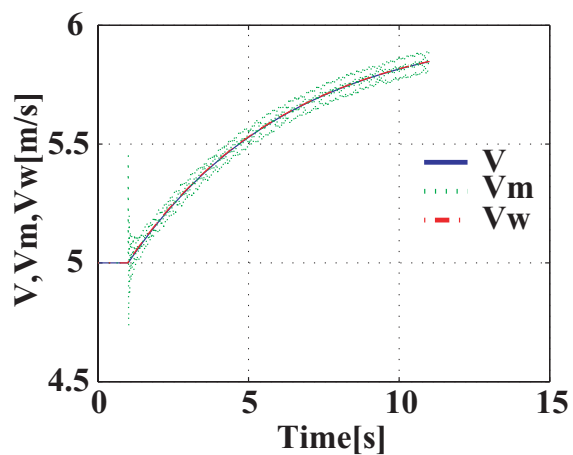


Fig 5.11: 車輪速度制御のシミュレーション結果 (SFCなし)

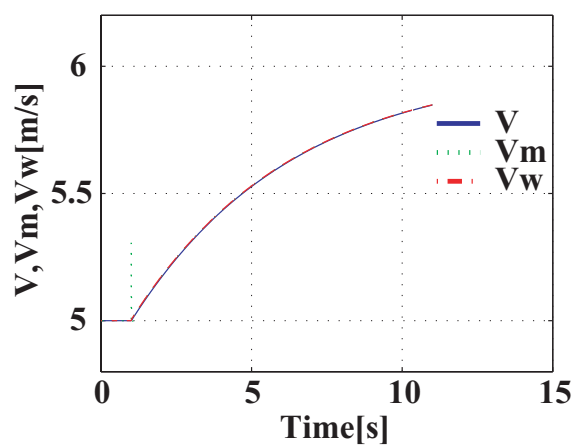
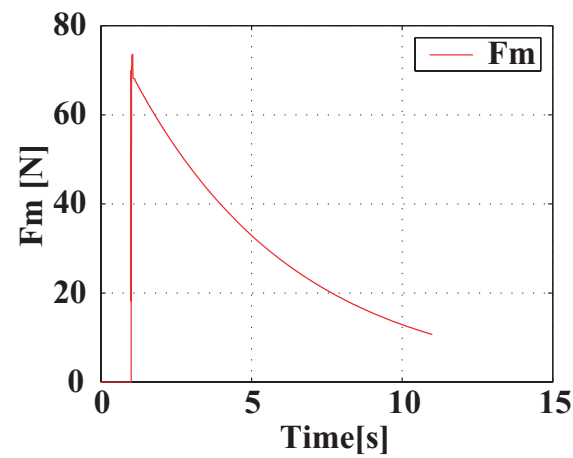
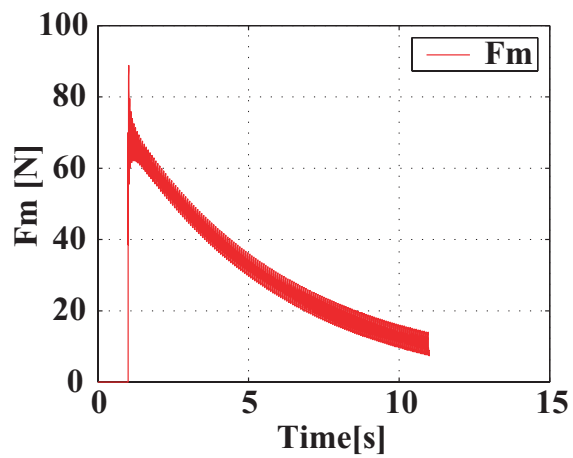


Fig 5.12: 車輪速度制御のシミュレーション結果 (SFC有り)



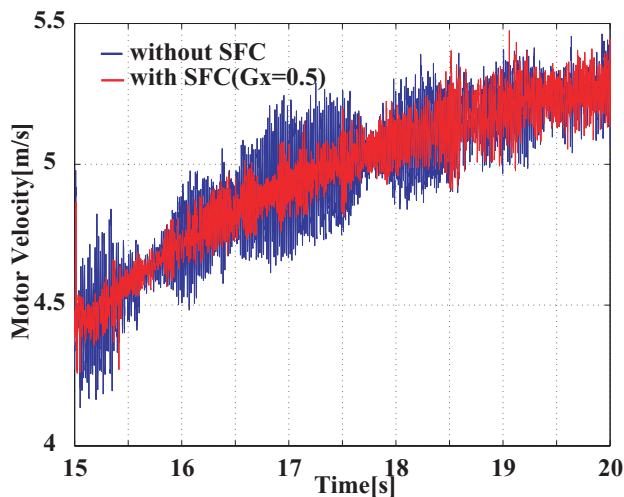


Fig 5.13: 低 $\mu$ 路における速度制御制御実験の結果

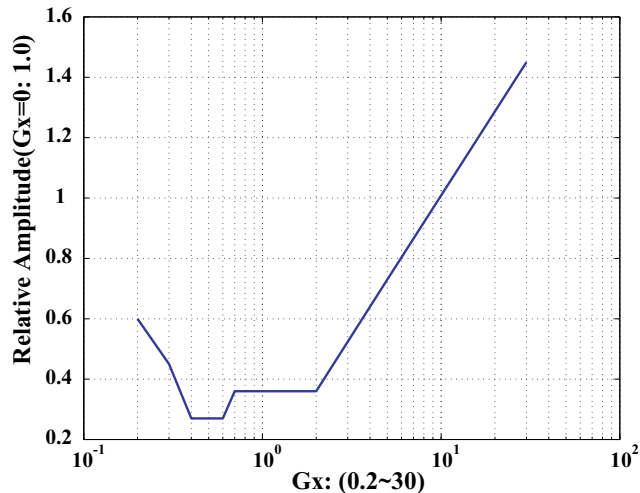


Fig 5.14:  $G_x$  を変化させた時のモータ速度振動の推移 ( $G_x=0$  を 1 とする)

シミュレーションにより確認した振動抑制の効果を東大三月号 II を用いた実験により確認した。実験は  $\mu_{peak} = 0.4$  程度の低 $\mu$ 路においてモータ速度指令値をステップ状に変化させた。速度制御器は P 制御によって構成し  $K_P = 250$  とした。実験結果を Figs.6.1, 6.3 に示す。Fig.6.1 は、SFC の有無によるモータ速度応答の差である。Fig.6.3 は、SFC のチューニングパラメータである  $K_{PG_x}$  を変化させた際のモータ速度の振動振幅の推移である。 $K_{PG_x} = 0.4 - 0.6$  で、振動の振幅は極小値を取っている。しかし、SFC によって機械系振動が抑圧されたとは言いがたい。SFC 適用前後の主たる振動周波数 60[Hz](Fig.6.1) は変化していない。車体を浮かせた状態における試験においても 40[Hz] あたりの振動が抑圧しきれなかった。この振動は、2 慣性系振動ではないと考えられる。2 慣性系振動であれば、車体を接地させることにより負荷側の慣性が増大し、(5.4), (5.5) 式より共振周波数が下がるはずである。よって、この振動は遊星歯車機構におけるバックラッシであると考えられる。

SFC は、バックラッシも補償できるという主張の元に振動抑制制御系を提案し、シミュレーションではその抑振効果を確認したが、実験では確認できなかった。遊星歯車機構内に複数存在するバックラッシ要素をシミュレーションモデルに反映させられなかったことに起因すると考えられる。

# 第6章 結言

## 6.1 本論文のまとめ

本論文では、EV/HEV/FCEV ならでは新たな魅力を創出するべく、電気モータを用いた制動制御系を提案した。一般にEV/HEV/FCEV 用電気モータを単独で制動用アクチュエータとして用いることは、電気モータの出力容量の制約上不可能である。そこで本論文では、油圧ブレーキと電気モータの協調制御による制動制御系を構築した。

提案する制御系はその運動状態に応じて2種類に大別した。通常制動領域における制動制御系として、電気モータによる油圧ブレーキのノミナル化を提案した。この手法は、ブレーキ力指令値と車体の減速度の関係をノミナル化するものである。これにより、ブレーキパッドの摩耗、過熱によるブレーキ性能の劣化や路面の傾斜の影響を補償することができる。この制御系の有効性をシミュレーションにより確認した。

非常制動領域における制動制御系として、電気モータと油圧ブレーキによる Hybrid-ABS を提案した。Hybrid-ABS を構成する際には、電気モータと油圧ブレーキの役割分担について考慮しなければならない。本論文では、PQ-method, Filter-method を提案した。提案した制御手法は、シミュレーションおよび実験車両“東大三月号 II”を用いて有効性を実証した。

最後に、電気モータをフィードバック制御することにより発生する振動について検証した。本論文では、振動の原因をモータ-車輪間の軸ねじれ振動と遊星歯車機構のバックラッシにあるとして振動抑制制御を検討した。振動を解析した結果、東大三月号 II における振動の原因は軸ねじれ振動ではなく、遊星歯車機構のバックラッシにあることがわかった。軸ねじれ振動、バックラッシ双方に有効な振動抑制制御として SFC(シミュレータ追従制御)の適用を検討した。シミュレーションにおいて振動抑制効果は確認できたが、実験では完全に振動を抑圧することはできなかった。シミュレーションモデルでは完全に遊星歯車機構のバックラッシを再現できなかったことが原因であると考えられる。

## 6.2 今後の課題

油圧ブレーキを制御できる車両による制動制御系の実験

本研究で提案した、制動制御系は油圧ブレーキと電気モータの協調が基本理念である。しかし、実験で用いた“東大三月号 II”は油圧ブレーキを任意にコントロールすることができない。そこで本論文の実験では、制御された油圧ブレーキを計算機で模擬して行った。油圧ブレーキの応答の悪さは考慮したものの、実際の油圧ブレーキの非線形性を再現できたとは言いがたい。市販されている HEV を用いた実験も検討したが、市販車では電気モータの高応答性を活かすという観点からモータ制御系が設計されていなかったため、電気モータの制御性が最先端の油圧ブレーキのそれと比較して劣るという逆転現象が起き



てしまった。今後は、電気モータを速く制御することのできるEV/HEV/FCEVで提案手法の有効性を検証する必要がある。

遊星歯車機構のバックラッシュを考慮した振動抑制制御の確立と車両運動制御との組合せ本研究では、“東大三月号II”に発生する振動の原因を軸ねじれ共振とバックラッシュであるとして振動抑制の検討を行った。検討の結果、振動の主たる原因はバックラッシュであることがわかったが、その抑制には至らなかった。今後は、遊星歯車機構の構造を考慮した振動抑制制御を検討する必要がある。振動抑制制御が確立できた暁には、空転防止制御との組合せた制御系の構築ができると考えられる。

# 謝 辞

本研究の遂行にあたり、多くの方々から御指導、御助言をいただきました。堀洋一教授には、私の研究を暖かく見守っていただいたこと、終始懇切丁寧な御指導をいただいたこと、工学者としての心構えを教えていただいたこと、ここに深く感謝の意を表します。堀教授の元で3年間過ごせましたことは本当に幸せでした。

実験車両東大三月号IIによる実験、車両整備に際して多くの企業の方々にお世話になりました。共同研究をさせていただいた(株)ブリヂストンの藤巻様、芥川様、阿部様、若尾様、長屋様には、テストコースの手配を始めとする試験への多大なる御協力のみならず、研究内容について有益な議論をさせて頂きました。(株)明電舎の中島様、足利様、水野様ならびに大久保歯車工業(株)の福様、菅様には度重なる東大三月号II:インホイールモータ補修の際に大変お世話になりました。玄信エンジニアリング(株)の木下様には東大三月号II:DC/DCコンバータ補修の際に大変お世話になりました。(株)NSKステアリングシステムズの遠藤様、坂口様には東大三月号II:EPS(電動パワーステアリング)補修の際に大変お世話になりました。上記に列挙させていただいた企業の皆様の御助力により、2年間の修士課程における実験を無事に行うことができました。皆様の御厚意には感謝の言葉もありません。

トヨタ自動車(株)第5開発センター第2車両技術部の曾我様、浅田様、島田様には本研究室との共同研究を通して度々有益な助言を頂きました。ここに深く感謝いたします。トヨタ自動車(株)の寺谷様、(株)デンソーの夏目様、(株)日立製作所の正木様には、電気学会産業応用部門自動車研究会を通じて大変可愛がって頂きました。慶應義塾大学環境情報学部の清水教授、大前講師、群馬大学教育学部の紙屋講師にはEVSを初めとする様々な場面で有益な助言を頂きました。ここに全ての方のお名前を挙げることは出来ませんが、学会活動を通してお世話になった多くの方々に心から感謝致します。

本学工学部電気系工作室の渋谷武夫助手には、工作機械の扱いを懇切丁寧に教えていただきました。何もわからなかった自分がどうにか工作機器を手足のように使えるようになったのは渋谷助手の指導の賜物であります。ここに深く感謝致します。

技術官の内田利之さんには日頃の研究室生活、東大三月号IIの整備試験と多岐にわたり大変お世話になりました。時には夜を徹して作業に付き合ってください感謝の言葉も見つかりません。研究のみならずメリハリをつけることの重要性、こだわりを持つことの希少性を身を持って学ばせて頂きました。秘書の木村麻里子さんには、研究室生活を快適に送るために大変気を配って頂きました。様々な煩雑な手続きをいつも代行していただき、本当に感謝しております。本年3月に御結婚なさるとのこと、おめでとうございます。

当研究室OBであります宇宙科学研究所の坂井真一郎助手には、卒業後も大変お世話に

なりました。2年間どうにかEVチームを取りまとめられたのは、節目節目にいつも坂井さんが適切なアドバイスを贈って下さったからであります。国際会議/ワールドカップなど色々なところで一緒にさせて頂き貴重な体験をさせて頂きました。坂井さんが中心となって作られた東大三月号II完成の時間を共有できたこと、本当に有り難く思っております。

関西電力の古谷武大さんには、リクレーターとしての立場を超えて自分の進路、研究について親身に相談に乗って頂きました。長岡科学技術大学の藤本博志さん、ソニー(株)の鈴木文泰さんには卒業後も学会などでの的確なアドバイスを頂きました。東芝(株)の佐渡秀夫さん、NHKの原哲さん、トヨタ自動車(株)の片岡寛暁さんには、EVの先輩として卒業後も可愛がって頂きました。韓国に一時帰国されています Oh Sehoon さんには、EVS19、ワールドカップで韓国を訪問した際に大変親切にして頂きました。入れ替わりになってしまふのが誠に残念であります。またお会いできることを楽しみにしています。昨年10月まで研究員として在籍されましたチャクラボラティ・チャンダンさんには非常に仲良くしていただきました。歳の差、身分の差を越えて接して頂き本当に感謝しております。大阪での国際会議の発表についてアドバイスして頂いたこと、研究室で深夜までお話をさせて頂いたこと、サッカーを見ながら一緒に盛り上がったこと、非常に貴重な経験になりました。

博士課程3年の及部七郎斎さんにはいつも親身になって相談に乗った頂きました。時には厳しく叱られたこともありましたが、修士1年にしてEVチーム最高学年となってしまった自分には貴重な存在であり有り難く思っておりました。博士課程3年の関弘和さんには、よく遊んで頂きました。サッカー、サッカー観戦、サッカーゲームなどサッカー関連のことばかりが頭に浮かんで来ますが、時に“ぼそっ”といわれるアドバイスに心救われることは度々でありました。博士課程2年の馬さんには、研究の相談をさせて頂きました。自分が短期間で振動抑制制御に関する研究の道筋をつけられたのは馬さんのアドバイスのおかげであります。博士課程1年の坂東信尚さん、畠直輝さんには、歳も近いこともあり大変仲良くさせて頂きました。同じ学会で発表することも多く、心強かったです。懇和会での見事なオウンゴール、奇妙な行動など忘れられない思い出は尽きませんが、いつも言いたい放題の自分を笑顔で受け止めて頂き誠に感謝しております。

修士課程2年の井上友子さん、戴建華君、Chang Byung Hoon 君、呉俊徳君には同学年ということもあり色々相談に乗って頂きました。特に井上さん、戴君とは東大三月号II整備などが共同作業であったこともあり、長い時間を一緒に過ごしました。その天真爛漫な行動に肝を冷やしたり、腹を立てたことも度々でしたが、3人で笑いころげて過ごした2年間は非常に貴重な時間でした。2人の存在無しには、僕の修士課程は語れません。



Fig 6.1: EVS18 Berlin (堀先生と) 2001.10



Fig 6.2: BRIDGESTONE Test Course 2003.02



Fig 6.3: 御殿下記念館 (ほりたま) 2002.04

修士課程1年の古川公久君、福井龍君、学部生の青木健一郎君、小安雄一君とは1年間ではありましたが、多くの刺激を与えてもらいました。古川君、青木君には東大三月号IIの作業を一生懸命やって頂き本当に感謝しています。自分を含めEVチームの修士2年の3人が無事に実験を行うことができたのは2人の協力があったからこそです。

同級生の真野亮君を始めとする古関研究室の皆様には、再三御迷惑をおかけしました。堀研究室が駒場・生産技術研究所に移転した後もどうか本郷で“東大三月号II”の整備を行えたのは、古関研究室の皆様の御協力のおかげであります。

堀研究室で過ごした3年間は非常に貴重な時間でした。このような充実した時間を送ることができたのは、常に自分を支えてくれた家族、友人のおかげです。ここに心から感謝の意を表します。最後に、3年間お世話になった皆様の今後の御発展と御多幸を祈念して、謝辞とさせていただきます。

2003.1.31 岡野隆宏

# 参考文献

- [1] 荻野道義, “21 世紀における新エネルギー自動車の開発と将来展望”, in Proc. JEVA Electric Vehicle Forum 2002, 2002.
- [2] “日経ビジネス 日経エコロジー共同特別編集版 -企業共生の条件-”, 日経 BP 社, 2002.10.21.
- [3] “FCV 実用化にむけた官民の役割”, in Proc. JEVA Electric Vehicle Forum 2001, 2001.
- [4] Toyota Motor Corporation Homepage, <http://www.toyota.co.jp>
- [5] Honda Motor Company Homepage, <http://www.honda.co.jp>
- [6] 中条諭, 石川泰毅, 矢崎和彦, 中島剛, 清田茂之, 坂元哲朗, 池田貞文, 寺西憲, “e-4WD システム”, 電気学会自動車研究会, VT-02-26, 2002.
- [7] 馬場雄一郎, 高野雅美, 増野敬一, “電動 4WD システム用大出力水冷オルタネータの開発”, 電気学会自動車研究会, VT-02-27, 2002.
- [8] Masaru Sugai, Hiroyuki Yamaguchi, Masanori Miyashita, Takaji Umeno and Katsuhiko Asano, “New Control Technique for Maximizing Braking Force on Antilock Braking System”, Vehicle System Dynamics, Vol.32, No.32, pp.299-312, 1999.
- [9] Saied Taheri, Mehdi Darvishi and Mohsen Bahrami, “A New Control Strategy for Anti-Lock Braking Systems”, SAE Paper 980247,1998.
- [10] 竹内尚行, 山田光広, 鶴飼律之, 柴谷享男, 加藤 優, 松尾典義, 沢田直見, “車両運動性能”, 自動車技術, Vol.55, No.8, pp140-143, 2001.
- [11] A.G.Thompson and B.R.Davis, “Technical Note: Force Control in Electrohydraulic Active Suspensions Revisited”, Vehicle System Dynamics, Vol.35, No.3, pp.217-222, 2001.
- [12] Said Mammar, “Two-Degree-of-Freedom  $H_{\infty}$  Optimization and Scheduling for Robust Vehicle Lateral Control Vehicle”, Vehicle System Dynamics, Vol.34, No.6, pp.401-422, 2000.
- [13] Motoki Shino, YuQing Wang and Masao Nagai, “Motion Control of Electric Vehicles Considering Vehicle Stability”, Proceedings of AVEC2000.

- [14] Chiu-Feng Lin and A.Galip Ulsoy, "Vehicle Dynamics and External Disturbance Estimation for Vehicle Path Prediction", IEEE Transactions on Control System Technology, Vol.8, No.3, 2000.
- [15] 定野 温, 知久直哉, 芥川 清, 渡辺敏之, 島影正康, "レーンキープサポートシステム", 自動車技術, Vol.55, No.11, pp36-41, 2001.
- [16] Manabu Omae, Hiroshi Shimizu and Naohisa Hashimoto, "Traction-Force-Distribution Control of EV with In-Wheel Motors for Lane Keeping", Proceedings of EVS18, Berlin, 2001.
- [17] R. Pusuka, Y. Ait Amirat and A. Berthon, "Slip Control Strategy of an Electrical Four Wheel Drive Vehicle", Proceedings of EVS18, Berlin, 2001.
- [18] Shin-ichiro Sakai, Hideo Sado and Yoichi Hori, "Novel Skid Detection Method without Vehicle Chassis Speed for Electric Vehicle", JSAE Review (Elsevier Science), Vol.21, No.4, pp.503-510, 2000.
- [19] Shin-ichiro Sakai, Takahiro Okano, Tai Chien Hwa, Toshiyuki Uchida and Yoichi Hori, "4 Wheel Motored Vehicle "The UOT Electric MarchII" -Experimental EV for Novel Motion Control Studies-", in Proc. JTC2001, Tokyo, 2001.
- [20] 安部正人, "自動車の運動と制御", 山海堂, 1992.
- [21] 藤田耕造, 武田 修, 深谷克己, 西川賢司, 伊東博義, 森 晃二, " $H_\infty - \mu$  シンセシスを適用したアクティブ後輪操だシステムの開発", 自動車技術, Vol.51, No.11, pp.25-31, 1997.
- [22] Park Jong Hyeon and Kim Chan Young, "Wheel Slip Control in Traction Control System for Vehicle Stability", Vehicle System Dynamics, Vol.31, No.4, pp.263-278, 1999.
- [23] Taehyun Shim and Donald Margolis, "Using  $\mu$  Feedforward for Vehicle Stability Enhancement", Vehicle System Dynamics, Vol.35, No.2, pp.103-119, 2001.
- [24] Yoshiyuki Fukada, "Slip-Angle Estimation for Vehicle Stability Control", Vehicle System Dynamics, Vol.32, NO.4-5, pp.375-388, 1999.
- [25] E.M.Elbeheiry, Y.F.Zeyada and M.E.Elaraby, "Handling Capabilities of Vehicles in Emergencies Using Coordinated AFS and ARMC Systems", Vehicle System Dynamics, Vol.35, No.3, pp.195-215, 2001.
- [26] Rattapon Chumsamutr and Takehiko Fujioka, "Improvement of Electric Vehicle's Cornering Performance by Direct Yaw Moment Control", Proceedings of AVEC2000.
- [27] 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.



- [28] 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.
- [29] Hiroyuki Watanabe, “The Keyword of for the 21st Century -Hybrid-”, The opening session of EVS17, 2000.
- [30] 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.45-50, 1998.
- [31] 戴建華, 坂井真一郎, 堀洋一, “速度パターン整形を導入した電気自動車の新しい運動制御法の提案”, 平成 14 年電気学会産業応用部門大会, 2002.
- [32] 松田俊郎, “ABS の最新実用知識”, 自動車工学, vol.11, pp.30-67, 1990.
- [33] 日本エービーエス株式会社編, “自動車用 ABS の研究 -Anti-lock Braking System-”, 山海堂, 1993.
- [34] 岡野隆宏, 堀洋一, “HEV における油圧アクチュエータと電気モータの協調制御による新しい ABS の提案”, 電気学会産業計測制御研究会, IIC-01-8, 2001.
- [35] 坂井真一郎, 堀洋一, “油圧 ABS と協調した回生ブレーキ制御による空転防止効果の改善”, 平成 12 年電気学会産業応用部門大会講演論文集, Vol. 1, pp. 557-560, 2000.
- [36] 大槻治明, 森健次, 宗本隆幸, 赤城協 “磁気ディスク装置 2 ステージアクセスサーボ系のトラック追従制御”, 電子情報通信学会論文誌 C-2, Vol .J75-C-2 No. 11 pp. 653-662, 1992.
- [37] Ding J., Numasato H., Tomizuka M., “Single/Dual-rate Digital Controller Design for Dual Stage Track Following in Hard Disk Drives”, AMC2000-NAGOYA, pp. 80-85, 2000.
- [38] L.-S. Fan, H. H .Otesen, T. C. Reiley, R. W. Wood, “Magnetic recording head positioning at very high track densities using a microactuator-based, two-stage servo system”, 42, 3, pp. 222-233, 2000.
- [39] Steven J.Schroeck.,William C.Messner., “On Controller Design For Linear Time-Invariant Dual-Input Single-Output Systems”, AACC1999, pp. 4122-4126, 1999.
- [40] 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.
- [41] Yoichi Hori, “Future Vehicle driven by Electricity and Control -Research on Four Wheel Motored “UOT Electric March II-”, AMC2002-Slovenia, pp. 1-14, 2002.
- [42] Takahiro Okano, Tai Chien Hwa, Tomoko Inoue, Toshiyuki, Shin-ichiro Sakai and Yoichi Hori, “Vehicle Stability Improvement Based on MFC Independently Installed on 4Wheels -Basic Experiments using “UOT Electric MarchII””, in Proc. PCC-Osaka 2002, vol.2, pp.582-587, 2002.

- 
- [43] Takahiro Okano, Shin-ichiro Sakai, Toshiyuki Uchida and Yoichi Hori, “Braking Performance Improvement for Hybrid Electric Vehicle Based on Electric Motor’s Quick Torque Responce”, The 19th. Electric Vehicle Symposium(EVS19), 2002.
- [44] Marcus Menne and Otmar Bitsche, “Comparison of Drivetrain-Oscillation Damping- Algorithms for Electric Vehicles”, The 18th. Electric Vehicle Symposium(EVS18), 2001.
- [45] Gunther Gotting and Rik W. De Doncker “Comparison of Algorithms for Suppression- Control of Drivetrain-Oscillations in Electric Vehicles”, The 19th. Electric Vehicle Symposium(EVS19), 2002.
- [46] 黒沢 良一, “機械系の振動と振動抑制制御 SFC”, 機械系設計臨時増刊号, vol.30, no.8, pp.172-177, 1991.
- [47] Jeongha Kim, Yeonghan Chun and Yoichi Hori, “SFC 制御による高速エレベーターの振動抑制 -最適 SFC ゲインの設計について-”, 総合試験所年報, vol.55, pp.135-140, 1996.
- [48] Yoichi Hori, “Vibration Suppression and Disturbance Rejection Control on Torsional System”, in Proc. IFAC Motion Control, pp.41-50, 1995.

# 発表文献

1. Takahiro Okano, Shin-ichiro Sakai, Toshiyuki Uchida and Yoichi Hori, “Braking Performance Improvement for Hybrid Electric Vehicle Based on Electric Motor’s Quick Torque Responce”, The 19th. Electric Vehicle Symposium (EVS19), Pusan, Korea, 2002.
2. Takahiro Okano, Tai Chien Hwa, Tomoko Inoue, Toshiyuki Uchida, Shin-ichiro Sakai and Yoichi Hori, “Vehicle Stability Improvement Based on MFC Independently Installed on 4Wheels -Basic Experiments using “UOT Electric MarchII”, in Proc. PCC-Osaka 2002, vol.2, pp.582-587, 2002.
3. 岡野隆宏, 坂井真一郎, 藤本博志, 堀洋一, “ハイブリッド自動車における油圧ブレーキと電気モータの協調制御による新しいABSの提案と基礎実験”, 電気学会産業応用部門全国大会, vol.3, pp.1441-1444, 2001.
4. 岡野隆宏, 堀洋一 “HEVにおける油圧アクチュエータと電気モータの協調制御による新しいABSの提案”, 電気学会産業計測制御研究会, IIC-01-8, 2001.
5. 岡野隆宏, 坂井真一郎, 内田利之, 堀洋一, “車軸の軸ねじれを考慮した電気自動車の空転防止制御”, 電気学会自動車研究会, VT-02-29, 2002.
6. 岡野隆宏 “低環境負荷自動車 -マイクロガスタービン搭載のタービンEVバス-”, 電気学会誌, Vol.122 Number4, pp212-215, 2002.
7. Shin-ichiro Sakai, Takahiro Okano, Tai Chien Hwa, Toshiyuki Uchida and Yoichi Hori, “Experimental Studies on Vehicle Motion Stabilization with 4 Wheel Motored EV”, The 18th. Electric Vehicle Symposium (EVS18), Berlin, Germany, 2001.
8. Shin-ichiro Sakai, Takahiro Okano, Tai Chien Hwa, Toshiyuki Uchida and Yoichi Hori, “4 Wheel Motored Vehicle “The UOT Electric MarchII” -Experimental EV for Novel Motion Control Studies-”, in Proc. JTC2001, Tokyo, 2001.
9. 坂井真一郎, 岡野隆宏, 戴建華, 内田利之, 堀洋一 “完全独立駆動EV 東大三月号II -その概要と実験報告-”, 電気学会産業応用部門全国大会, vol.2, pp.795-796, 2001.
10. 戴建華, 岡野隆宏, 井上友子, 坂井真一郎, 内田利之, 堀洋一, “電気自動車ならではの運動制御の可能性 ~「東大三月号II」の走行試験報告~”, 電気学会自動車研究会, VT-02-9, 2002.

# 付録A 実験用電気自動車“東大三月号II”の改装

## A.1 東大三月号IIの概要

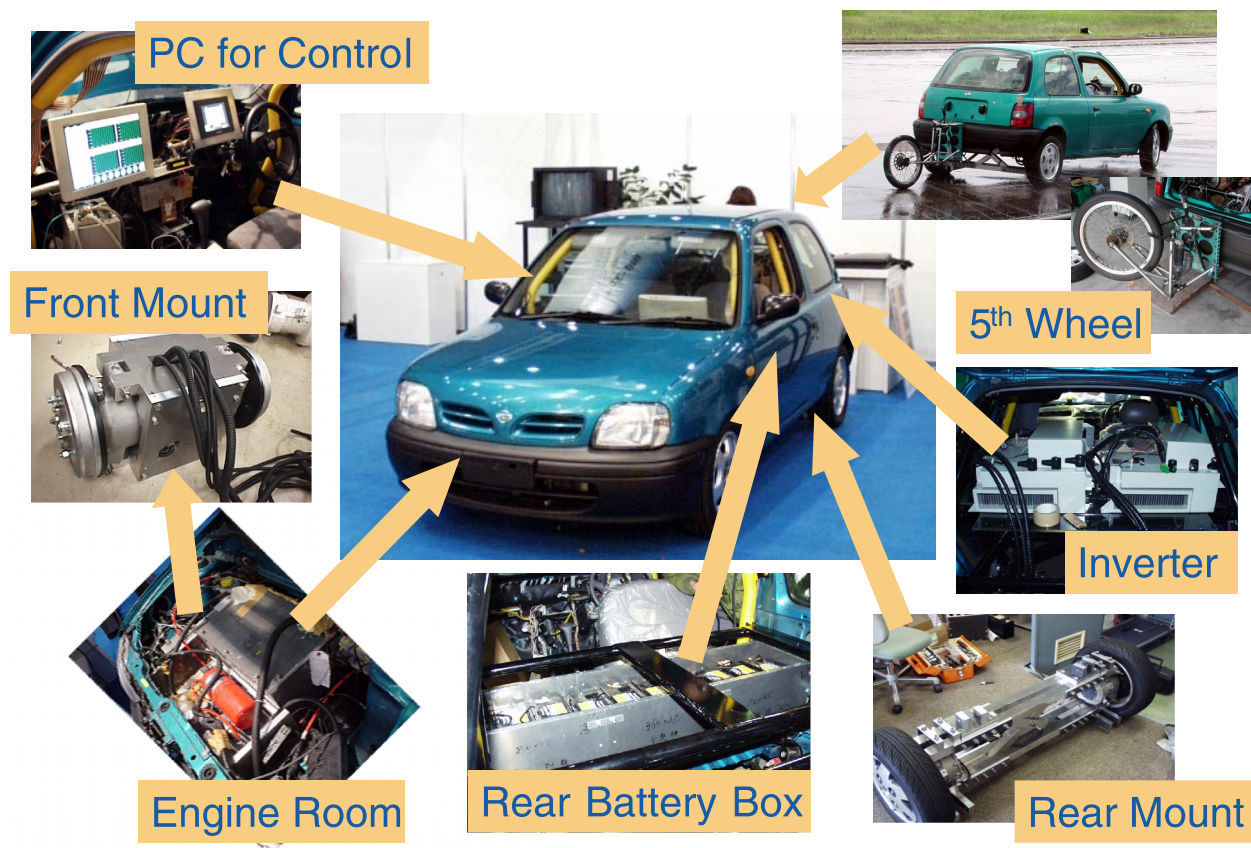


Fig A.1: 東大三月号IIの概要

東大三月号IIは、東大三月号Iによって得られた電気モータの俊敏な応答特性を活かしたフィードバック制御に関する成果をさらに拡張し、車両の2次元運動制御まで視野にいたれた研究へ展開していくために製作された完全四輪駆動EVである。

Fig.A.1, Table.A.1にその概要と諸元を示す。東大三月号IIの最大の特徴は、駆動源として各輪に独立にインホイールモータを配していることである。このモータは永久磁石型の同期モータであり、減速ギヤ、ドラムブレーキなどと共にタイヤホイール内にユニット化されており、インホイールモータと呼ばれている。インホイールモータは、2基ずつユ

Table A.1: Specifications of “UOT Electric March II”.

<b>Drivetrain</b>	<b>4 PM Motors / Meidensya Co.</b>
Max. Power(20 sec.)	36 [kW] (48.3[HP])*
Max. Torque	77* [Nm]
Gear Ratio	5.0
<b>Battery</b>	<b>Lead Acid</b>
Weight	14.0 [kg](for 1 unit)
Total Voltage	228 [V] (with 19 units)
<b>Base Chassis</b>	<b>Nissan March K11</b>
Wheel Base	2360 [m]
Wheel Tread F/R	1365/1325 [m]
Total Weight	1400 [kg]
Wheel Inertia**	8.2 [kg]***
Wheel Radius	0.28 [m]
<b>Controller</b>	
CPU	MMX Pentium 233[MHz]
Rotary Encoder	3600 [ppr]***
Gyro Sensor	Fiber Optical Type

\* ... for only one motor.    \*\* ... mass equivalent.

\*\*\* ... affected by gear ratio.

ニット化され車体に取り付けられている。

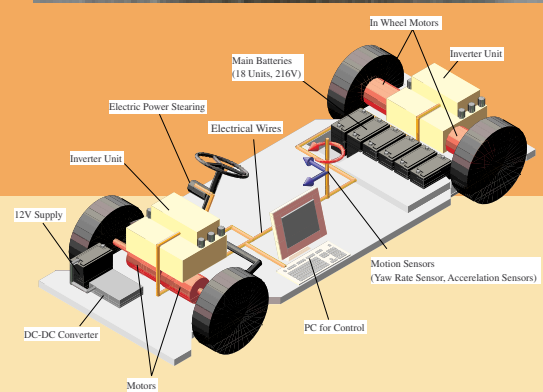
計測制御用信号として、光ファイバ型ジャイロセンサによりヨーレートを検出し、また IC タイプの加速時計により前後/横方向の加速度を検出する。各モータの速度もエンコーダにより検出されている。オプションとして第 5 輪の取り付けも可能である。また、車体の対地速度 (前後/横) を検出するための非接触速度計の搭載を準備中である。この他の制御機器としては、電動パワーステアリング (EPS) を装備しており、操舵角を検出するセンサとして、また将来は自動運転試験用としても使用可能である。

これらの信号を統括・制御するコントローラとして車内に制御用 PC(ev-m) を装備した。さらに、システム監視を主目的としたホスト PC(ev-s) も併設し、制御用 PC と相互通信を行っている。

上記の特徴を備えた東大三月号 II は 2001 年 1 月 11 日に完成し、制御試験に用いられている。対外発表として、国際展示会などにも出展している。Fig.A.2 は、2001 年 11 月に東京ビッグサイトにおいて開催された JTC2001 に出展した際のポスターである。



東京大学大学院工学系研究科電気工学専攻堀研究室  
The University of Tokyo Hori Lab.



## 東大三月号 II UOT Electric March II

Specification of "UOT Electric March II" / Drivetrain: 4PM Motors, Max. Power: 36kW × 4 (48.4HP × 4), Max. Torque: 77Nm × 4, Gear Ratio: 5.0 / Battery: Lead Acid, Weight: 14.0kg (1 unit), Total Voltage: 228V (19 units) / Base Chassis: Nissan March K11, Wheel Base: 2360mm, Wheel Tread: 1365/1325mm, Total Weight: 1400kg, Wheel Inertia: 8.2kg, Wheel Radius: 280mm / Controller, CPU: Pentium 233MHz, OS: RT-Linux ver.1 / Sensors, Rotary Encoder: 3600ppr, Fiber Optical Type Gyro Sensor, 5th Wheel for Chassis Velocity, Steering Angle Sensor (EPS), Accel. Meters for X, Y axes.

Fig A.2: 東大三月号 II のポスター (JTC2001[19] で使用)



## A.2 東大三月号 II の改装

A.1 において、東大三月号 II の概要を説明した。2001 年 1 月の完成後もいくつか改良を行ってきた箇所があるため、本章では 2001 年 1 月以降の改良作業についてまとめる。

### 1. バッテリー交換

東大三月号 II 最大の改修作業は、2002 年春に行ったバッテリー交換である。Fig.A.3 は電池交換の風景である。実験車設計時にバッテリー交換を念頭においた設計を特に行っていなかったため、かなり大がかりな作業となった。交換したバッテリーは全く同じ性能のバッテリーであったが、交換前のバッテリーが購入後かなりの期間(約 3 年) 放置されていたこと、充電時に PC を動作させるために充電しながら微小電流をとり続けてしまったこと(DC/DC コンバータの動作を許可したこと) などによりバッテリーの性能が大きく低下してしまっていた。このバッテリーの性能劣化が与える実験への時間的支障が無視できなくなってしまったため、バッテリーの交換を行った。バッテリー交換により、テストコースにおける 1 日あたりの実験可能回数が約 20 本 約 50 本と大幅に向上した。

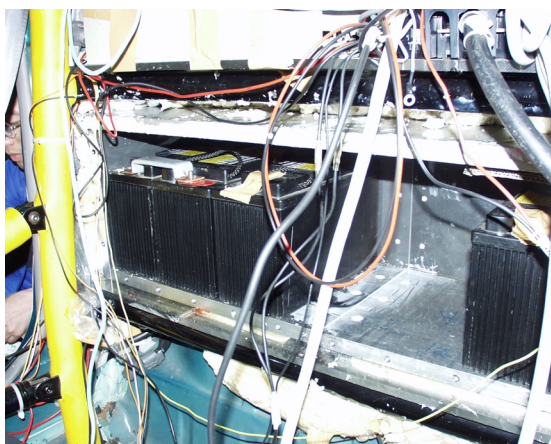


Fig A.3: バッテリー交換風景

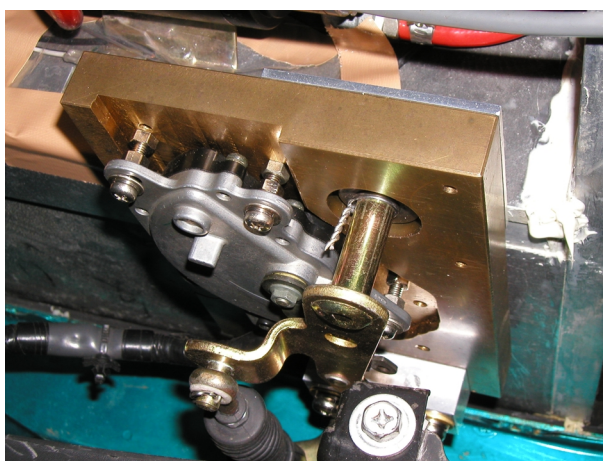


Fig A.4: 機械式シフトスイッチ

### 2. 機械式シフトスイッチ復旧

電気モータは回転数のレンジが広いので、内燃機関自動車にみられるギヤは必要ない。基本的に、“P”、“D”、“N”、“R” が実現できればよくこれらの切り替えに機械的な機構の必要はない。そこで当初は、電気的なスイッチによってシフトスイッチ機能を実現していた。実用上の不便はないが、いわゆる自動車との操作性の差異によりテストドライバーの違和感、非常時におけるオペレートの問題があった。そこで、改造前の車両に装備されていたシフトレバーを活用するべく改修を行った。Fig.A.4 は、シフトレバーの動作を電気信号に変換するために製作した部品である。

### 3. 充電回路変更

前述した、バッテリー交換をしなければならなくなった原因の一つとして充電中の DC/DC コンバータ稼働があった。改修前の充電回路は、充電時に主回路/副回路ともに投入する必要があったため DC/DC コンバータはもとより制御用 PC などとも動作してしまっていた。そこで充電用スイッチを新たに敷設し、充電時に余分な電流を浪費しないように改修した。また DC/DC コンバータの動作を禁止したことで、

充電中に制御用 PC を使用できなくなった。そこで、新たに充電中に副回路へ電源供給するために、外付け DC/DC コンバータを敷設した。

#### 4. 車内配線整理

実験車は保管環境が屋外であること、製作自体が突貫作業であったため接点不良に代表されるトラブルを頻発していた。また、電装品の配置により車内の居住スペースが圧迫されていた。これらの問題を解決するべく配線の見直しと電装品の配置の修正を行った。最も顕著な例が Figs.A.5, A.6 に示す DC/DC コンバータの移設である。DC/DC コンバータを運転席下に接地することで、居住スペースの拡大が達成された。

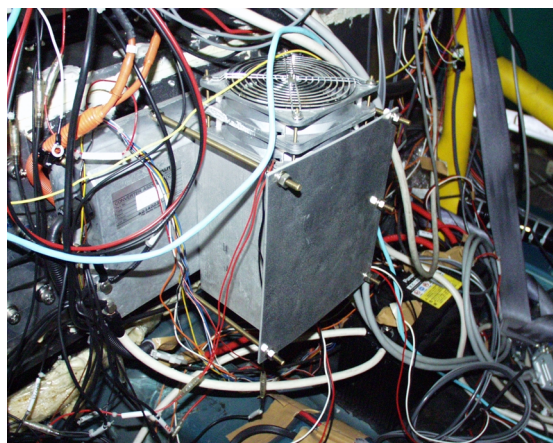


Fig A.5: DC/DC コンバータ移設前

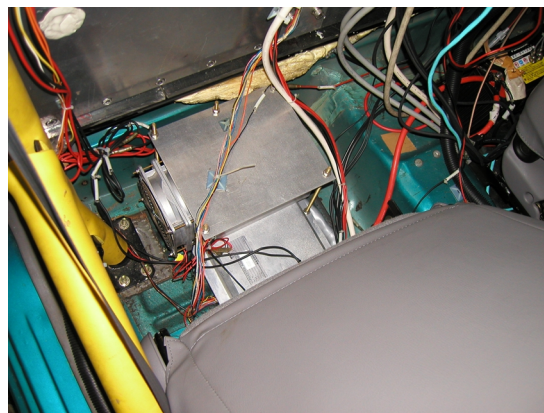


Fig A.6: DC/DC コンバータ移設後

#### 5. その他

二度に渡るモータ軸の破損 (Figs.A.7, A.8) を経て、インホイールモータ内のギヤバックラッシュの影響が非常に大きいことを認識した。また車体速度表示計、車載 PC からのマウスの除去、車載 PC トラブル時への迅速な対処方法の確立、車両保管環境の改善など上記に挙げられていない改善箇所も多数存在する。

完成から 2 年を経てようやく実験機らしい実験車にまで完成度の向上した東大三月号 II を用いて、次年度以降素晴らしい研究成果が挙げられることを願うばかりである。



Fig A.7: モータ軸破損状況



Fig A.8: モータ軸破損状況



# 付録B 低環境負荷型自動車 -マイクロタービンを搭載した“タービンEV(Electric Vehicle)バス”-の取材報告

自動車の交通量増加に伴う交通渋滞や環境汚染が社会問題となっている昨今、その低減のために市民は、公共交通機関の利用を求められている。より環境負荷の低い公共交通機関としていくつかの自動車、電車が提案されている。筆者は、その問題の解決策の1つとして提案されているタービンEVバス (Fig.B.1) の取材を行った。このバスは本格的普及には至っていないが、先の日韓共催 W 杯の観客輸送に用いられるなど本格運用に向けて着々と準備が行われている。2002年4月に電気学会誌に掲載された記事を以下に載せる。



Fig B.1: タービン EV バス