

電気自動車の制御に関する研究

(東大三月号の研究)

東京大学工学部

堀 研究室

1999.5

I 部

- 1 . 電気自動車の現状と将来
- 2 . 電気自動車の新しい可能性
- 3 . トラクション制御 (MFCと最適スリップ率制御)
- 4 . 動的駆動力配分制御
- 5 . ロバストな車両姿勢制御

II 部

- 1 . 電気自動車の制御とは
- 2 . 路面状態推定を用いた増粘着制御
- 3 . 新しい路面状態推定法
- 4 . 最適スリップ率生成器の設計
- 5 . スリップ率を用いない空転検出手法

I 部

1. 電気自動車の現状と将来

1.1 すぐそこまで来ている電気自動車時代

1996年10月に大阪で開催された電気自動車専門の国際会議EVS13では、地球環境問題の観点から電気自動車を導入せざるを得ないとの"消極的賛成"の論調であったが、主な自動車メーカからは完成度の高い実用車が出そろい、また、基調講演においては、トヨタ自動車の豊田会長自らが電気自動車に積極的姿勢を見せるなど、電気自動車時代は遠くないことを感じさせた。

いわゆるカリフォルニア規制は、1998年と2001年の中間目標が撤回されたとはいえ、"2003年10%"の数値は依然強い影響力をもっている。

表1 各種低公害車の適用範囲

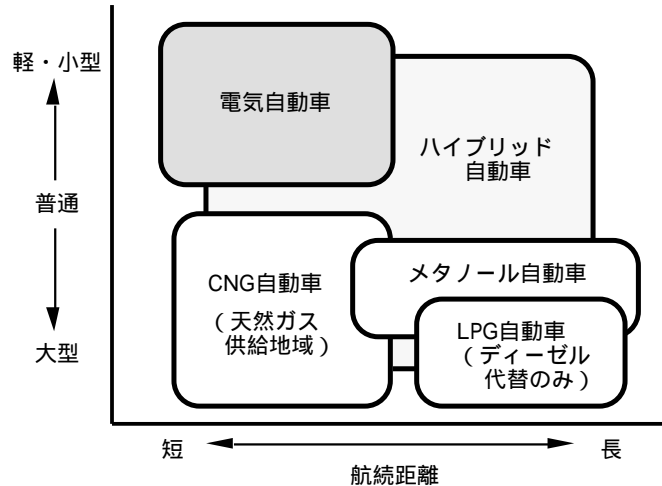


表1に見るように、低公害車の中における電気自動車の位置付けは、短距離の小型車用途である。価格は高く電池交換に問題があるとされており、この予想はよく当たっていると思われる。

その後、約2年が経過し、1998年12月のEVS-14（フロリダ）を経て、1998年10月ブリュッセルで開催されたEVS-15には1600人以上もの参加があった。直前にパリで開かれた、自動車関係では世界最大の国際会議FISITAの参加者は3000人であったと報じられている。FISITAは2年に1回の開催である。電気自動車の普及率はほとんどゼロであるにもかかわらず、内燃機関車をベースとする権威ある学会と同等以上の関心を、電気自動車単独で集めているのである。清水（浩）によれば、一般の工業製品が、研究 開発 生産という道をたどるとすれば、電気自動車の将来は約束されていると言ってよい。まったく同感である。

1.2 EVSに見る主な車とその評価

EVS13, EVS14などに発表された主な電気自動車を表2に示す。この状況は現在も大きくは変わっていない。性能面において、これらの数値や試乗した感触から判断したりする限り、静寂である点を除けば、在来ガソリン車となら変わるところはない。その特徴をまとめると以下のようなものである。

(1) 完成度の高い車両が出そろった

走行性能（最高速度、加速性能）は満足できるレベルに達し、一充電走行距離は軒並み200km台になった。

(2) モーターの流れも見えてきた

日本では、誘導モーターから永久磁石形同期モーター（PMモーターという）へ進む傾向がはっきりした。バネ下重量が増えるがインホールモーターも射程距離内にある。ただしアメリカは誘導モーターが主流。大型の車、耐環境性では誘導モーターが有利である。

(3) 電池にもストーリーが見えてきた

シール形鉛 NiMH Liイオン という流れがはっきりした。1998年、2001年の中間目標値の撤廃で、鉛電池を省略して一気にLiイオンになるとの見方もある。鉛といえども大量に使うと資源問題を生じる。Liの方がこの点有利である。しかし、鉛電池は満充電状態が安定であり、多くの電池は放電状態が安定であることも問題視する向きもある。最後は燃料電池に進むという見方も強い。ダイムラークライスラーのNECAR4は液体水素を直接用いるものの、自動車としての性能は申し分ないレベルにある。



Toyota RAV4-EV



Nissan Altra EV



Honda EV Plus



GM EV 1



Ford Ranger EV



Luciole (環境庁)

写真 1 現在の主な電気自動車

表 2 現在の主な電気自動車

メーカー	トヨタ	日産	ホンダ	G M	Ford	Chrysler
車種	RAV4L EV	R'nessa EV	EV Plus	EV1	Ranger EV	Epic
電池	Ni-MH	Li Ion	Ni-MH	Ni-MH	Ni-MH	Ni-MH
モータ	PM	PM	PM	IM	IM	IM
最大出力	50kW	62kW	49kW	102kW	66kW	74kW
充電器	conductive	inductive	conductive	inductive	conductive	conductive
一充電走行距離	215km	230km	220km	160miles	100miles	215km
最高速度	125km/h	120km/h	130km/h	80mph	75mph	80mph

(4) コンポーネントはほぼ完成した

充電器は接触形と非接触形が両立しており一長一短。信頼性の高い SOC (State Of Charge) indicator の開発は依然問題であり、ニューラルネットなどの導入も考えられる。

(5) インフラはまだ不十分である

とくに充電設備のインフラが問題。充電は家庭で行うのが基本であり、町中の電気スタンドはあくまで緊急用である。この充電設備は意外に高価であり、爆発的な普及を困難にしている。

概していえば、政府/自治体はEVの導入にきわめて積極的である。地球環境問題対策の要求から政治的にも積極的にならざるを得ない。自動車メーカーはEVを実用化しようと必死になっている。政策による補助や規制を待たず、あくまで消費者の自主的な購買欲を期待している。従ってコスト低減が第一の課題である。

しかし、近年とくにアメリカでは、政府が補助金を出し、電気自動車の購入コストはガソリン車の価格に近くなってきている。その意気込みは並大抵のものではなく、また、高校生レベルの層が電気自動車へのコンバートを積極的に行っており、その活動が支援されたりしている点は、日本とは大きく異なっている。

1.3 最近の超小型EV車両

EVSが最初にかかれたのは1969年であるから、もう30年になる。大阪で開かれたEVS-13では、先に述べたように、各自動車メーカーからガソリン車の性能を意識した実用レベルの車がそろって発表された。しかし、その後、車両に関する限り、大きな状況の変化はないと思われる。ただ、最近の傾向として、超小形EVとでも呼ぶべき高性能PEV (Pure Electric Vehicle: 2次電池のみを用いる純電気自動車をこう呼ぶ) が、各社から出そろったことは注目される(表3)。環境庁のエコビークルLucioleがそのさきがけとなっていることは間違いない。

PEVの生きる道は、最高速度100km/h、航続距離100km程度の2人乗り小形EV(ただし高性能であり高級感もある)であるという認識が定着しつつある。すなわち、EVはガソリン車とはまったく違った新しいジャンルの乗物であり、走らないがゆえに、われわれはライフスタイルそのものを見直さざるを得ない。

クルマ中心の社会をこのまま続けるのか、不十分な性能をものを使いこなす社会に転換するのか、われわれは、いま選択を迫られていると言ってよい。性能のよい話題のハイブリッド車を買ってしまったのでは、このような視点は育たないのである。



Eco-Vehicle "Luciole"
(となりの軽自動車と比べてみて下さい)



Toyota "e-com"



Nissan "Hypermini"



Honda "Citypal"

写真2 最近の超小形EV

表3 最近の超小型EV

メーカー	トヨタ	日産	ホンダ
車種	e-com	Hypermini	City Pal
電池	Ni-MH	Li イオン	Ni-MH
モータ	PM	PM	PM
最大出力	19kW	20kW	30kW
一充電 走行距離	100km	130km	130km
最高速度	100km/h	100km/h	110km/h

1.4 エコビークルの開発 - その思想と性能 -

環境庁主導のもと、ダイハツ、明電舎、日本電池、東洋ゴムなどが協力して開発したエコビークル("ルシオール": フランス語で"蛍")は、一から作り上げたグランドアップ車である。前後2シートの小型車で、車重910kg、最高速度は130km/h、一充電で130km走行可能であり、燃費は原油1リットル換算50kmである。太陽電池によって年間1000km走行分程度のエネルギーを生み出す。

エコビークルは電気自動車独自の使い方を目指している。設計思想が明確で、日本のハイテク形電気自動車の一つの姿を示していると考えられる。多くの新御術が盛り込まれているが、以下の3点がとくに注目される。

(1) インホイールモータ

PMモータ・減速ギア(ギア比1:5)・ブレーキを一体組み込みとし、リア2輪を独立駆動。最大トルク77Nm、最大出力36kW、最高回転速度8700rpm、重量25.3kg(1個当りの数値)。

(2) B B F (Battery Built-in Frame)

56個の鉛電池をアルミ合金押し出し中空フレーム4本内に配置。広いスペースを確保。低重心化。

(3) B M S (Battery Management System)

3個ずつまとめてローカルチャージャが充電状態を監視・制御。急速充電はあくまで緊急。

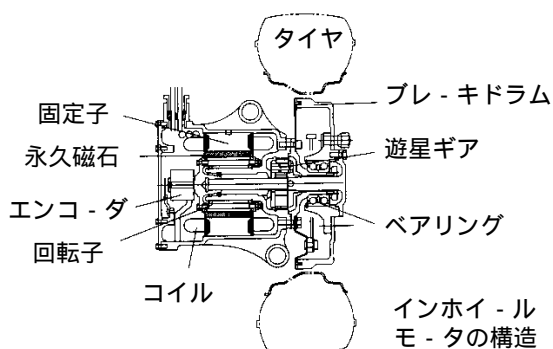


図1 環境庁のエコビークル"ルシオール"

1.5 今後の課題 - やはり電池が一番の課題 -

電気自動車の今後の課題は、以下の3点にしばられる。(4)は新しい着眼点である。

(1) とにかく普及させるための車両開発

低価格、高信頼性を満たし、各種用途に適した車を開発することが急務である。高齢者(いわゆる金持ち老人)をターゲットにした、多少高価であるが、安全で魅力的な車から普及させようという意見もある。

(2) 電池

電池そのものの開発（長寿命化，低価格化，多ライフサイクル化）はもちろん，組電池を相手にしたBMS（Battery Management System）というエネルギーシステム的な考え方が重要である。設置の方法や冷却法も非常に大切である。BBFが一つの解答かも知れない。

(3) インフラ整備

都心ではエンジン車を規制したりして電気自動車を導入しやすくする政策，エコステーション（充電スタンド）の整備など以外にも，電池までは配電の範疇という考え方もある。いずれにしても，最後はユーザが自主的に購入するようになる仕組みが必要である。

(4) 新しい制御

電気モータは高速で正確なトルク応答を持っている。これを生かした新しい制御が可能であり，唯一この点において，電気自動車は魅力的な乗物になる可能性があり，ガソリン車を超えることができる。これについては次章以下に詳述する。

2. 電気自動車の新しい可能性

2.1 電気自動車の特長

電気自動車には、従来のガソリン自動車にはなかった大きな可能性を見いだすことができる。一つは、電気モータの高度な制御性をいかした増粘着制御（トラクション制御）であり、いま一つは複数輪独立駆動による車両姿勢制御である。これらの可能性のもたらす新たな自由度は、人間操縦系として望ましい特性をもった車両、すなわちより操縦しやすい安全で快適な車の実現につながる。

(1) 電気モータの速いトルク応答を生かした制御

EV（電気自動車）がICV（内燃機関自動車）と大きく異なる点は、当然であるが、EVは電気モータで動くということである。電気モータの最大の特長は、トルク応答がエンジンの2ケタでいど速いことである。エンジンが500msならモータは5msである。エンジンが100msならモータは1msにできる。

定常的な速度・トルク特性や効率マップだけで比較しても、EVの勝ち目はほとんどない。過渡特性を論じてはじめて差が生じる。速いトルク応答はフィードバック制御を可能にする。これによって増粘着制御に成功すれば、ロスが半分のタイヤ用いて一充電走行距離は一気に倍となる。

車の運動は平行移動であるから、原理的にはエネルギーは不要である。ロスの大半はタイヤの摩擦が原因である。鉄道のエネルギー効率が格段によいのは、摩擦のきわめて少ない鉄車輪とレールを使うためである。ただしよくすべる。従って、モータによる粘着制御が不可欠であり、そうしてはじめてまともに走っている。粘着特性がモータの種類や制御方式によって全く異なるということも、鉄道の世界では常識である。

このような制御の代表はABSであり、ガソリン車においても比較的応答の速いブレーキ系統を利用して実現されている。しかし、トラクション制御は付加ハードが必要でコスト高となり、性能も不十分である。EVであれば、モータ制御だけで高性能トラクション制御が簡単に実現できる。

(2) 複数輪独立駆動による車体姿勢制御

さらに、電気モータの高い制御性を活かせば、ガソリン車にはできない高度なモーション制御が可能である。前後方向の運動を対象としたトラクション制御、横方向の運動も考えたヨーレートやすべり角制御が考えられる。

4輪独立駆動にすればヨーレートそのものを制御入力とする新しい制御系が組める。4輪独立駆動は、ステアリングによって横方向の力を発生せざるをえない、従来の4WDや4WSとは本質的に異なる。モータは分散配置してもコストはそれほど高くない。インホイールモータでもよい。小型エンジンを4個使うことは非常識でも、電気モータなら多分許されるだろう。

以上のようなことはよく認識されているはずなのに、意外と強調されることが少ない。クリントン大統領のPNGV（The Partnership for a New Generation of Vehicles）でもなぜか欠落しているし、EVS-14にも該当するセッションはなかった。しかし、この2つのメリットを活かさなければ、EVの生きる道はほとんどない。逆に、電気モータの高速で正確なトルク応答を活用することによって、電気自動車には夢のある未来が開ける。

EVのモータ制御は、エンジンはもとより、鉄道のモータ制御に比べてもはるかに高性能である。これをして、モータの応答は速すぎるので人間系になじまないという人がいる。この理屈は半分間違っている。制御系には、目標値応答特性と外乱応答特性（閉ループ特性）とがあり、両者は独立である。人間を含んで論じるべき目標値応答と、その必要のないタイヤの粘着特性などとは別物であることも、制御の世界ではいわば常識である。

以下では、このような視点に立ち、前半では、東大三月号による増粘着制御、後半では、IZAやLucioleのような、2輪ないし4輪独立駆動車で可能になる、動的駆動力配分制御や車両姿勢制御の可能性について述べる。

2.2 新しい車体制御系の構想

(1) 新しい車両運動制御系の全体構想

図2に示すのは、新しく実現しようと考えている電気自動車の制御系の構想を描いたものである。さまざまところに2自由度制御の考え方が含まれていることが、見て取れる。

F_{drive} と $\delta_{f,drive}$ は運転者からの指令である。姿勢制御系は、 β と r をある値 β^* と r^* に保とうとする。（第5章で述べる。）なお、 β^* と r^* は一定値として与えられることもあれば、さらに上位の制御系から出力されるもの

となる。ここでは人間の特性がおおいに考慮すべきであろう。

姿勢制御系は制御出力としてヨーモーメント力 N^* と後輪舵角 δ_r^* を出力する。次に、 N^* と F_{drive} の指令値を満たすように4輪の駆動力が決められるが、要求2個に対して車軸トルクは4個とも独立であるため、そこには冗長性がある。そこで、たとえば動的駆動力配分制御などが可能である。

各輪の駆動力が決まったあと、さらに1軸における性能改善を行うための諸方を盛り込んだマイナーループが加わって、最終的な駆動力が決まる。増粘着制御などはここに組み込むことになる。

以下にこの制御系を説明して行くが、その順番は、内側から外側へ、つまりマイナーループからアウトーループへと行く。

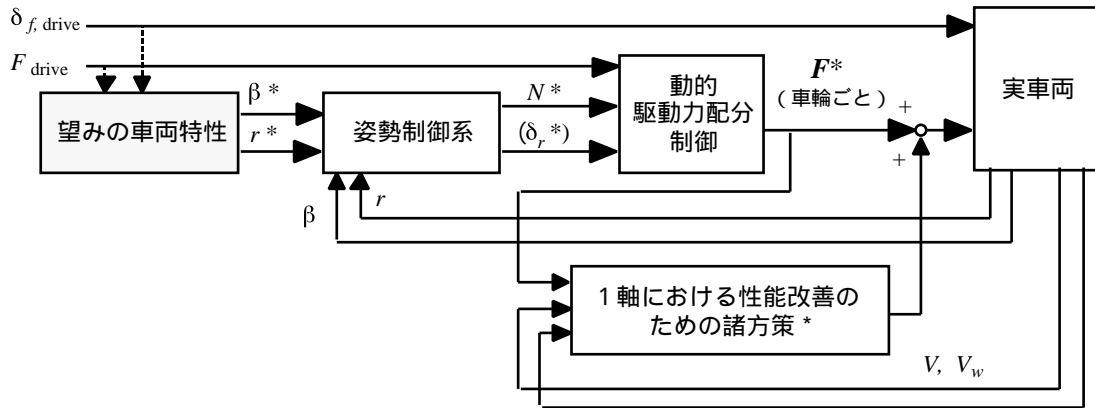


図2 提案する車両のモーション制御系

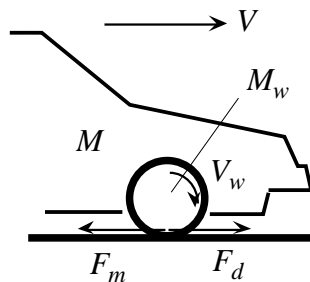
(2) 車両の運動方程式

本章では、実現しようと考えている、電気自動車ならではの車両運動制御の構想を述べる。

車両の運動は、前後方向の運動と、平面上の2次元運動に分けて考えてよく、それぞれに必要な知識としても以下の程度でよいと思われる。

・前後方向の車両運動

まず、1輪の前後方向の運動解析には、タイヤと路面特性のモデル化が必要である。詳細は省略するが、その車両運動方程式は、図3のようなモデルとブロック図で表現することができる。ただし、車体速を決めるトルクは4輪を合計したものであり、車輪速は1輪ごとに独立に計算する必要がある。



(a) 前後方向の車両モデル

運動方程式は、

$$(F_m - F_d) \frac{1}{M_w s} = V_w \quad (1a)$$

$$F_d \frac{1}{M s} = V \quad (1b)$$

で与えられる。ただし、

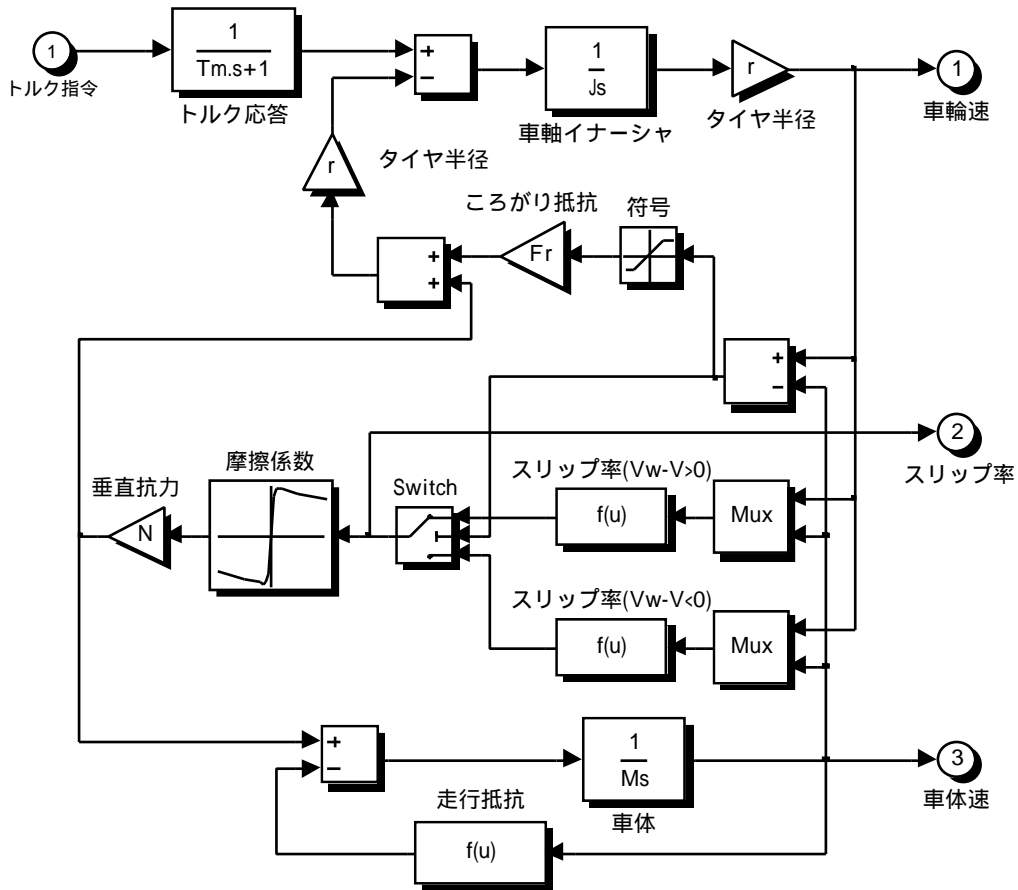
F_m : モータトルク (車輪の力換算) F_d : 駆動力
 M_w : 車輪慣性 (質量換算) M : 車両質量

である。

路面とタイヤの摩擦係数は、

$$F_d = N \mu(\lambda) \tag{2}$$

で与えられる。 N は、 $N=Mg$ で与えられる垂直抗力である。 $\mu(\lambda)$ は路面の粘着状態を表わす重要な非線形関数であり、これを μ - λ 曲線と呼んでいる。



(b) ブロック図表現

図3 前後方向の車両モデルとそのブロック図

・ 2次元平面内での車両運動

2次元平面内での車両運動は基本的に非線形な運動であるが、いくつかの近似を用いることによって、すべり角 β とヨーレート r を状態変数とする線形状態方程式（2輪車両モデル）が得られる。

状態方程式を書き下せば、以下ようになる。

$$\dot{x} = Ax + Bu + E\delta_f \tag{3}$$

$$x = \begin{pmatrix} \beta \\ r \end{pmatrix}, u = \begin{pmatrix} \delta_f \\ N \end{pmatrix}, \delta_f \tag{4}$$

$$A = \begin{pmatrix} -2 \frac{C_f + C_r}{mV} & -1 - 2 \frac{l_f C_f - l_r C_r}{mV^2} \\ -2 \frac{l_f C_f - l_r C_r}{I} & -2 \frac{l_f^2 C_f + l_r^2 C_r}{IV} \end{pmatrix} \tag{5a}$$

$$B = \begin{pmatrix} \frac{2C_r}{mV} & 0 \\ -\frac{2l_r C_r}{I} & \frac{1}{I} \end{pmatrix}, \quad E = \begin{pmatrix} \frac{2C_r}{mV} \\ \frac{2l_f C_f}{I} \end{pmatrix} \quad (5b), (5c)$$

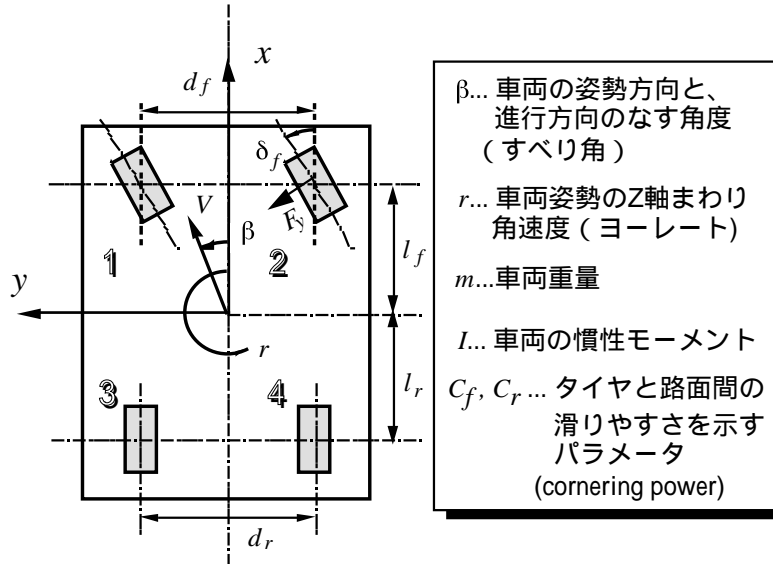


図4 車両運動方程式と座標系

ここで、 β は車両の姿勢方向と進行方向のなす角度すなわち（車両）すべり角、 r は車両姿勢のz軸まわりの角速度すなわちヨーレートである。 m, I はそれぞれ車両重量と慣性モーメントを示す。

タイヤに発生する横力は一般に、各タイヤのすべり角 α の増加に応じて増加し、 α が大きくなるとやがて飽和するという非線形な特性を持っているが、上記の線形方程式では単に α に比例すると近似している。 C_f, C_r は、それぞれ前輪後輪における比例係数であり、一般的にはコーナリングパワーと呼ばれる値である。すべり角が十分小さいときの比例係数であることに注意する必要がある。

方程式を線形化するために用いた他の仮定は、車両速度 V が一定であること、車両すべり角 β と前輪実舵角 δ_f は十分小さいこと、各タイヤでの発生横力は左右で等しいことなどである。これらの近似を用いない場合、すべり角 β 、ヨーレート r および車体速 V を状態変数とする非線形の状態方程式となる。

われわれの用いる車両の運動モデルは、制御則の導出を行うためには、あまり複雑すぎたはいけない。しかし、本質を隠してしまうほど簡略化してもいけない。ここにあげたモデルはその2つの条件を満たす適切な規模のモデルであるといえる。

3 . トラクション制御 (MFCと最適スリップ率制御)

図5に示すように、タイヤと路面の摩擦特性は、前後、横方向とも適度な摩擦係数をもつスリップ率の範囲があることが知られている。この特性は鉄道でも共通であるが、横軸のスケールや、鉄道では横力は考慮しなくてよいことなどに違いがある。

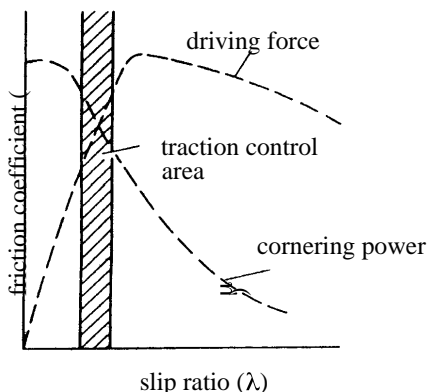


図5 タイヤと路面の摩擦特性

3 . 1 モデル追従制御

まず手始めに、図6のようなモデル追従制御 (MFC) を行ってみる。車両特性は単純な慣性モーメントとし、スリップが生じればその値が急速に小さくなるとする。モデルの方はすべらない車体モデル、すなわち、一定の慣性モーメントとし、両者の差から演算される補正トルクをドライバのトルク指令から差し引いている。実際には、車体モデルの積分とハイパスフィルタの微分は組で実装したり、ドライバトルクを増加させる方向の補正は行わないなどの工夫をしている。

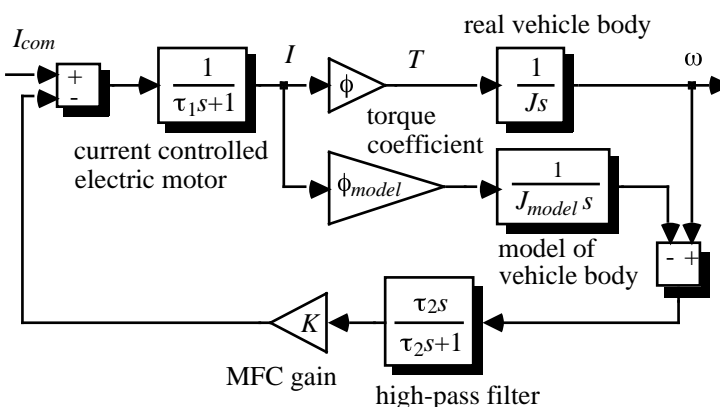


図6 モデル追従制御 (MFC)

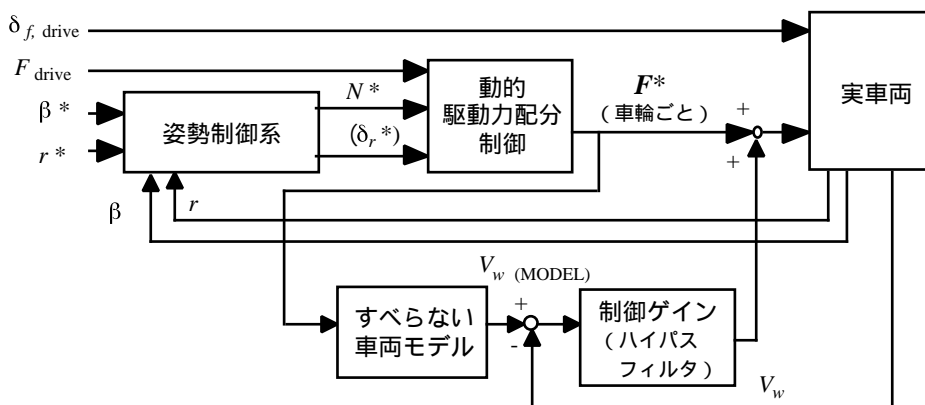


図7 モデル追従制御のマイナーループへの組み込み

図7は、MFCのマイナーループへの組み込み方法を示している。様々な制御系が図2の形で統一表現できるのであり、もっとも重要なのは内側のループである。電気自動車は電気モータのトルク応答が速いためフィードバック制御が可能で、このループを持ちうるのである。

図8、図9に実験の方法とその結果を示す。スリップの発生によって、モータトルクが急速に低下し再粘着に至る様子が見てとれる。

ここで重要なことは、このようなきわめて簡単な電気制御でも、機械系の性質を改変することが可能であるということである。また、ドライバのトルク指令に対する車の応答と、スリップに対する応答とは、全く別物であるということにも注意したい。これは2自由度制御系の本質である。

なお、このモデル追従制御は、絶対車速を知る必要がない点も特長である。

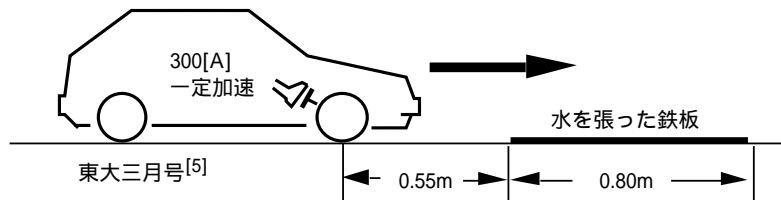


図8 スリップ実験

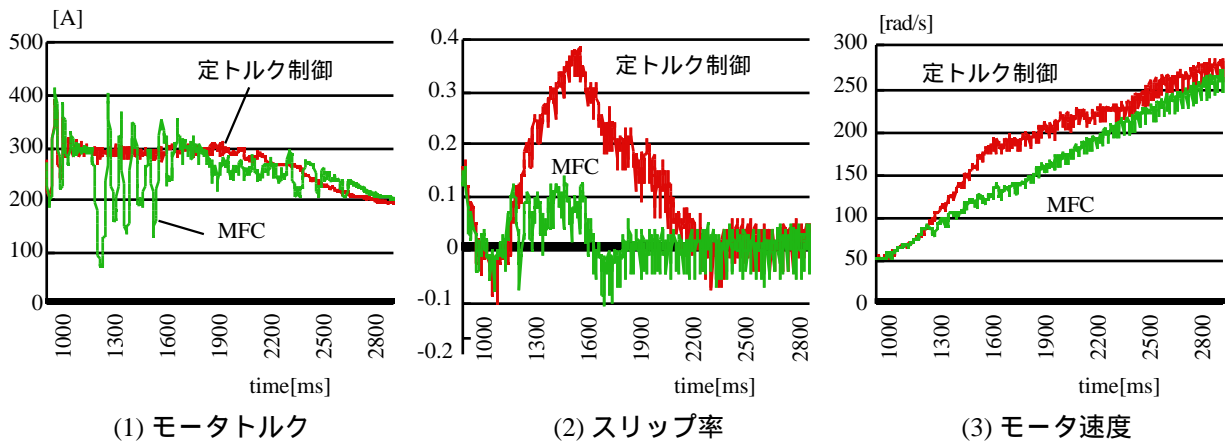


図9 定トルク制御とMFCの実験結果

3.2 最適スリップ率制御

図10に示す最適スリップ率制御は、さらに一步踏み込んだ制御方策であり、最適スリップ率の範囲に、実際のスリップ率を積極的に保とうとするものである。

図3および式(1)(2)に示したタイヤと路面のモデルを線形化することによって、あるスリップ率におけるモータトルクからスリップ率までの伝達関数を求めることができ、

$$\frac{\Delta\lambda}{\Delta F_m} = \frac{1}{Na} \frac{M(1-\lambda)}{M_w + M(1-\lambda)} \frac{1}{1+\tau s} \quad (6)$$

$$\tau = \frac{1}{Na} \frac{MM_w V_{w0}}{M_w + M(1-\lambda)} \quad (7)$$

という、いっけん何の変哲もない一次遅れ系となる。

ただし、車体速度 (V_{w0}) や μ - λ 曲線の傾き (a) などさまざまな変数を含む、やややっかいな性質をもちており、とくに、 μ - λ 曲線のピークの右側では不安定なシステムとなる。

図11に、最適スリップ率制御のマイナーループへの組み込み方法を示す。最適スリップ率制御が、図2の意味において、マイナーループとして機能していることがわかる。

種々検討の結果、スリップ率制御器は、図12に示すような可変ゲインのPI制御器で十分であることがわかる。その場合、スリップ率指令に対する応答は、

$$\frac{\Delta\lambda}{\Delta\lambda^*} = \frac{1}{1 + Na \frac{M_w + M(1-\lambda)}{M(1-\lambda)} \frac{1}{K} s} \quad (8)$$

のようになる。

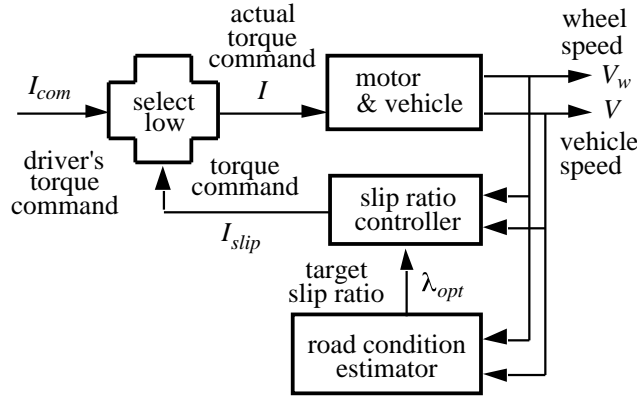


図 1 0 路面状態推定にもとづく最適スリップ率制御

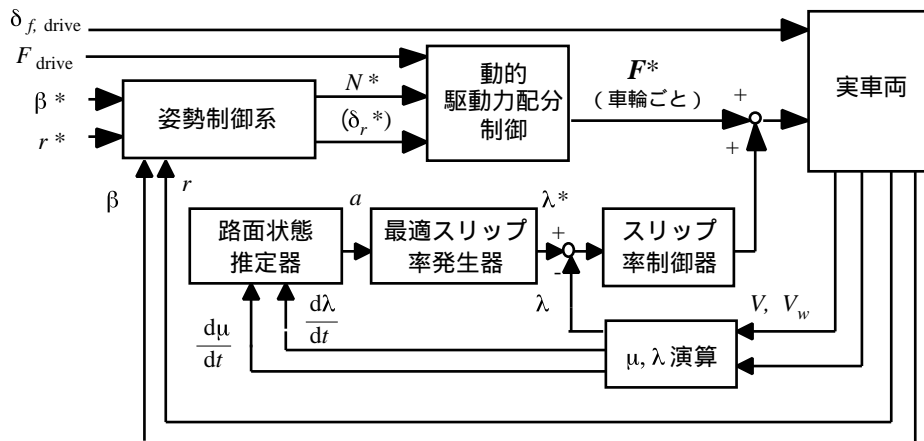


図 1 1 最適スリップ率制御のマイナーループへの組み込み

図 1 3 に、実際の μ - λ 曲線の傾き a_r 、制御器のゲイン K の変動に対する根軌跡を示す。かなり大きなパラメータ変動に対してロバストであることがわかる。また、 μ - λ 曲線のピークの右側（不安定領域）にスリップ率を保つことさえ可能であることもわかる。

図 1 4 に東大三月号を用いた実験結果を示す。スリップ率はほぼ指令値に追従していることがわかる。

ガソリン車で同じことを実現しようとすると、トルク応答の遅れのために、系はたちまち不安定になる。電気モータの性質は非常に素直であり、いっけん複雑に思える机上の制御理論が、現実にもほぼそのまま適用できるということがわかる。電圧、電流、回転速度などの情報が容易に利用できることも強味である。

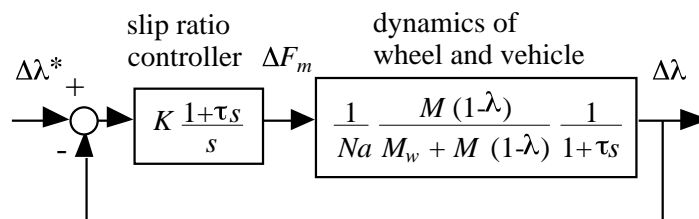


図 1 2 路面・タイヤの動特性（線形化モデル）とスリップ率制御器

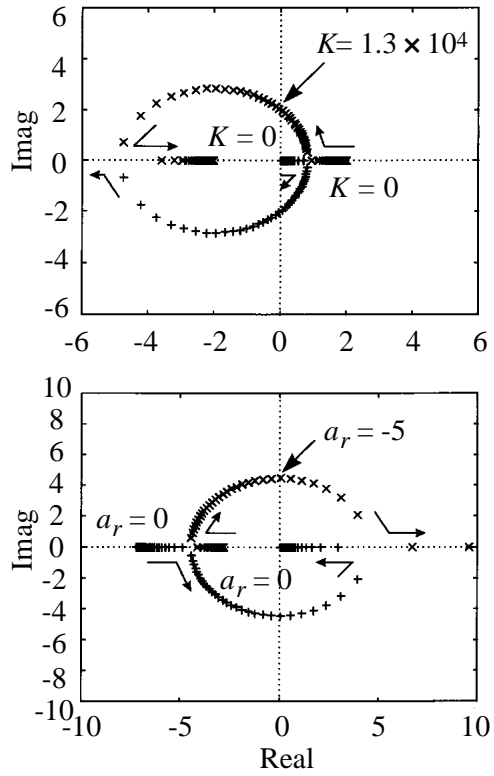
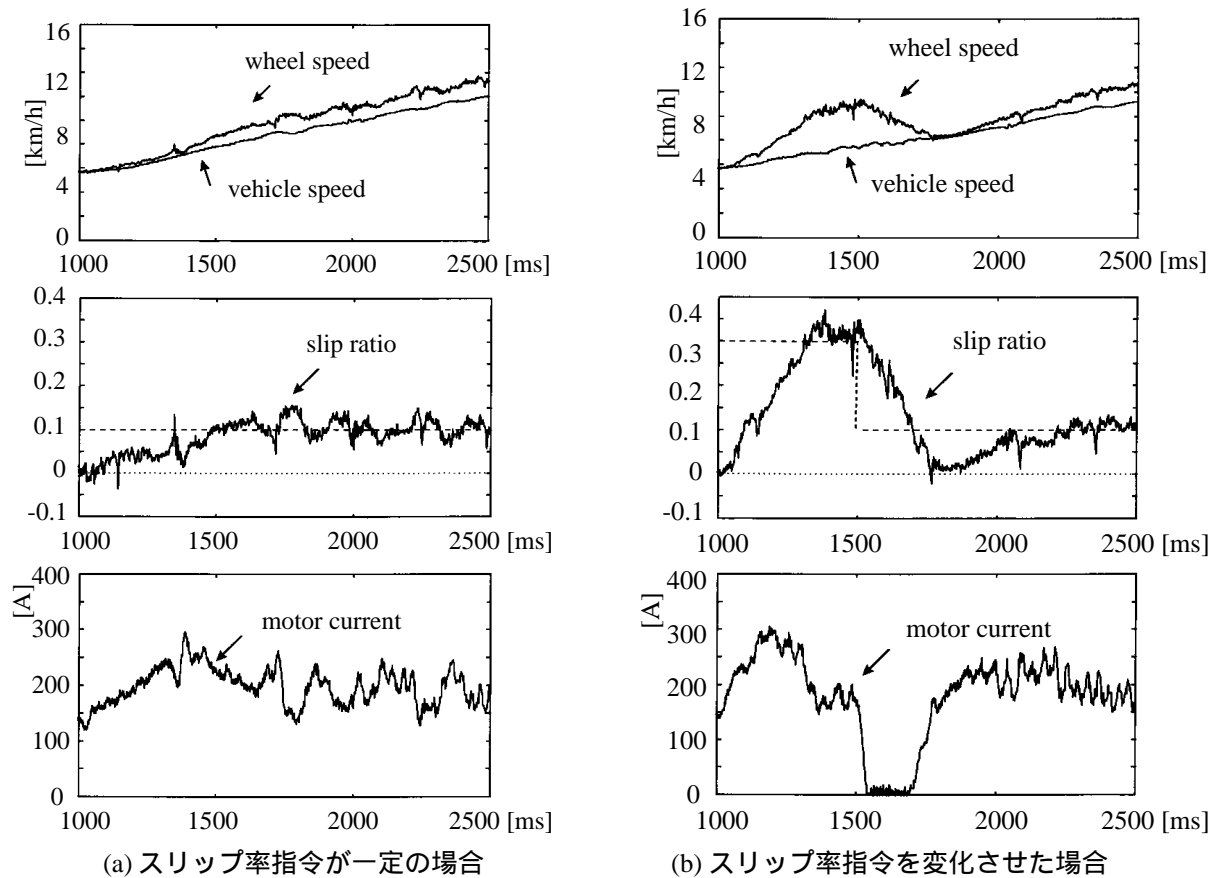


図 1 3 パラメータ変動に対する閉ループ系の根軌跡



(a) スリップ率指令が一定の場合 (b) スリップ率指令を変化させた場合

図 1 4 最適スリップ率制御の実験結果

3.3 路面状態推定

電気モータは自分の出すトルクを正確に知ることができるので、モータ速度、非駆動輪速度などを併用して路面状態のオンライン推定なども可能であり、より気のきいた制御法がいろいろ考えられる。図15、図16に、東大三月号を用いた基礎的な実験結果を示す。実用的なリアルタイムでの推定手法は現在研究中である。さらに、推定された路面状態から最適スリップ率の指令を与える部分は、人間の経験則や知識が役に立つと思われ、ファジィ推論のような方法が適している。

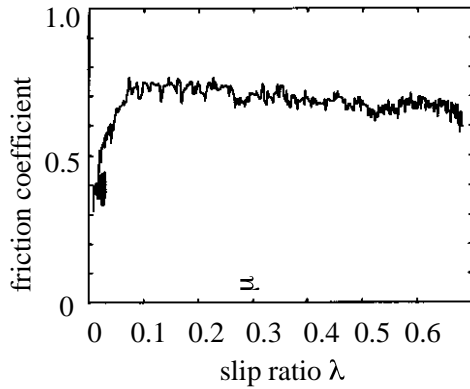


図15 乾いた路面における μ - λ 曲線の推定結果 (実験)

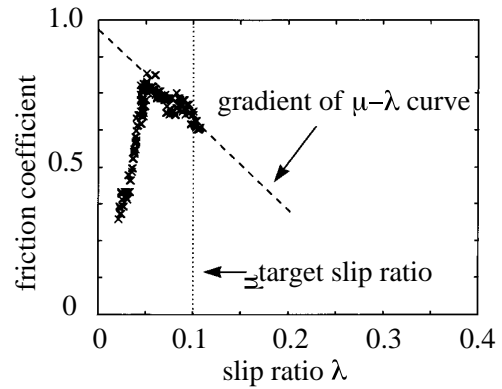


図16 スリップ率制御をかけた状態での μ - λ 曲線の推定結果 (実験)

なお、路面状態推定や、最適スリップ率生成については、II部にて詳述する。

4. 動的駆動力配分制御

次章で述べる姿勢制御系から出力されるヨーモーメント力を実現するために、各タイヤがどのような制駆動力を発生すればよいかという問題は、これまでまともに解かれていないようである。これは従来のICVにおいては、各輪の制駆動力を高速かつ独立に制御することが難しいためである。

本章では、この問題、すなわち図3で動的駆動力配分制御と記したブロックにおいて、低 μ 路走行時の安全性確保などを念頭におき、各輪での発生力を動的に均一化するような制駆動力配分法について考える。

4.1 タイヤモデル

タイヤにおいて発生する横力 F_y は、タイヤのスリップ角 α に応じて非線形に変化する。ここでタイヤのスリップ角 α とは、タイヤの進む方向とタイヤ回転面とのなす角度である。前者は車体速（重心の並進速度） V とヨーレート r によって決定されるから、2輪車両モデルの前後輪における α は、

$$\alpha_f = \beta + \frac{l_f}{V} r - \delta_f \quad (9)$$

$$\alpha_r = \beta - \frac{l_r}{V} r \quad (10)$$

で与えられる。

α とともに横力 F_y がいかに変化するかを、比較的詳しい力学モデルから計算すると、図17(a)に太い実線で示した曲線のようになる。2輪車両モデル（式(3)~(5)）においては、これを点線のような直線

$$F_y = C \alpha \quad (11)$$

で近似したわけである。この比例係数が式(3)~(5)における C_f, C_r 、すなわち、コーナリングパワーと呼ばれる値であり、式(11)を線形タイヤモデルと呼んでいる。

もうすこし詳しい近似として、たとえば永井らは、

$$F_y = -C C_x \frac{\mu}{k} \tan^{-1}\left(\frac{k}{\mu} \alpha\right) \quad (12)$$

なる式を用いている。ただし、 μ は路面とタイヤ間の摩擦係数であり、 G_x, k は、 F_z をタイヤにかかる荷重力として、

$$G_x = \sqrt{1 - \left(\frac{F_x}{\mu F_z}\right)^2} \quad (13)$$

$$k = \frac{C\pi}{2F_z} \quad (14)$$

で与えられている。式(12)から計算される横力 F_y を μ をパラメータにして図17(a)に細線で示す。図から分かるとおり、 $\alpha = 0$ 付近で傾き C の直線に漸近し、 α が大きくなると飽和する特性を持たせている。本論文では、これを非線形タイヤモデルと呼ぶことにする。

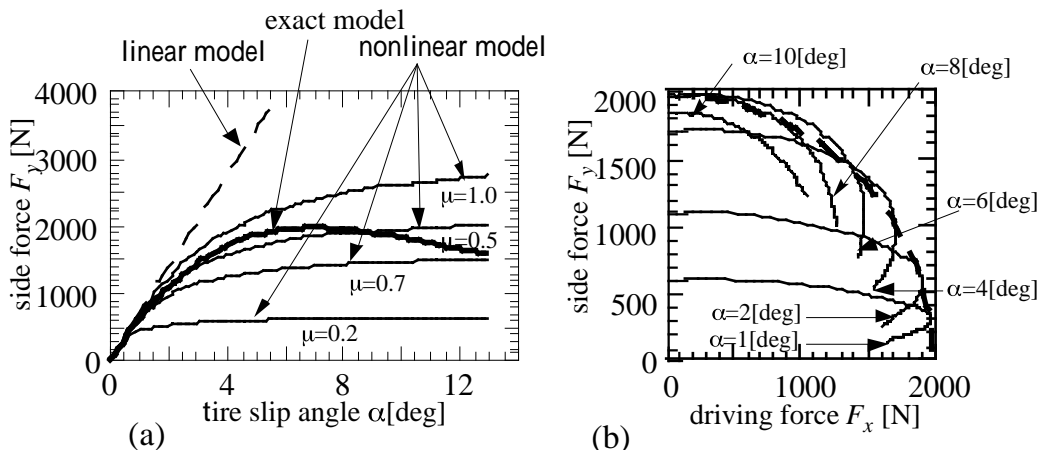


図17 タイヤで発生する横力とそのモデル

この横力の飽和特性は，路面摩擦係数や荷重力の他に，制駆動力 F_x にも依存する。その依存性の一例を図17(b)に示す。図はタイヤに発生する力（発生力と呼ぶ）が，

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad F_{\text{limit}} \quad (15)$$

なる円の内側になければならないことを示している。図に点線で示されたこの円は，一般に摩擦円と呼ばれている。これを越えるような力が発生した場合，タイヤはグリップを失った状態に陥ってしまい，きわめて危険な状態となる。

4.2 ヨーモーメント力制御による車両運動制御

ここでは，制駆動力の動的配分法の提案と，そのシミュレーションを行うが，シミュレーションのためにはヨーモーメント力指令を生成するなんらかの姿勢制御系が必要である。われわれも，第5章において，モデルマッチング制御のロバスト化という手法を提案するが，従来からいくつも提案がある。

本節では，岩間らの提案している制御則を用いたので，その概要をここで簡単に説明しておく。提案されている制御則は，前輪実舵角 δ_f からヨーレート r までの伝達関数 $G(s)$ が

$$G(s) = \frac{r}{\delta_f} = \frac{K_f}{1 + T_f s} \quad (16)$$

になるような，ヨーレート r のフィードバック制御である。ヨーレートはジャイロセンサなどを用いれば検出可能としている。

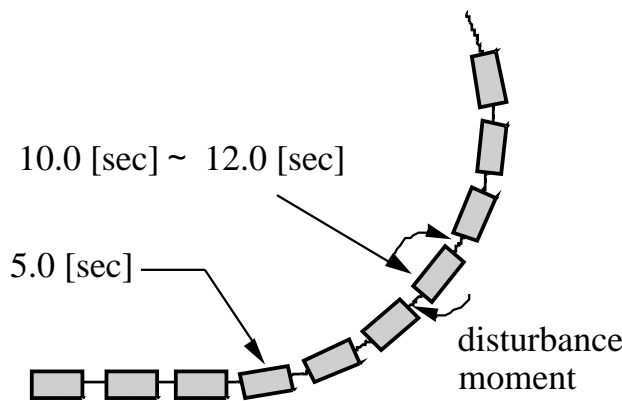


図18 ヨーモーメント力制御のシミュレーション条件

制御系の設計は車両運動の線形モデルを用いて行われる。詳細は省略するが，この制御によって，目標値応答（式(16)）の指定はもとより，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とが示されている。

図18のように，時刻 $t=5[s]$ において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，車両を回転するような外乱が加わった場合のシミュレーションを行ってみる。このようなヨーモーメント力を与える外乱は，真横から横風が加わった場合にも発生しうるものである。

車両運動のシミュレーションに際しては，2輪車両モデルの基本式に，非線形タイヤモデルを4輪分組み合わせさせたものを用いた。2次元平面内の運動のみを考え，車体のロールやピッチは考慮していない。車体速は $V=50[\text{km/h}]$ で一定とした。これらの条件は以降のシミュレーションでも同様である。

図19に，このシミュレーションから得られた， β と r の時間応答を示す。図から，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できる。同様の効果は，同グループによって，実車を用いた実験によっても確認されている。

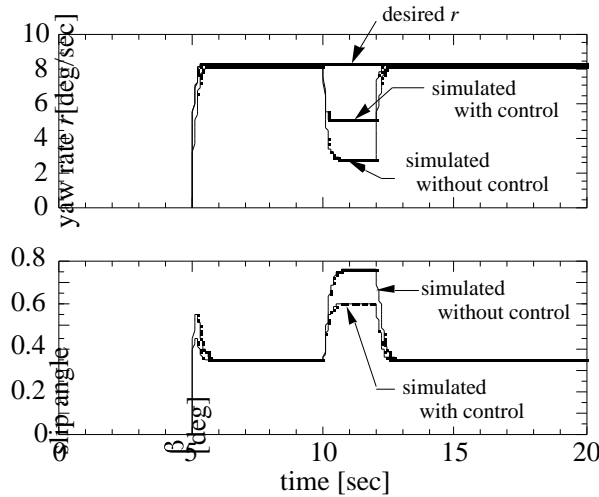


図19 ヨーレートフィードバックのシミュレーション結果

4.3 動的最適駆動力配分法の提案

前節のような車両運動制御手法を実現するためには、指令されたヨーモーメント力を発生するために、適切な制駆動力配分を行う必要がある。図3で駆動力配分制御と記したブロックがこの役割を担っている。各輪の制駆動力は、まず以下の二式を満たす必要がある。

$$F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4} = F_{drive} \quad (17)$$

$$-\frac{d_f}{2} F_{x1} + \frac{d_r}{2} F_{x2} - \frac{d_f}{2} F_{x3} + \frac{d_r}{2} F_{x4} = N^* \quad (18)$$

ただし、 F_{xi} は各輪における制駆動力である。添字の番号は図4に示したとおり、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。(同様に、各輪で発生している横力を F_{yi} と書く。ここでは各輪の横力は既知としておく：推定法は後述。) 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4参照)。 F_{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。

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、たとえば、上式で $F_{x1}=F_{x2}=0$ などとすれば F_{x3} と F_{x4} を一意に求めることができる。しかし、ここで想定している4輪独立駆動車では式(17)(18)のみでは方程式が不足しており、冗長な系となっている。

そこで、この冗長性を活かした駆動力の動的配分法を提案する。たとえば低 μ 路を安全に旋回するようなことを想定すると、式(15)で説明したとおり、すべてのタイヤで横力と制駆動力の二乗和がある限界値以下である必要がある。左右で μ の異なるいわゆるスプリット μ 路や、旋回による荷重変動を考えなければ、この限界値は各輪でほぼ同じ値であり、従って発生力 F_i の最大値が最小化された状態が望ましい走行状態であると考えられる。

この問題は、式(17)(18)を制約条件とし、

$$\max F_i \quad \min \quad (19)$$

を評価関数として $F_{x1} \sim F_{x4}$ を求める最適化問題に帰着される。しかも F_{yi} が刻々変化することを考えると、この問題は制御周期ごとに、高速に解かなければならない。

そこで、この問題の高速近似解法として、下記の方法を提案する。いま、必要な総制駆動力とヨーモーメント力指令を $(F_{drive}, N^*)^T$ を、

$$\begin{pmatrix} F_{drive} \\ N^* \end{pmatrix} = a \begin{pmatrix} F' \\ 0 \end{pmatrix} + (1-a) \begin{pmatrix} 0 \\ N' \end{pmatrix} \quad (20)$$

のように、二つのベクトルの線形結合として与えることにする。ただし、 $F' = N' = |F_{drive}| + |N^*|$ である。

ここで、 $(F' \ 0)^T$ に対する解を F_x^0 、 $(0 \ N')^T$ に対する解を F_x^1 とすると、

$$F_x = a F_x^0 + (1-a) F_x^1 \quad (21)$$

なる関係，すなわち，目的関数についての解の線形性を仮定する。明らかにこれは正しい仮定ではないが，この仮定が近似的によい解を与えることは数値計算で確認することができる。

以下，詳細は略するが，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と仮定すれば，両端解 F_x^0, F_x^1 は容易に求めておくことができるので，あとは式(20)に従って各輪軸の駆動力を決めればよい。この手法は非常に計算量が少ないものになる。

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る。横力は，線形タイヤモデルを仮定すれば，式(9)~(11)を用いて，すべり角 β とヨーレート r から求めることができる。ヨーレートはジャイロセンサ等で検出でき，すべり角 β の検出も適当なオブザーバによって行えることがKienckeらによって報告されているので，実際にはこれを用いればいいことになる。

4.4 提案手法の数値計算例

本節では，提案の動的駆動力配分法を，数値計算例によって検証する。

横力，制駆動力，発生力は左後輪の横力で規格化された値を用いる。また，トレッドは前輪における値で規格化した。

$F_{drive} = -5.0, N^* = 5$ とし，左右の横力が等しい場合，すなわち，

$$F_{y1} = F_{y2} = 2.0 \quad (22), \quad F_{y3} = F_{y4} = 1.0 \quad (23)$$

$$d_f = 1.0 \quad (24), \quad d_r = 0.9 \quad (25)$$

である場合について計算した F_x^0 と F_x^1 を図20に示す。実際の制駆動力は，この両者を線形補間して得るわけである。

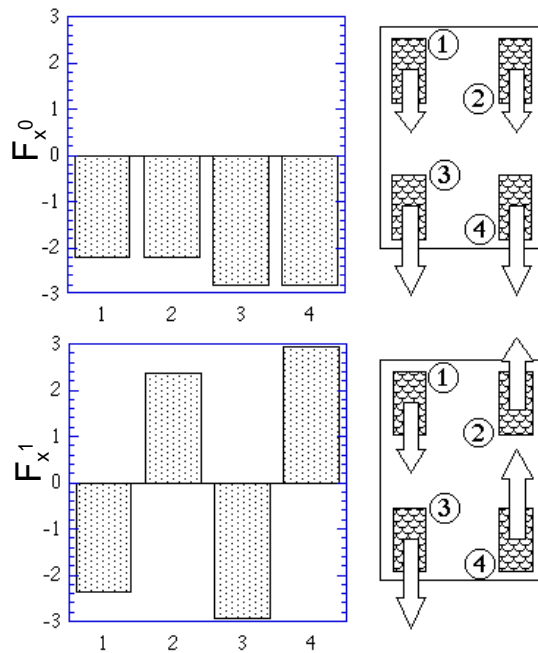


図20 左右の横力が等しい場合の両端解

$F_x^0 : (F^0 \ 0)^T$ に対する解

$F_x^1 : (0 \ N^*)^T$ に対する解

つぎに，提案手法の効果を，制駆動力を各輪に均等配分した場合と比較してみよう。

均等配分時の解 ($F_{i, even}$ とする) は，式(17)(18)を $F_{x1}=F_{x3}, F_{x2}=F_{x4}$ という条件のもとで解いて得られる。ここで提案手法の評価量として，

$$\eta = \frac{\max F_i}{\max F_{i, even}} \quad (26)$$

を計算してみる。 η が1より小さいほど、提案手法の効果が大きいことになる。

$F_{drive} = N$ の場合について η を計算した例を図2 1に示す。図2 2には、図2 1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。図中の実線が提案の制駆動力配分法で得られた η である。 F_{drive} や N が小さく、発生する制駆動力が横力に比べて小さい場合は改善効果が小さい(A点)が、必要な制駆動力が増加するに従って(A~B点)、提案手法の改善効果が顕著になる様子が見られる。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(C点)。この結果から、たとえば、旋回中に制動を行い、横力と制駆動力が同程度の大きさをもつような場合に、提案手法が効果を発揮していることがわかる。

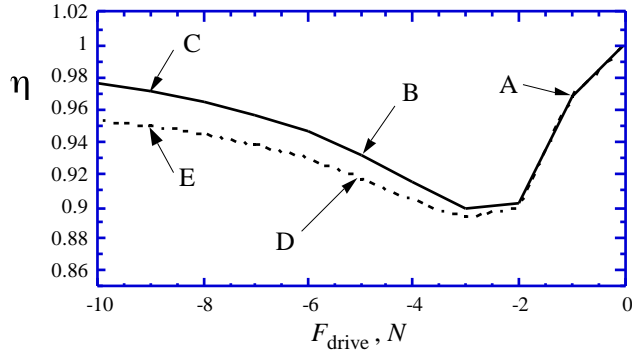


図2 1 提案手法による改善効果 (実線：近似解，点線：厳密解)

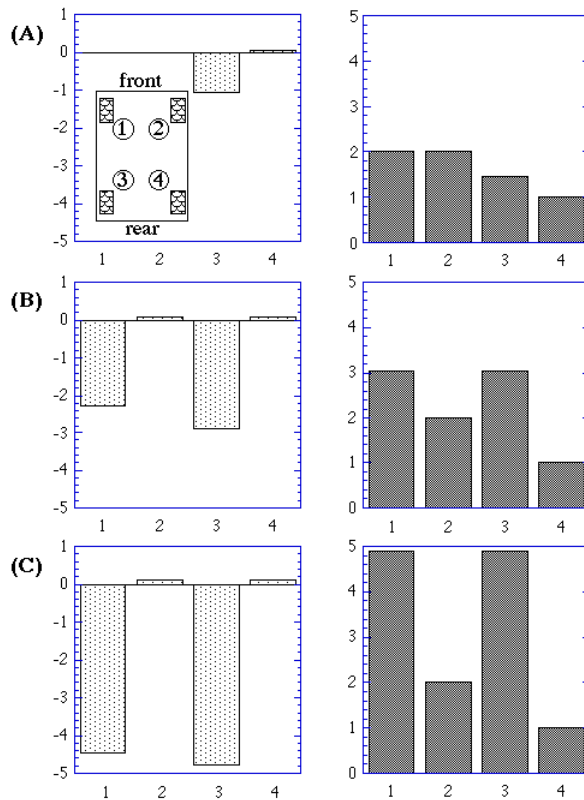


図2 2 図2 1のA,B,C点における各軸の制駆動力および横力

ここでは $F_{drive} < 0$ すなわち制動時のみの結果のみを示したが、駆動時についても同様の結果となる。

なお、図中の点線は、数値計算によって求めた厳密な最適解の場合の改善効果 η をプロットしたもので、当然近似解法よりよい結果となるが、その差はきわめて小さいことがわかる。

また、図2 3は、さまざまな F_{drive} と N^* の組み合わせに対する提案手法の改善効果 η を、3次元プロットで示したものである。提案手法の効果を図から理解することができる。

なお、ここまでの計算は左右輪の発生横力が等しいことを仮定していたが、左右の横力が等しくない場合についても計算を行い、提案手法が有効であることを明らかにしている。ただしこれは、駆動力を均等に配

分した場合との比較であり，当然の結果である。左右の横力が等しくない場合については，さらなる最適配分を行う余地があり，今後の課題としたい。

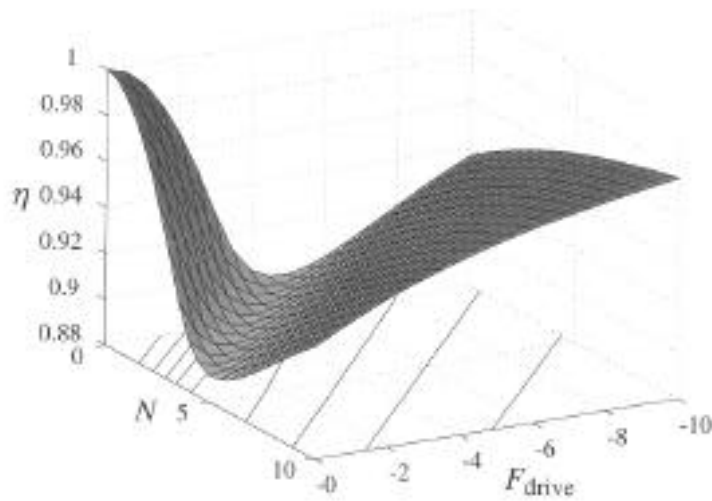


図 2 3 さまざまな F_{drive} , N の組み合わせに対する改善効果 η

4.5 シミュレーション結果

本節では，提案する動的駆動力配分法の効果をシミュレーションによって示す。シミュレーションには，適当な姿勢制御系が必要であるが，ここでは岩間らのコントローラを再び用いている。

図 2 4 は，単に 4 輪に均等な制駆動力を与えた場合の，各輪の横力 F_{yi} ，制駆動力 F_{xi} ，タイヤの発生力 $F_i = \sqrt{F_{xi}^2 + F_{yi}^2}$ の時間変化を示したものである。 $t=5[s]$ 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。 $t=10[s] \sim 12[s]$ においては外乱モーメント力が生じるため，これを抑圧するためのヨーモーメント力指令が与えられる。図からわかるように，単に均等に制駆動力を配分した場合には，各輪の発生力は不均一になってしまう。

これに対し，図 2 5 は，本節で提案した動的駆動力配分法のシミュレーション結果である。発生している横力に応じて駆動力が最適配分されるため，タイヤの発生力が均一化され，発生力の最大値が押さえられていることがわかる。

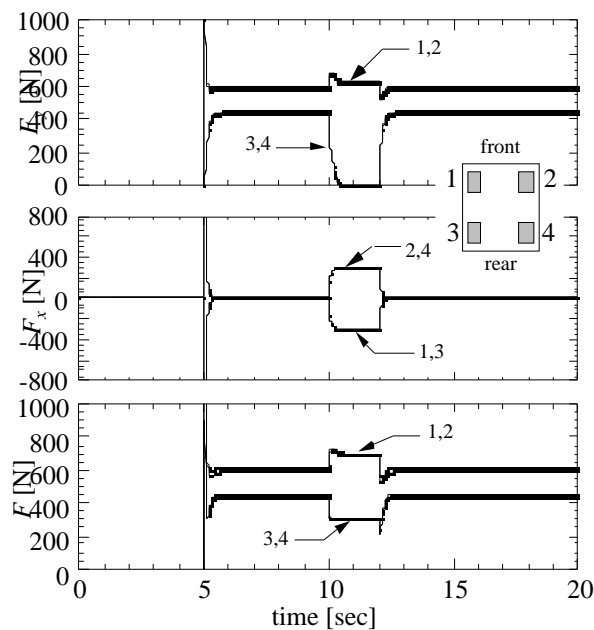


図 2 4 横力 F_{yi} ，制駆動力 F_{xi} ，発生力 $F_i = \sqrt{F_{xi}^2 + F_{yi}^2}$ の時間変化
(均等な制駆動力を与えた場合)

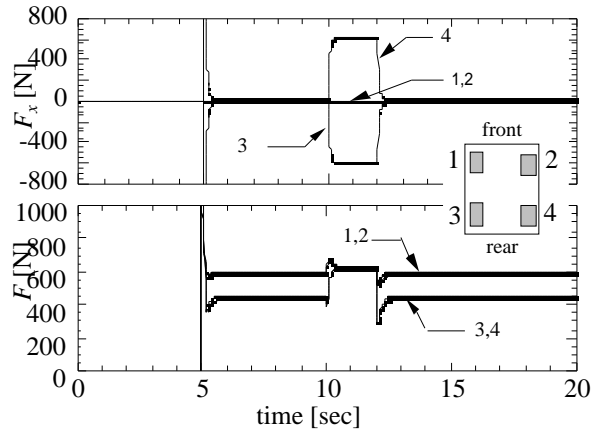


図 2.5 横力 F_{yi} , 制駆動力 F_{xi} , 発生力 $F_i = \sqrt{F_{xi}^2 + F_{yi}^2}$ の時間変化
(提案の動的駆動力配分制御)

以上のように，提案手法によれば，各輪の発生力が均一化され，タイヤがグリップを失うまでの余裕を最大化することができる。この効果は，現在制作中の電気自動車によって，実験的にも検証する予定である。

なお，実際には，車両のロールやピッチの影響でタイヤの荷重力が不均一なものになる。たと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。今後の課題としたい。

5. ロバストな車両姿勢制御系

図2において姿勢制御系と記した部分は、速度やヨーレート、車両すべり角、操縦者の与えた舵角などから、発生すべきヨーモーメント力 N^* と後輪舵角 δ_r^* を決定する制御器である。(4.2もその一例である。)

車両運動のフィードバック制御としては、Ackermannのヨーレートフィードバックに関する研究が有名であり、内燃機関の自動車(ICV)においても、たとえばLSD(Limited Slip Differential Gear)などの機械的な機構を用いて左右の駆動力差を得て、これにより車両運動の制御を行うものなど多くの研究例がある。これらの手法は、すべて、より制御性のよい形で電気自動車に適用可能である。インホイールモータを用いた4輪駆動車ではこの傾向はさらに著しい。

5.1 駆動力オブザーバと新しいトルク制御系

東大三月号における基礎的な実験結果から、駆動輪で発生する駆動力は、20~30[ms]程度の時定数をもつオブザーバで十分推定できると考えられる。詳細は省略するが図26に推定結果の一例を示す。

なお、東大三月号では、モータから駆動輪までの間に存在する軸系の共振や、トランスミッションの非線形要素のため、トルク制御や駆動力オブザーバの応答速度はあまり速くできなかった。

しかし、インホイールモータを用いた新しい東大三月号では、これらの要素は存在しないため、より高性能な駆動力オブザーバが構成可能である。その結果、図27のようなトルク制御系によって、タイヤ・路面系の強い非線形性を吸収し、各輪の駆動力を直接、独立かつ高速に制御できると考えられる。

このような駆動力制御の適用によって、たとえば第4章で述べたような駆動力配分制御を、さらに高性能化できると考えられる。

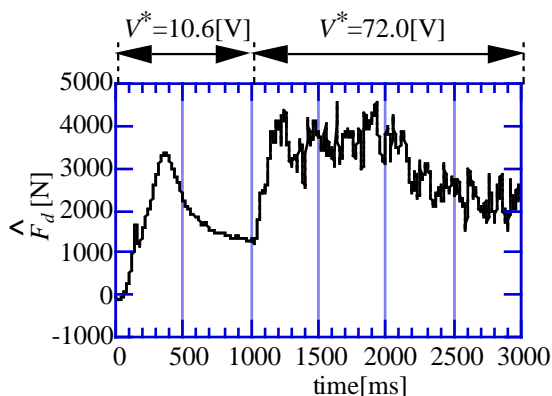
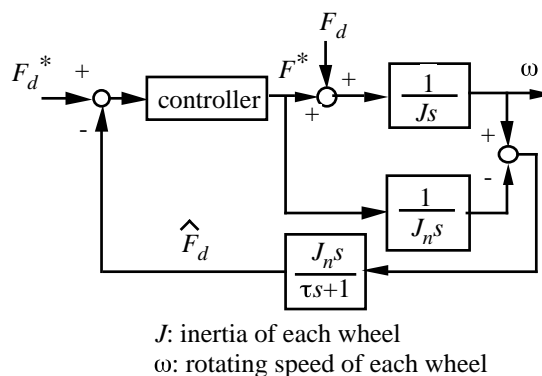


図26 駆動力オブザーバによる駆動力の推定結果



J : inertia of each wheel
 ω : rotating speed of each wheel

図27 新しいトルク制御系の構成
 (F_d^{\wedge} が推定駆動力。)

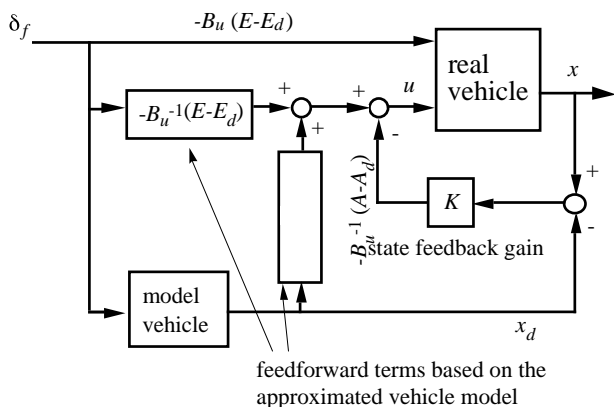


図28 モデルマッチング制御(MMC)

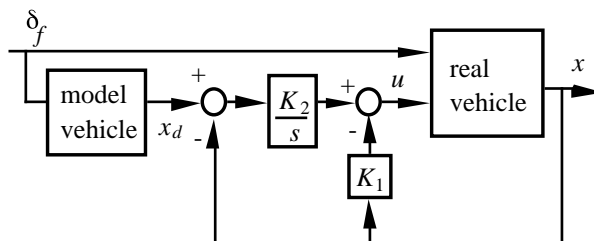


図29 定常特性を改良したモデルマッチング制御(ロバストMMC)

5.2 モデルマッチング制御とそのロバスト化

すべり角 β を推定するオブザーバの設計では、多くの文献で指摘されているように、各駆動輪の駆動力を把握する必要がある。これは電気自動車においては容易であり、従ってより高性能なオブザーバが構成可能である。その推定値をフィードバック制御に用いることができれば、よりロバストで安定な車両運動制御を実現することができる。

各駆動力が独立に制御可能で、かつ、 β が推定できる場合、どのような制御が考えられるのであろうか。われわれは、その一つとして図2.8のようなモデルマッチング制御を提案している。モデルマッチング制御は、望ましい目標モデル車両の挙動に実際の車両運動が追従するように、制御入力を与える制御であり、もともとは、後輪操舵と駆動力配分を統合する目的から提案された制御手法である。

なお、本節のシミュレーションでは、制御入力として、ヨーモーメント力 N^* と後輪舵角 δ_r^* の2つを用いている。

モデルマッチング制御は、

- (1) 外乱や環境の変化に対してロバストな車両を実現できる。
- (2) 車両運動の動的な特性を変えられる。

などの特徴が知られているが、ここでは、車両運動の静的なステア特性まで変えようとしている点に、特徴がある。

非線形モデルを用いた詳細なシミュレーションを行ってみると、フィードフォワードを基本とする図2.8のような制御系では定常偏差を生じ、望みの特性を実現できない。しかし、最適追従サーボ系を用いて定常特性を改善した図2.9のような制御系を用いれば、この問題を解決することができる。

シミュレーション結果を図3.0～図3.4に示す。

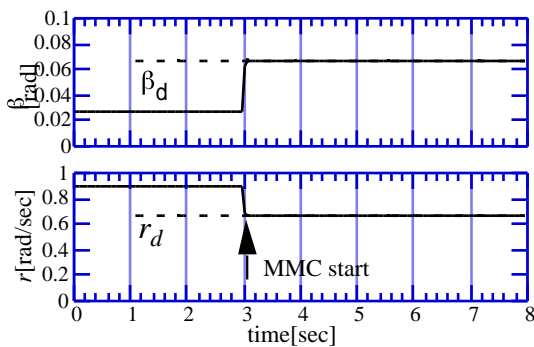


図3.0 MMCのシミュレーション結果
(誤差のない2輪線形モデルを使用)
(モデル誤差もないので定常偏差も生じない。)

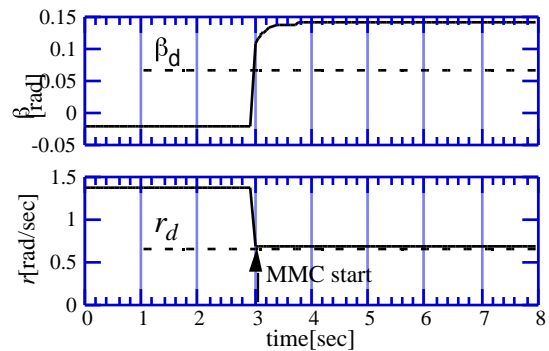


図3.1 MMCのシミュレーション結果
(2輪線形モデルを使用。ただし、コーナリングパワーに誤差を含んでいる。)
(モデル誤差のために定常偏差を生じている。)

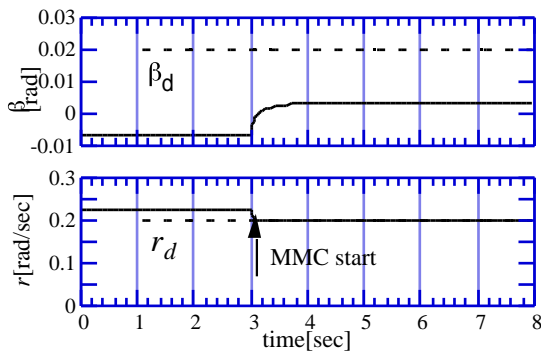


図3.2 MMCのシミュレーション結果
(誤差のない4輪非線形モデルを使用。)
(モデルの誤差はないが、非線形性の影響で定常偏差を生じている。)

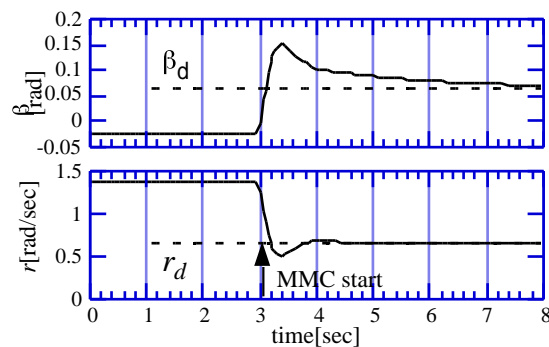


図3.3 ロバストMMCのシミュレーション結果
(2輪線形モデルを使用。ただし、コーナリングパワーに誤差を含んでいる。)
(モデル誤差を抑圧し、定常偏差は解消される。)

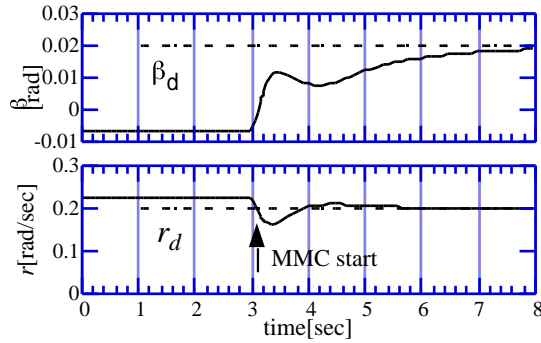


図3 4 ロバストMMCのシミュレーション結果
 (誤差のない4輪非線形モデルを使用。)
 (非線形性を抑圧し、定常偏差は解消される。)

6. あとがき

以上、電気自動車の開発現状を概観し、電気自動車ならではの特長を生かした研究開発が行われていること述べ、1軸での増粘着制御の試み、動的駆動力配分制御、モデルマッチング制御のロバスト化など、4輪独立駆動による車体制御の可能性について紹介した。

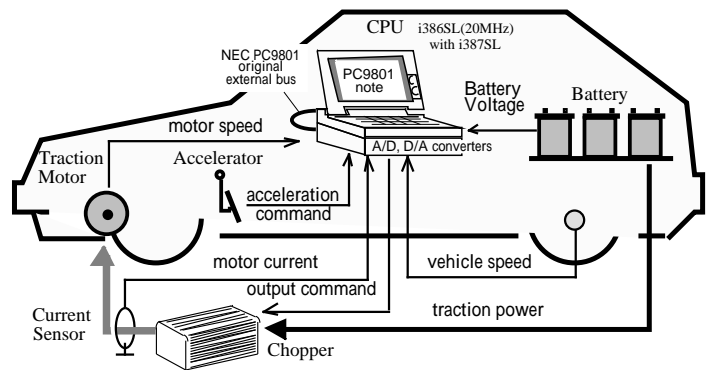
もともと増粘着制御は鉄道におけるアイデアを輸入したものである。しかし、電気自動車のモータ制御の方が高級であることから、電気自動車での技術開発がうまくいけば、鉄道の粘着制御に逆輸入される可能性も大きく、両分野の技術交流が促進されるであろう。

さらに、電気自動車を人間機械系ととらえれば、人間にとって操縦しやすい車とはどのようなものであるか、機械系とどのような情報をやり取りするのが望ましいか、といった研究も興味深くかつ重要である。その制御ループは、図2に示したように、人間自体の特性を考慮しながら設計された姿勢制御系のさらに外側につくループということになる。

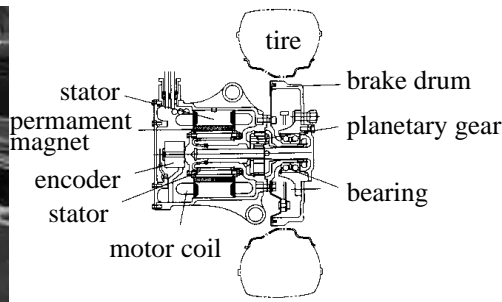
付録



付図1 東大三月号(1号車)



付図2 東大三月号(1号車)の構成



付図3 製作中の東大三月号(2号車, 4輪独立駆動車)と駆動用モータ

参考文献

- [1] 酒井: タイヤ工学, グランプリ出版, 1987
- [2] 池田他: トラクションコントロールシステムの動向, 自動車技術, Vol.42, No.3, pp.336-341, 1988
- [3] 峯岸他: トラクションコントロールシステムの開発, 自動車技術, Vol.42, No.8, 1988
- [4] Kiyotaka Ise et al: The "Lexus" Traction Control (TRAC) System, SAE Paper 900212, pp.319-326, 1990
- [5] 磯田他: 三菱トラクションコントロールシステムとシャシ総合制御, 三菱自動車テクニカルレビュー, No.3, pp.22-36, 1990
- [6] 梅野, 堀: 2自由度ロバストサーボ系の構成とマニピュレータの運動制御への応用, 電気学会論文誌D, 110-D, 11, 1163-1170, 1990
- [7] 白石他: 駆動制御による望ましい車両運動制御について, 自動車技術, Vol.45, No.3, pp.96-105, 1991
- [8] 菅井, 志村, 堀: ロボットマニピュレータのための2自由度力制御器の提案, 電気学会論文誌D, Vol.111-D, No.10, pp.895-896, 1991
- [9] 安部: 自動車の運動と制御, 山海堂, 1992
- [10] 影山: 自動車の操縦性・安定性, 山海堂, 1992
- [11] 伊藤他: 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
- [12] 日本エービーエス株式会社編: 自動車用ABSの研究, 山海堂, 1993
- [13] 柚原: 人間オペレータの制御モデル, 日本機械学会第3回交通・物流部門大会, No.940-57, pp.21-28, 1994
- [14] 古川: 車両運動性能, 自動車技術(年鑑), Vol.49, No.8, pp.148-151, 1995
- [15] 古谷他: 電気自動車の増粘着制御 - 東大三月号(UOT Electric March)の設計と制作 -, SEV研究発表会, 1995
- [16] T.Furuya, Y.Toyoda and Y.Hori: Implementation of Advanced Adhesion Control for Electric Vehicle, Proc. IEEE Workshop on Advanced Motion Control, Proc. AMC-Mie '96, Vol.2, pp.430-435, 1996
- [17] J. Ackermann: Yaw Disturbance Attenuation by Robust Decoupling of Car Steering, 13th IFAC World Congress, 8b-01-1, pp.1-6, 1996
- [18] 永井, 王: 左右駆動力の配分制御による電気自動車の運動制御, 電学論D, Vol.116, No.3, pp.279-284, 1996
- [19] 渡邊, クリーンエネルギー自動車の普及政策, EVS-13, Plenary Session Proc., pp.128-130, 1996.10
- [20] 田島, 電気自動車研究会フォーラム'EVS13の残したも'配布資料, 1996.10.31
- [21] J. Ackermann, Yaw Disturbance Attenuation by Robust Decoupling of Car Steering, 13th IFAC World Congress, 8b-01-1, pp.1-6, 1996.7
- [22] 特集 電気自動車の最前線, 電気学会誌, 117巻, 1号, pp.9-29, 1997.
- [23] 堀: 電気自動車の技術動向, 平成9年電気学会全国大会シンポジウム, S.14-1, 1997
- [24] 鶴岡, 豊田, 堀: スリップ率制御による電気自動車のトラクションコントロール, 平成9年電学全国大会, No. 983, 1997
- [25] Y.Hori, Y.Toyoda and Y.Tsuruoka: Traction control of Electric Vehicle based on the Estimation of Road Surface Condition, Proc. PCC-Nagaoka, Vol.1, pp.1-8, 1997
- [26] 永井, 山中他: 後輪操舵と制動駆動力配分の統合制御の研究, 自動車技術会講演前刷集972, pp.29-32, 1997
- [27] U.Kienchke and A.Daiss: Observation of Lateral Vehicle Dynamics, Control Eng. Practice, Vol.5, No.8, pp.1145-1150, 1997
- [28] 久岡他: ドライバにとって望ましい車両応答と操舵トルクに関する研究, 自動車技術会論文集, Vol.28, No.4, pp.61-66, 1997
- [29] 岩間, 稲熊, 浅野他: 車両のアクティブ制御, 計測自動制御学会論文集, Vol.28, pp.844-853, No.7, 1997
- [30] 安部: 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.111, pp.11-18, 1997
- [31] 動き出した電気自動車市場, 電気学会誌, 118巻, 11号, pp.701-705, 1998.
- [32] 堀, 坂井: 電気自動車の新しい制御技術, 自動車技術会シンポジウム No.9801, pp.26-32, 1998
- [33] 堀: EV"ならでは"の研究開発を!, 電気自動車研究会FORUM, No.30, 1998.3
- [34] 鶴岡, 豊田, 堀: 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
- [35] 坂井, 堀: 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10電学全国大会, 1998
- [36] 佐渡, 坂井, 堀: 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10電学全国大会, 1998
- [37] 堀: 電気自動車の増粘着制御の構図と展望, 電気自動車研究会第38回研究会, 1998
- [38] S.Sakai and Y.Hori: Robustified Model Matching Control for Motion Control of Electric Vehicle, 5th International Workshop on Advanced Motion Control, No. 98-025, 1998
- [39] 坂井, 内田, 堀: 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 年電気学会産業応用部門全国大会, No.282, 1998
- [40] 鶴岡他, 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, 1998.1
- [41] Y.Hori, et.al., Traction Control of Electric Vehicle -Basic Experimental Results using the Test EV UOT Electric March-, IEEE Trans. on Industry Applications, Vol.34, No.5, pp.1131-1138, 1998.9/10
- [42] 坂井他, 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, 1998.3
- [43] 佐渡他, 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, No.283, 1998.8
- [44] 坂井他, 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年電気学会産業応用部門全国大会, No.282, 1998.8
- [45] 小椋他: 電気自動車技術の現状と将来, 自動車技術, Vol.53, No.1, 1999.
- [46] 清水: 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.
- [47] 横浜ゴム株式会社編: 自動車用タイヤの研究, 山海堂

II 部

1. 電気自動車の制御とは

電気自動車では電気モータの特長を生かさなければ意味がない。静的な効率マップなどでの比較にこだわっていると、早晚、ガソリン車に負けるようになるだろう。電気モータの最大の特長は、トルク応答がエンジンに比べてけた違いに速いことである。

アクチュエータが速くなると、フィードバック制御が可能になる。アクチュエータが遅いとフィードバック制御を行うとたちまち不安定になるため、従来のガソリン車においては不可能であり、ほとんどの制御はフィードフォワード制御で行われている。フィードフォワード制御は制御対象の正確なモデルを必要とするため、モデル化誤差に弱い。トルクの応答が遅く、その発生機構に多くの非線形性をもつガソリンエンジンは、二重の意味で足枷をかけられているといえることができる。

フィードバック制御が可能になれば、たとえば、2自由度制御の考え方を応用し、人間から見た駆動特性を変えることなく、車輪がスリップしたときのトルクの垂下特性だけを調整したりできるようになる。また、電気モータでは自分の発生するトルクが正確に把握できるので、路面摩擦係数の実時間同定が簡単にできるようになり、すべりやすい路面ではドライバに警告を出したりすることも可能になる。

また、もう一つの特長として、モータは分散配置してもそれほどコスト高にならないから、たとえば4輪独立駆動にすれば、ガソリン車にはできない高度なモーション制御が可能になる。高性能なヨーレートやすべり角制御が考えられ、電気自動車ならではの魅力を追求することができる。

2. 路面状態推定を用いた増粘着制御（現状調査）

現在、大半の市販自動車にABSが標準装備されている。ABSとは、Anti-lock Breaking Systemの略で、急制動時に生じるホイールロック（滑走）を抑止することで停止距離を短縮するほか、急制動時の操縦性能を確保することが可能となる。ABSの動作原理を簡単に説明すると、滑走を検知してブレーキ圧を減じたのち圧を一定に保ち、再粘着を検知すればブレーキ圧を増加する、という3つの動作の繰り返しである。再粘着のために制動力を減じ、滑走直前の状態を保持することで停止距離を短縮できると考えられる。

鉄道においても車輪の滑走・空転抑止制御の研究は盛んである。降雨・降雪による滑走の抑止を行いブレーキ力を確保する必要がある他、滑走によって車輪が削られることでできるフラット（平坦な部分）現象を抑止する必要もある。また、高速列車では、高速走行を維持するために、散砂によって物理的にも粘着特性を改善するが、制御による粘着力の最大化が必要となる。それと同時に、高速列車で急制動時の停止距離の短縮が必要であり、制動力の最大化が必要となる。

車輪の滑走・空転抑止制御の高性能化の手法として、車輪と路面との粘着特性を推定し、制動・駆動力の最大化を行うという高度な手法が考えられる。ここでは、このような、粘着特性の推定にもとづく、滑走・空転抑止制御の動向について調査した結果を簡単にまとめる。

なお、電気車の滑走抑止制御と自動車のABSとで用いる専門用語の定義が異なるが、ここでは統一して用いている。

2. 1 車輪と路面との粘着特性

本章ではまず、車輪と路面との粘着特性について説明することで車輪の滑走・空転現象の原因を理解するとともに、増粘着制御の目標を明示する。

(1) 粘着特性の解析

車輪と路面との粘着特性は、図2-1の1輪モデルを用いて説明される。

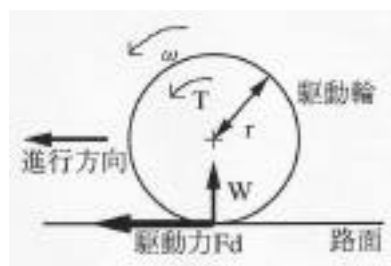


図2-1 1輪モデル

車軸から車輪に駆動トルク T が加えられたとき、駆動力 F_d は駆動トルクに対する反力として発生する。こ

のとき，駆動力 F_d と垂直抗力 W の比を用いて，式(1)のように路面摩擦係数 μ を定義する。

$$F_d = \mu W \quad (1)$$

駆動力は車輪と路面との粘着摩擦により発生し，その路面摩擦係数 μ は車体速度 V と車輪速度 $r\omega$ を用いて式(2)で与えられるスリップ速度 V_s ，もしくは，式(2)を正規化した式(3)，(4)で定義されるスリップ率 λ のみで定められる非線形関数となる。路面摩擦係数の変化をスリップ率を用いて示すと図2-2のようになる。

$$\begin{aligned} V_s &= V - r\omega \\ \lambda &= \frac{V - r\omega}{r\omega} \quad (\text{加速時}) \\ \lambda &= \frac{V - r\omega}{V} \quad (\text{減速時}) \end{aligned} \quad (2) \sim (4)$$

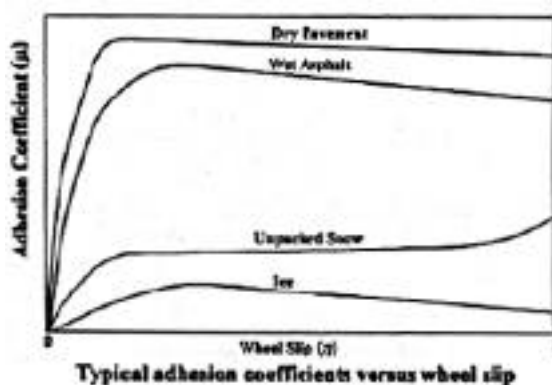


図2-2 路面摩擦関数

換言すると，車輪がスリップすることで駆動力が発生する。このことをより詳細に解析するためには，図2-3のBrush Modelが用いられる。

図に示すとおり車輪は路面に対して面接触をし，その面積はゴムタイヤでハガキ1枚程度，鉄輪でも1円玉程度の大きさといわれている。車輪にトルクが加わるとスリップすることで車輪の踏面が弾性変形し，そのとき発生する摩擦力は最大静止摩擦力とせん断応力との大小関係で決まる。発生するせん断応力が最大静止摩擦以下となる領域（図2-3の X_1 の幅の領域）では，路面と踏面は粘着状態にあり，せん断応力と等しい静止摩擦力が発生する。せん断応力が最大静止摩擦以上となる領域では，路面と踏面は滑走状態となり，動摩擦力が発生している。このことから，路面摩擦関数の粘着走行時の特性は，スリップ率とそれによる路面・踏面間の粘着状態によって変化するといえる。

接地面が全領域で滑走状態となる場合は，その全領域で動摩擦係数が適用されることになる。動摩擦係数はスリップ速度により変化し，一般には，スリップ速度が速いほど動摩擦係数は減少する傾向があることが知られている。（ただし，図2-2に示すのように，雪道では逆に大きくなることもある）。

以後，粘着特性を示す際に，横軸にスリップ率を用いるものとスリップ速度を用いるものが出てくるが，本質的には同義である。あえて分類すると，粘着領域での解析などにはスリップ率を，逆に滑走状態を考慮した解析ではスリップ速度を用いるのが便利なようである。

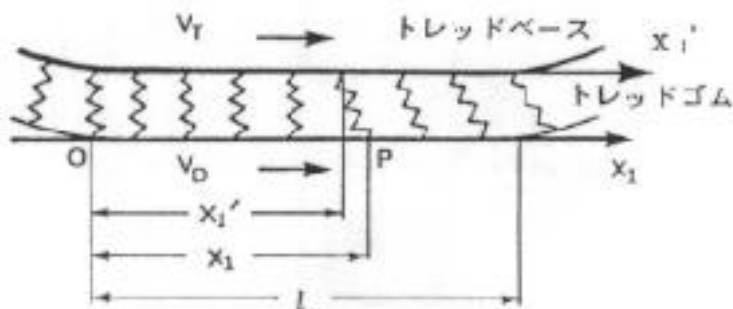


図2-3 タイヤのブラシモデル

(2) 高性能増粘着制御の概略

以上のことから、路面摩擦関数が極大値をもつ非線形関数であることが説明できる。

自動車のABSの動作を例に図2-4の路面摩擦関数を用いて説明する。ブレーキ圧の減圧・保持・加圧のみで実現している現状のABSは、図2-4のBのような動作をする。ABSが動作している間、幾度となく滑走と再粘着を繰り返しているため、制動の効率は必ずしも良いとはいえない。

もし、図2-4のAのように路面摩擦係数を関数の極大値付近に保つことができれば、制動効果はさらに改善できると考えられる。実際は、路面の変化や荷重変化なども考慮して、図2-4のCの近傍にスリップ率をとどめることがABSの高性能化の目標となる。

なお、自動車に適用する場合は極大値を与えるスリップ率より少し低めのスリップ率に保つことが多い。これは図2-5に示すとおり、スリップ率のみの制御によって、路面摩擦係数 μ_B と横すべり摩擦係数 μ_S を同時に確保する必要があるためである。

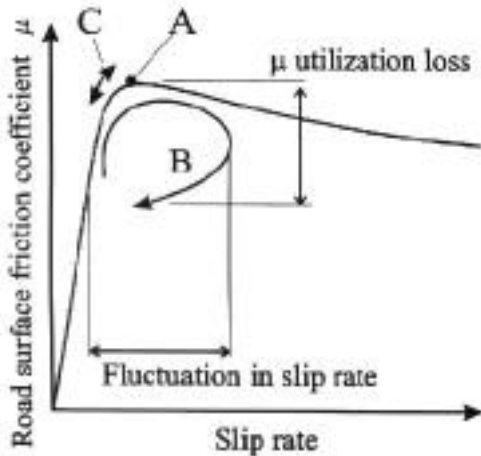


図2-4 ABSの動作と高性能化の目標

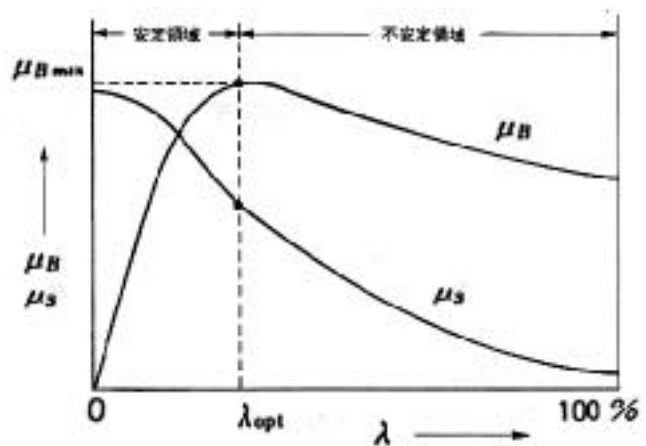


図2-5 路面摩擦と横すべり摩擦

2.2 制動・駆動力の推定

路面摩擦関数の特性を考慮して路面状態の推定を行うためには、まず、制動・駆動力を推定する必要がある。その手法として、外乱オブザーバの手法を適用することが可能である。図2-6にその構成を示す。

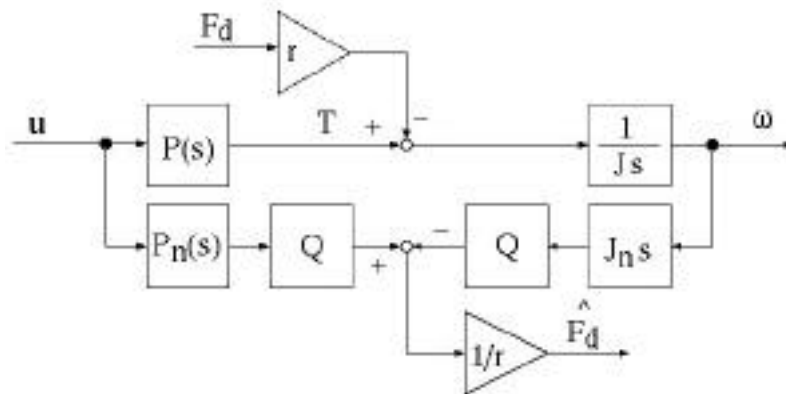


図2-6 制動・駆動力推定

トルクの発生機構に相当する $P_n(s)$ の部分は、電気自動車では、電気モータのトルク係数のノミナル値を適用でき、例えば、直流モータの場合、式(5)のようにモータ電流 i からモータトルク T までの伝達関数は、トルク係数 K_n そのものとなる。これが大きな特長である。

$$P_n(s) = \frac{T}{i} = K_n$$

機械ブレーキの制動力を推定するには，図2-7のようにディスクブレーキをモデル化する必要がある。

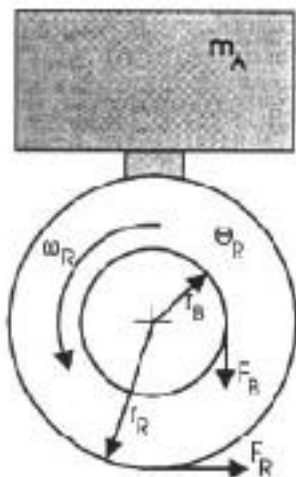


図2-7 ブレーキモデル

図2-7においてブレーキ圧 p_B ，ブレーキパッド面積 A_B ，ブレーキディスク部の摩擦係数 μ_B を用いることにより，ブレーキディスク部に働く摩擦力 F_B を式(6)として定式化することができる。従って，ブレーキ圧からブレーキトルク T までの伝達関数は，ブレーキディスク半径 r_B を用いて式(7)のようになる。

$$F_B = \mu_B p_B A_B \tag{6}$$

$$P_n(s) = \frac{T}{p_B} = \mu_B A_B r_B \tag{7}$$

ガソリン自動車の駆動力を推定するには，エンジンのモデル化が非常に困難な上，発生する最大トルクが回転数に対して非線形であるため，図2-8のようにテーブル参照で実現しなければならない。

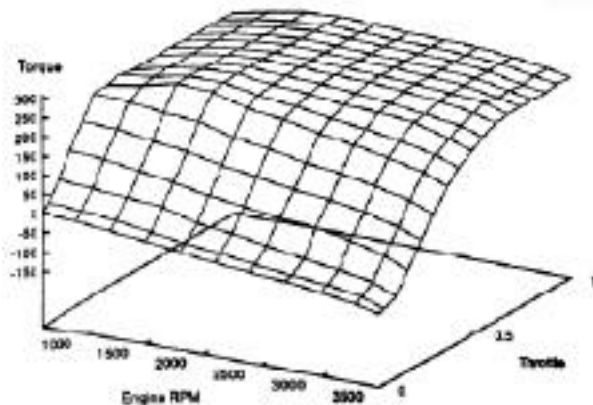


図2-8 エンジントルク曲面

なお，図2-6で用いるフィルタ Q の実現方法については，文献により，1次ローパスフィルタ，極配置，平均化，逐次最小二乗法推定とさまざまな手法が用いられている。

なお，以上に示した制動・駆動力推定法では，トルクの左右輪への分配を無視したモデルを前提として用いており，とくに自動車の運動解析では図2-9のような2輪モデルを用いて解析することが多い。

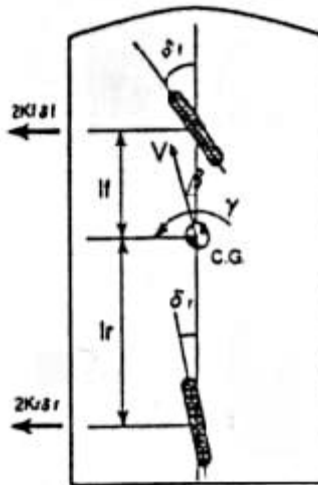


図2-9 2輪モデル

2輪モデルを用いない制動・駆動力推定法も研究されており、拡張カルマンフィルタを用いて各車輪に働く制動力・横力を推定する方法もあるが、複雑になるのでここでは省略することにする。

2.3 路面状態推定

増粘制御の高性能化を考えると、路面摩擦係数そのものを測定できれば、制動・駆動力の最大化が容易に行えることは明白である。しかし、路面摩擦係数を随時測定するには、常にスリップを意図的に起こす必要があり、効率が悪くなるばかりか乗り心地を悪くする。路面状態推定は、滑走や空転を発生させることなく行う必要があることはいままでもない。

いままでに提案されている、主な路面状態推定法には以下のようなものがある。

- ・ 路面摩擦係数の近似式の係数同定による方法
- ・ 路面摩擦係数の最大値を推定する方法
- ・ 路面摩擦係数の傾きを推定する方法

(1) 路面摩擦係数の係数同定

車両の運動解析を行う際にも、路面摩擦係数を近似式でモデル化して用いることが多い。よく用いられる近似式には式(8)、(9)のようなものがある。

$$\mu(\lambda) = A \sin(B \arctan(C\lambda)) \quad (8)$$

$$\mu(\lambda) = A(1 - e^{-B\lambda}) - C\lambda \quad (9)$$

これらの近似式の係数は、走行中に推定する必要があるが、そのためには非線形推定を適用することになり、たいへん複雑になる。Kiencke は、路面摩擦係数の近似式を式(10)や式(11)のように簡略化し、逐次最小二乗法で推定する手法を提案している。

$$\mu(\lambda) = A\lambda + B\sqrt{\lambda} \quad (10)$$

$$\mu(\lambda) = \frac{\lambda}{A + B\lambda + C\lambda^2} \quad (11)$$

例えば、式(11)の係数を推定する場合、式(12)のように式を変形することによって線形推定が可能となる。

$$v(\lambda) = \frac{\lambda}{\mu(\lambda)} = A + B\lambda + C\lambda^2 \quad (12)$$

もし、粘着特性が近似式どおりであれば、路面摩擦係数の最大値やそれを与えるスリップ率が式計算のみで求まるため、制動・駆動力の最大化に有用な情報が得られる。しかし、粘着特性が近似式どおりである保証はなく、また粘着特性を正確に推定するには詳細な非線形モデルを用いることになり、実際にはかなり複雑になると考えられる。

(2) 路面摩擦係数の最大値の推定

車輪が空転したとき、空転直前の路面摩擦係数を推定できれば、それを発生し得る最大駆動力ととらえることで、再粘着時にトルクを最適に加えることができ、車輪空転の再発を防止できると考えられる。この場合、駆動力推定のみで増粘着制御の高性能化が可能となるが、もし一度も空転させることなく路面摩擦係数の最大値を推定できれば、さらに有効である。

路面摩擦係数が最大となるとき、接地面は全領域で滑走状態となっていることを利用すると、ただちに動摩擦係数の推定が可能であるが、通常の粘着走行状態でこれを行うには、タイヤモデルを詳細に解析する必要がある。

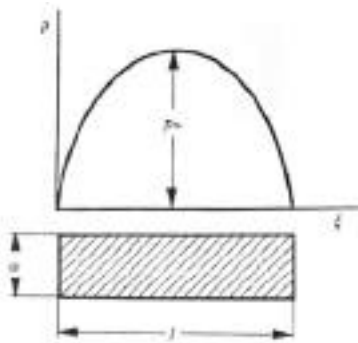


図2-10 タイヤの接地圧分布

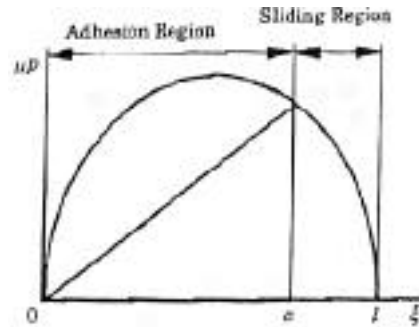


図2-11 粘着域と滑走域

まず、タイヤにかかる垂直抗力を図2-10のように接地圧分布を用いて表現する。ここで、位置 ξ に対する接地圧分布を放物線と仮定し、接地圧力 p を、接地長さ l 、最大接地圧力 p_m を用いて式(13)のように与える。またこのとき、タイヤにかかる荷重 F_z は、タイヤ幅 w を用いて式(14)で与えられる。

$$p = 4p_m \frac{\xi}{l} \left(1 - \frac{\xi}{l}\right) \quad (13)$$

$$F_z = \frac{2}{3} p_m w l \quad (14)$$

接地面においては、図2-11のように粘着領域と滑走領域が発生する。粘着領域で発生する摩擦応力 $\sigma_{\xi}^{(a)}$ はせん断応力により定まり、トレッドゴムの単位面積あたりの前後ばね定数 k_x を用いて式(15)となる。一方、滑走領域では摩擦応力 $\sigma_{\xi}^{(s)}$ は動摩擦係数 μ_x により定まり、式(16)となる。

$$\sigma_{\xi}^{(a)} = k_x \lambda \xi \quad (15)$$

$$\sigma_{\xi}^{(s)} = \mu_x p \quad (16)$$

粘着領域と滑走領域の境界を $\xi_i = a$ とおくと、境界において式(17)のように粘着時の摩擦応力と滑走時の摩擦応力は等しくなる。

$$\sigma_{\xi}^{(a)} = \sigma_{\xi}^{(s)} \quad (17)$$

式(15)、式(16)を式(17)に代入して整理することにより、接地面のすべり面積率 S_n は式(18)のように表現できる。

$$S_n = 1 - \frac{a}{l} = \frac{C_S \lambda}{3\mu_x F_z} \quad (18)$$

ここで、 C_S はスリップ率が小さいときの単位スリップ率あたりの制動力であり、ドライビングステイフネスと呼ばれ、式(19)で与えられる。

$$C_S = \frac{1}{2} w k_x l^2 \quad (19)$$

以上をまとめると、制動力 F_x は、摩擦応力を積分することにより S_n を用いて式(20)のように求まる。

$$\begin{aligned}
 F_x &= \int_0^l \sigma_\xi w d\xi \\
 &= \int_0^n \sigma_\xi^{(a)} w d\xi + \int_a^l \sigma_\xi^{(s)} w d\xi \\
 &= C_S \lambda_n^2 + \mu_x F_x (1 - 3I_n^2 + 2I_n^3) \\
 &= 3\mu_x F_x S_n (1 - S_n + \frac{S_n^2}{3})
 \end{aligned}
 \tag{20}$$

式(18)を用いて S_n を消去すると、式(21)のように F_x 、 λ 、 C_S の3変数で定まる μ_x の二次方程式が求まり、これを解くことで μ_x が得られる。

$$\mu_x^2 F_x^2 (F_x - C_S \lambda) + \frac{\mu_x F_x C_S^2 \lambda^2}{3} - \frac{C_S^3 \lambda^3}{27} = 0
 \tag{21}$$

この手法では、式(19)の w が走行中に変化するため、ドライビングスティフネス C_S を走行中に推定する必要がある。

(3) 路面摩擦関数の傾き推定

車輪と路面との関係が、いま粘着状態にあるか滑走状態にあるかを知ることは、フィードバック制御を行う上で非常に有用な情報となる。すなわち、路面摩擦関数の傾き(推定値)が0付近となるようにフィードバック制御をかければ、増粘着制御が可能となる。そこで、以下では、路面摩擦関数の傾き推定の手法をいくつか紹介する。なお、路面摩擦関数の傾きを μ 勾配と略す。

・カルマンフィルタによる方法

μ 勾配は、式(22)を用い、路面摩擦係数の時間変化率と、スリップ率の時間変化率の比として推定できると考えられる。

$$\alpha = \frac{d\mu}{d\lambda} = \frac{\frac{d}{dt}\mu(t)}{\frac{d}{dt}\lambda(t)}
 \tag{22}$$

もしくは、路面摩擦関数が線形化できると仮定すれば、式(23)によって推定する方法が考えられる。

$$\mu(t) = \alpha \lambda(t) + \beta
 \tag{23}$$

Gustafssonは粘着走行を前提とすることで式(23)を用い、カルマンフィルタにより推定を行っている。

ここでは粘着走行を前提としているため、推定される μ 勾配は、先に述べたドライビングスティフネス、すなわち $\lambda=0$ 付近の μ 勾配と同義である。

図2-12において、横軸に μ 勾配 α をとり、縦軸は、車輪角速度 ω と車体速度 V 、タイヤ半径 r を用いて式(24)、式(25)で定めた γ を図示したもので、スリップ速度の分散と等価である。

$$e = \omega - v/r
 \tag{24}$$

$$\gamma = 4\text{Var}(e)
 \tag{25}$$

図2-12より、以下のように γ と α を用いて路面の種類を決定できると考えられる。

- ・砂利道： $\gamma > 0.027$
- ・舗装道路： $\gamma < 0.027$, $\alpha > 30$
- ・雪道： $\gamma < 0.027$, $\alpha < 30$

以上のような分類を詳細に行うことにより、実験的に γ 、 α と路面摩擦係数の最大値との関係を定性的に分類することが可能である。いいかえると、路面の種類によってドライビングスティフネスがある程度決まることから、ドライビングスティフネスを推定することで路面の種類を決定することができるわけである。

ところで、 μ 勾配をカルマンフィルタで推定する際、式(23)の係数をそのまま推定するのではなく、式(26)のように式変形して推定を行っている。

$$\lambda(t) = \frac{1}{\alpha}\mu(t) - \frac{\beta}{\alpha} = C_1\mu(t) + C_2 \quad (26)$$

式(26)を用いて推定する理由は、一つにλの変動がμの変動より大きいため、もう一つは式(23)のα, βは変化が激しいため、同時推定するには推定を遅くする必要があるが、式(26)のβ/αは変動が少ないため、1/αの推定の高速化が可能となるためである。式(26)の係数をカルマンフィルタで推定した結果を図2-13に示す。

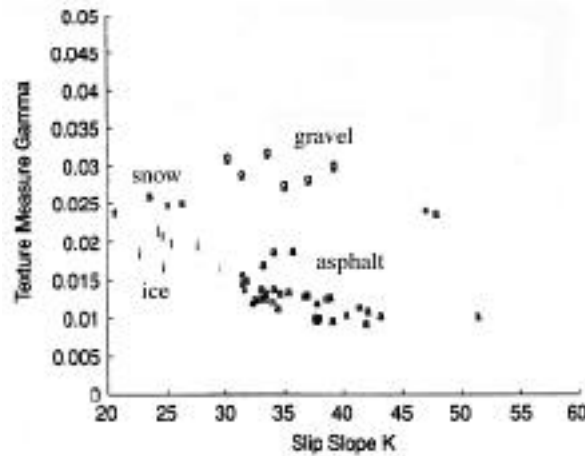


図2-12 路面の種類とμ勾配の関係

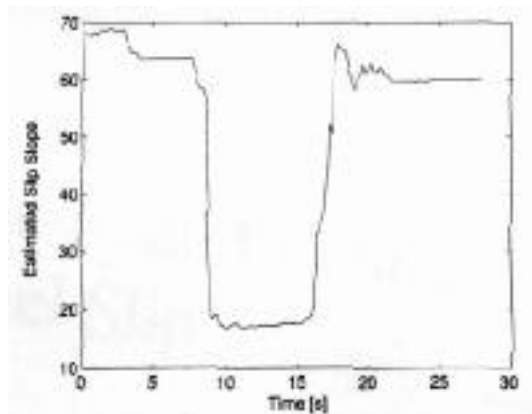


図2-13 カルマンフィルタによるμ勾配推定

・タイヤ特性を利用した方法

ここでは、制動・駆動力推定を用いずにタイヤ特性を利用することで直接μ勾配を推定する手法を紹介する。図2-13にタイヤ特性を考慮した一輪モデルを示す。

ここで、Kはタイヤのばね定数である。ホイールにトルクをかけるとタイヤの側壁が変形することから、車輪速に対して多慣性系の軸ねじれ振動と同様の現象が起こると考えられる。そこで、図 2-14を3慣性系モデルに等価変換したものを図2-15に示す。

ここで、 J_v , θ_v は車体質量のイナーシャ換算値, 車体速度の角速度換算値である。図 2-15から運動方程式が式(27)~(29)のように求められる。

$$\begin{aligned} J_w \frac{d^2\theta_w}{dt^2} &= -T + K(\theta_t - \theta_w) \\ J_t \frac{d^2\theta_t}{dt^2} &= -K(\theta_t - \theta_w) + \mu W \\ J_v \frac{d\omega_v}{dt} &= -\mu W \end{aligned} \quad (27)-(29)$$

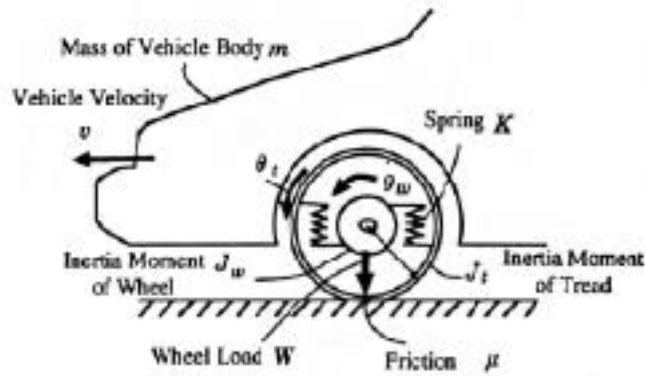


図2-14 タイヤ特性を考慮した一輪モデル

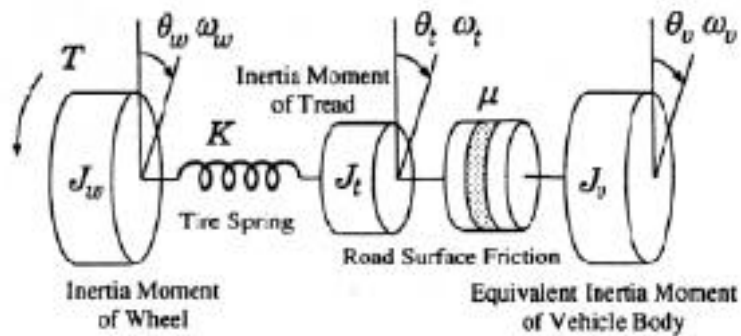


図2-15 3慣性系振動モデル

ここで、簡単のため、粘着特性を式(30)のように μ 勾配を用いて線形化しておく。

$$\mu W = F_0 + \alpha(\omega_v - \omega_w) \tag{30}$$

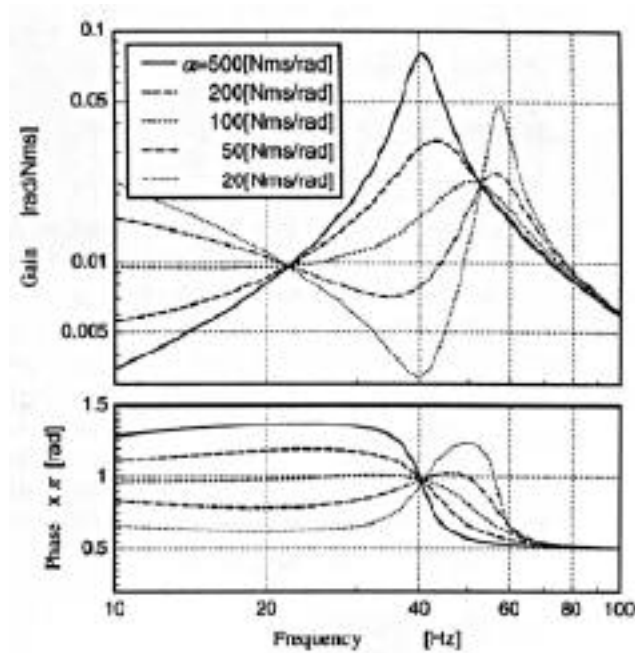


図2-16 ホイールの周波数応答

式(27)~式(30)をまとめ、ホイールの角速度の式に直すと式(31)が得られる。

$$\omega_w = \frac{1}{J_w s} \frac{-(J_t J_v s^3 + \alpha(J_t + J_v)s^2 + K J_v s + \alpha K)T + K J_v s F_0}{J_t J_v s^3 + \alpha(J_t + J_v)s^2 + K J_v \frac{J_t + J_w}{J_w} s + \alpha K \frac{J_t + J_v + J_w}{J_w}} \quad (31)$$

式(31)より、μ勾配αにより特性が変化することがわかる。式(30)の分母多項式から共振周波数を求めると、αが無限大の時は式(32)となり、αが0の時は式(33)となる。

$$f_\infty = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{J_t + J_v + J_w}{J_w(J_t + J_v)} K} \quad (32)$$

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{J_t + J_w}{J_t J_w} K} \quad (33)$$

つまり、路面状態によって共振周波数が変化することがわかる。図2-16は、さまざまなμ勾配αにおける、トルクTからホイール角速度ω_wまでの周波数応答を、式(31)を用いて描いたものである。なお、式(31)のF₀は無視している。このとき、fは約40[Hz]でありf₀は約57[Hz]となる。

制動トルクTをブレーキ圧p_wと係数k_pを用いて式(34)で定義し、周波数fにおけるブレーキ圧からホイール角速度までのゲインG_dを求めると式(35)となる。

$$T = k_p p_w \quad (34)$$

$$G_d = \left. \frac{\omega_w}{p_w} \right|_{s=j2\pi f} = -A\alpha + jB \quad (35)$$

ただし、A、Bなどは式(36)~(39)で与えられる。

$$J_1 = J_t + J_v + J_w \quad (36)$$

$$J_2 = J_t + J_v \quad (37)$$

$$A = \frac{k_p J_2^3}{J_1 J_v^2 J_w K} \quad (38)$$

$$B = \frac{k_p (J_v J_w - J_2 J_t)}{J_v J_w} \sqrt{\frac{J_2}{J_1 J_w K}} \quad (39)$$

式(35)を描くと図2-17のようになり、μ勾配αがある程度大きい場合は、αとG_dはほぼ完全に比例することがわかる。

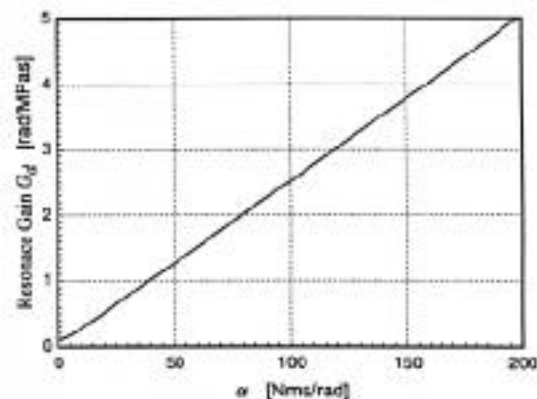


図2-17 μ勾配αとゲインの関係

2.4 路面状態推定を用いた増粘着制御

路面状態推定を用いた増粘着制御はいくつか研究されているが、ここでは実験による検討を行っているものを紹介する。なお、この他にもシミュレーションによる解析を行っている研究として、PI制御器でトルク修正値を生成する手法や、勾配法を用いて μ 勾配からスリップ率指令値を生成する手法などがある。

(1) 駆動力推定を用いた増粘着制御

車輪が空転した瞬間の駆動力をその最大値ととらえ、再粘着時に適切なトルクを与える制御の実験例を紹介する。この研究は、路面が急激に悪化した場合、すなわち μ の最大値が急激に減少した場合に生じる空転・再粘着の繰り返し動作を防止することが目的であり、鉄道における典型的な再粘着制御手法である。図2-18にその概要を示す。

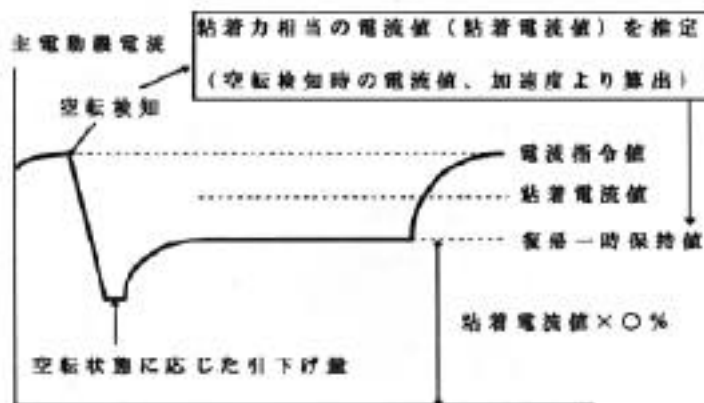


図2-18 駆動力推定を用いた増粘着制御

図2-18はいわゆる開ループ制御であり、制御器の係数を路面摩擦推定を用いて、プログラマ的に変化させるものである。また、空転を検知した時にモータ電流を下げることで強制再粘着を行い、復帰する際の電流を、路面摩擦係数の最大値によって決定している。図2-19、図2-20に、JR東日本のSTAR21新幹線試験車を用いた実験結果を示す。

図2-19、図2-20を比較すれば、空転・再粘着の繰り返し動作を防止できていることが確認できる。図2-20にて若干の電流の振れが確認できるが、これは開ループ制御によるもの、もしくは線路の継目などの路面変化によるものと推察される。

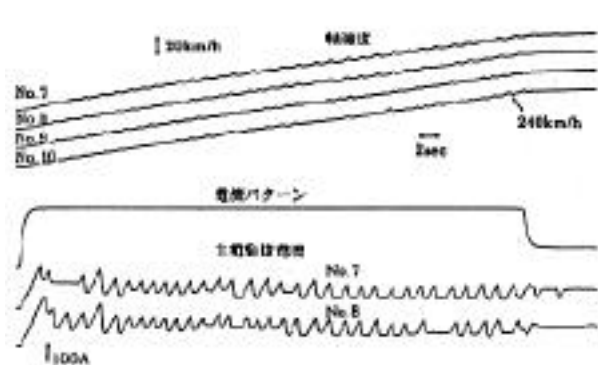


図2-19 走行実験結果 (増粘着制御なし)

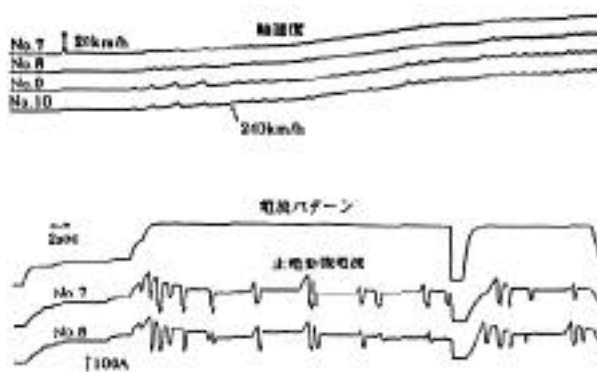


図2-20 走行実験結果 (増粘着制御あり)

(2) μ 勾配推定を用いた増粘着制御

ここでは、 μ 勾配推定を用いた制動力最大化の実験例を紹介する。 μ 勾配に応じてブレーキ圧を調整することで、滑走することなく制動力の最大化が可能となる。図2-21に制御系の構造を示す。

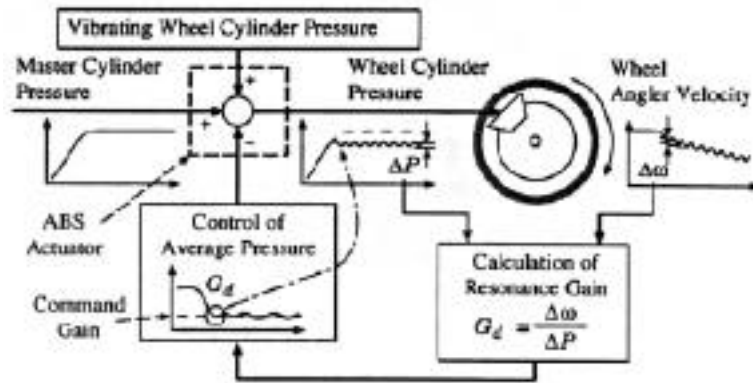


図2-21 制動力最大化制御

この研究では、タイヤ特性を用いてμ勾配を推定するため、式(32)に示した特定周波数でブレーキ圧を励振させている。ブレーキ圧を励振させたときの共振ゲインを、ホイール角速度 ω とブレーキ圧 p を用いて、式(40)によって検出している。

$$G_d = \frac{\Delta\omega}{\Delta p} \quad (40)$$

なお、ブレーキ圧の調整はゲイン指令値と測定ゲインとの差により行っているがこれはPI制御により実現している。以下、図2-22に実車を用いた実験結果を示す。

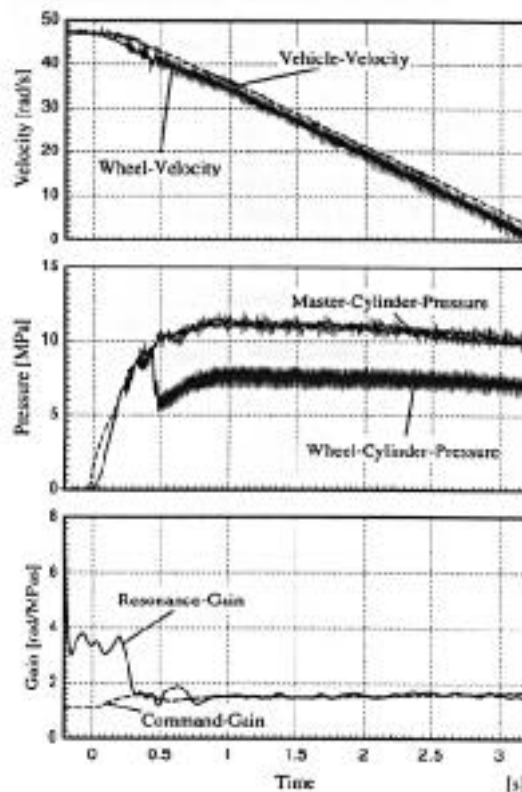


図2-22 制動力最大化制御 実験結果

図2-22より、ゲインを一定に保つことにより、ブレーキ圧、ひいてはスリップ率を一定に保っていることがわかる。この手法の問題点としては、制動時にブレーキ圧を強制振動させるため耐久性に問題があるし、ドライバーにもその振動が感じられることである。車輪速度が励振されていることから、乗り心地も悪化していると思われる。

以上、本章では、制動・駆動力最大化の一手法として、路面状態推定を用いた増粘着制御について紹介してきた。自動車・電気車ともに制動・駆動力最大化が必要であると同時に、これらの手法の可能性・有用性が確認できる。とくに、μ勾配の推定が路面状態推定として、よく用いられることがわかる。

3. 新しい路面状態推定法

自動車の安定走行のために、ABS (Antilock Breaking System) やTCS (Traction Control System) などの駆動輪のトルク制御が多く用いられている。ホイールロックやホイールスピンなどのスリップ現象は、タイヤと路面間の粘着特性の非線形性により生じる。さらに、粘着特性が路面により変化するため、従来のABSやTCSが常に最適な制御になっているとは言いがたい。

電気自動車では動力として電気モータを用いているため、駆動機が発生するトルクを把握することはきわめて容易である。また、トルクの応答時定数が非常に短いことから、フィードバック制御が可能になり、より高度なABS・TCSの実現が可能になると考えられる。

本章では、ABSやTCSの高性能化の手助けとなる情報を得る手段とし、路面摩擦係数の傾きを路面状態と定義し、新しい推定器を提案する。

3.1 タイヤと路面の粘着特性

駆動トルクが与えられてから、実際の駆動力が発生するまでの過程は図3-1のようにモデル化される。

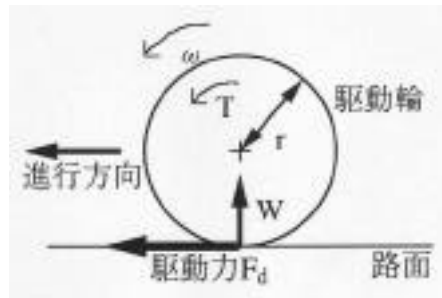


図3-1 駆動輪モデル

図3-1において、駆動力 F_d は式(41)で与えられる。

$$F_d = \mu(\lambda)W \quad (41)$$

すなわち、駆動力は路面とタイヤの粘着摩擦によって発生し、路面摩擦係数 $\mu(\lambda)$ は車体速度 V を用いて式(42)で定義されるスリップ率 λ のみで求まる非線形関数となり、図3-2のように種々の形をとる。

$$\lambda = \frac{r\omega - V}{r\omega} \quad (42)$$

路面摩擦係数の曲線形状はタイヤと路面状態により決定される。しかし、路面摩擦係数が路面状態により変化するために、最適スリップ率は一意に定まらないことは容易に理解できる。

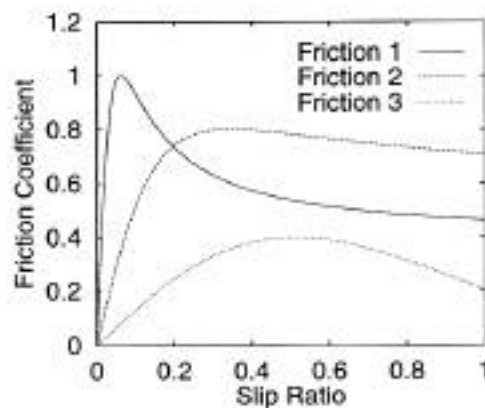


図3-2 さまざまな路面摩擦係数

3.2 駆動力オブザーバ

(1) 駆動力オブザーバの設計

図3-1に示した駆動輪モデルは、車軸イナーシャ J_w を用いて式(43)で表現される。

$$F_d = \frac{1}{r} \left(T - J_w \frac{d\omega}{dt} \right) \quad (43)$$

電気自動車の場合、モータ電流（DCモータの場合は電機子電流，ACモータの場合はトルク分電流）から、発生トルクを容易に知ることができ、車体情報としてモータトルクと駆動輪の回転速度が利用できる。式(43)の推定式は図3-3のようなブロック図で表すことができ、駆動力の推定が可能となる。トルク係数 K ，トランスミッションのギア比 N を用いている。この構造は、メカトロニクスでよく用いられる外乱オブザーバとまったく同一であるが、ここではとくに駆動力オブザーバと名づけることにする。

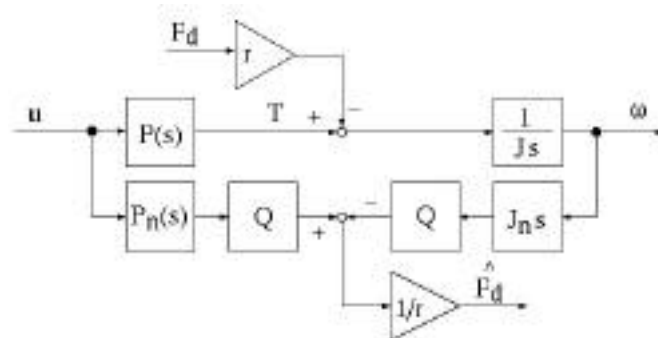


図3-3 駆動力オブザーバ

駆動力オブザーバは、駆動力の推定の際に車輪速度の1階微分を用いており、微分演算によるノイズを除去する必要があるため、図3-3の Q としてLow Pass Filter (LPF) を介している。本論文では、LPFとして式(44)を用いることにし、実験的に時定数を $\tau_{LPF} = 100[\text{ms}]$ とした。

$$Q = \frac{1}{1 + \tau_{LPF}s} \quad (44)$$

駆動力オブザーバの検証を走行データを用いて行った。なお、オブザーバの信号入力として、電気自動車「東大三月号I」を走行させ、実際に計測したデータを用いた。



図3-4 実験用電気自動車「東大三月号I」

(2) 路面摩擦曲線の測定

推定した駆動力を用いれば、路面摩擦曲線そのものを描くことができるはずである。乾燥アスファルトでの路面摩擦曲線の測定結果を図3-5に、雪道での路面摩擦曲線の結果を図3-6に示す。両者を比較すると、摩擦係数の極大値や、それを与えるスリップ率が路面により異なることが確認できる。

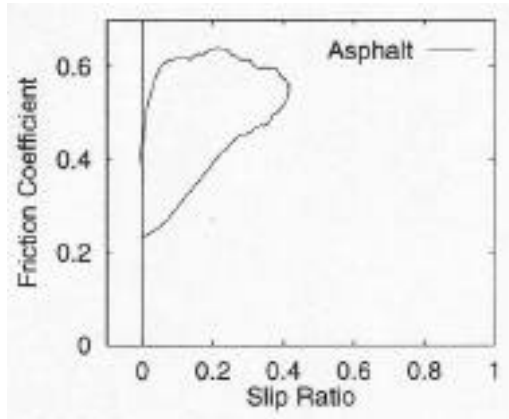


図3-5 路面摩擦曲線の推定（乾燥路面）

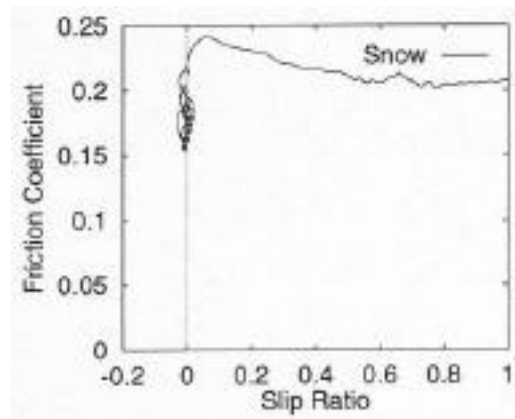


図3-6 路面摩擦曲線の推定（雪道）

3.3 路面状態推定器の設計と検討

極大値を与えるスリップ率を境に、粘着領域（左側）と滑走領域（右側）に分けられるとすると、路面摩擦関数の傾きを（時事刻々）求めることで、いまどちらの領域にいるかを識別できるはずである。そこで、"路面状態推定 = 路面摩擦関数の傾きの推定"と定義することにする（図3-7）。

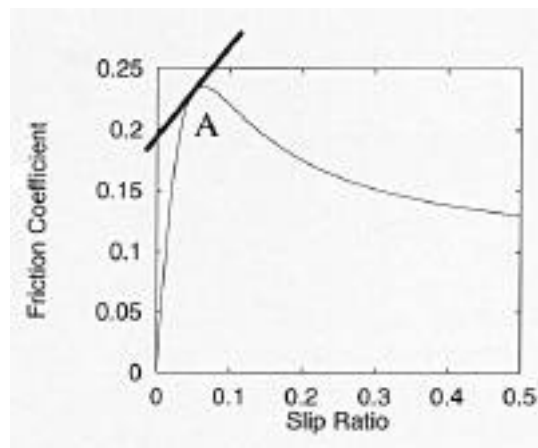


図3-7 路面状態推定の意味

推定には、逐次最小二乗法推定と固定トレース法の2つの方法を用い、実験データを用いた検討を行う。

(1) 逐次最小二乗法による設計

最小二乗法推定では、線形回帰モデル（式(45)）の係数 $\theta(t)$ を推定する。推定式は、式(46)で定義される評価関数 J を最小化することにより求まる。

$$y(t) = \theta^T(t)\phi(t) \quad (45)$$

$$J = \sum_{t=1}^N \kappa^{t-N} (y(t) - \hat{\theta}^T(t)\phi(t))^2 \quad (46)$$

κ は忘却係数と呼ばれ、過去のデータに対して指数的に小さくなる重みづけをすることにより、過去のデータの寄与分を徐々に小さくする働きをもつ。式(46)を $\theta(t)$ で偏微分することによって推定式が得られるが、それをさらに逐次形のアルゴリズムに変換することにより、

$$\begin{aligned} \hat{\theta}(t) = & \hat{\theta}(t-1) \\ & + K(t)[y(t) - \phi^T(t)\hat{\theta}(t-1)] \end{aligned} \quad (47)$$

$$K(t) = \frac{P(t-1)\phi(t)}{\kappa + \phi^T(t)P(t-1)\phi(t)} \quad (48)$$

$$P(t) = \frac{1}{\kappa} \left(P(t-1) - \frac{P(t-1)\phi(t)\phi^T(t)P(t-1)}{\kappa + \phi^T(t)P(t-1)\phi(t)} \right) \quad (49)$$

が得られる。式(47)が推定式，式(48), (49)が適応ゲインの計算式である。
 具体的には，微小時間において，

$$\mu(t) = \hat{A}\lambda(t) + \hat{B} \quad (50)$$

と路面摩擦曲線を線形化し，式(47)~(49)に，具体的な物理量である(51)~(53)を代入することによって，路面状態推定の式が求まる。

$$\begin{aligned} y(t) &= \mu(t) \\ \phi(t) &= (\lambda(t), 1)^T \\ \hat{\theta}(t) &= (\hat{A}(t), \hat{B}(t))^T \end{aligned} \quad (51)-(53)$$

以上によって設計した路面状態推定器を用い，実際の走行データを用いて推定を行った。なお，忘却係数は， $\kappa = 0.98$ とした。

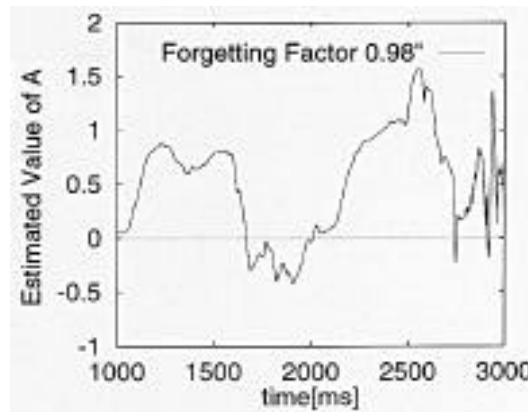


図3-8 逐次最小二乗法による推定

図3-8より，時刻 $t=2000$ [ms]以降で推定値が安定していないことがわかる。このとき，実際のスリップ率は0近傍で安定している。推定がうまく行われぬ理由として，忘却係数により必要なデータも忘却していること，また傾きの推定値が に近い値になるためであると考えられる。

(2) 固定トレース法による改良

モデル規範型適応システムの理論から導かれる一般的な推定漸化式は，式(54)~(55)で表される。(最小二乗法もこの一種である。)

$$\hat{\theta}[k] = \hat{\theta}[k-1] - \frac{P[k-1]\phi[k]}{1 + \phi^T[k]P[k-1]\phi[k]} \cdot (\hat{\theta}[k-1]\phi[k] - y[k]) \quad (54)$$

$$P[k] = \frac{1}{\kappa} \left(P[k-1] - \frac{P[k-1]\phi[k]\phi^T[k]P[k-1]}{1 + \phi^T[k]P[k-1]\phi[k]} \right) \quad (55)$$

路面状態推定を安定化するためには、逐次最小二乗法推定の忘却係数をスリップ率の変化に応じて変化させればよいと考えられる。

固定トレース法では、 $\text{tr}P[k]=\gamma$ と固定することによって、忘却係数の方が $\kappa=1/(1+\gamma \phi[k]^2)$ と可変となり $\phi[k]$ が大きく精度のよい推定が可能な場合には、短い時定数で推定値を更新するが、推定に必要なとされるいわゆるリッチネスを満たさない信号の場合には、過去の推定値を更新しないというアルゴリズムとなる。

路面摩擦関数の傾きを推定する基本式として、式(56)を用いた。

$$\frac{d\mu}{dt} = A \frac{d\lambda}{dt} \tag{56}$$

$\gamma=0.06$ とし、乾燥アスファルト路面で固定トレース法による路面状態推定を行った。図 3-8 と比べると、推定値の振動現象が解決されることがわかる。

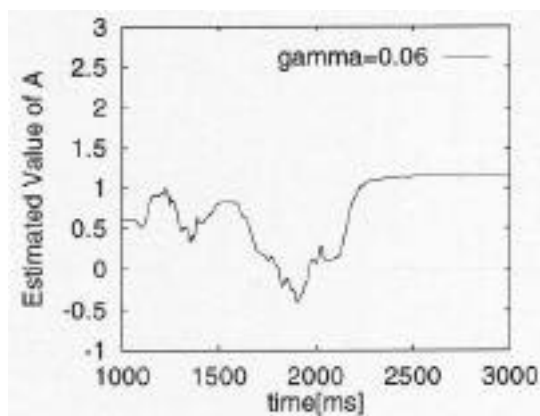
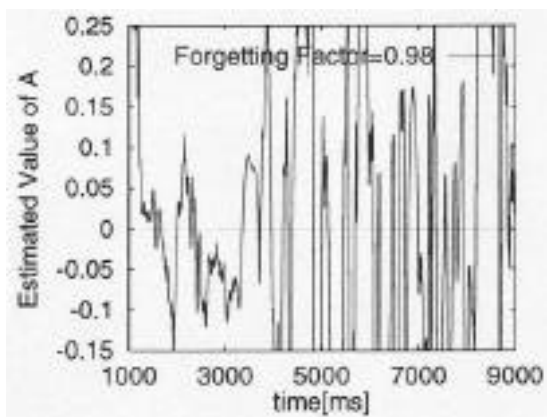


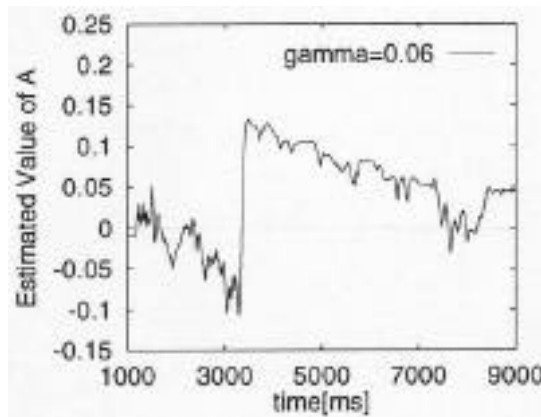
図3-9 固定トレース方位による推定（乾燥アスファルト）

次に、雪道での路面状態推定を行った結果を示す。図3-10(a)と(b)を比較すると、逐次最小二乗法による推定器では推定値が大きく揺らぐのに対し、固定トレース法では、推定値が比較的安定して求められていることがわかる。

しかし、固定トレース法を用いても、時間が経つにつれ推定値が不正確になることが(b)より確認できる。これは、スリップ率が0近傍に落ち着く時にスリップ率が微小な振動成分を持つため $d\lambda/dt \approx 0$ となり、 $\kappa < 1$ となって（図3-11）時間が経つにつれ過去のデータを忘れていくためである。つまり、スリップ率が小さく、かつ、スリップ率に振動成分が残る場合、推定値の信頼性は低下するようである。



(a) 逐次最小二乗法推定 ($\kappa=0.98$)



(b) 固定トレース法 ($\gamma=0.06$)

図3-10 雪道における路面状態推定器の比較

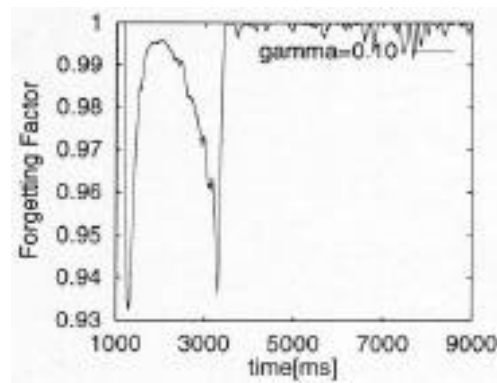


図3-11 固定トレース法（図3-10(b)）での忘却係数の変化

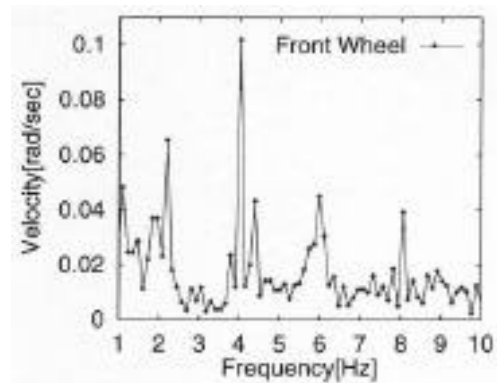


図3-12 雪道走行での前輪速度の周波数特性

図3-12は、雪道走行における前輪速度検出波形の周波数特性をとったもので、前輪速度の波形に、2Hzと4Hzおよびその整数倍の振動成分が含まれることがわかる。これは車体構造上発生する共振の影響であると考えられる。一般に電気自動車では車体振動が顕在化するとされるが、ガソリン車から改造した東大三月号でもその振動現象が起こっているようである。また、駆動力オブザーバのLPF時定数を100[ms]と長くすると、よい結果が得られた理由も4Hz付近の振動が除去されたためであるらしい。

4. 最適スリップ率生成器の設計

TCS (Traction Control System) の一つにスリップ率制御がある。この手法では、路面に応じて最適なスリップ率を生成する「最適スリップ率生成器」が必要である。そこで本章では、路面摩擦関数の傾き推定値などにもとづき、ファジィ推論を用いて最適スリップ率を生成する手法を提案する。

なお「最適な」スリップ率とは、路面摩擦関数の極大値を与えるスリップ率と定義する。

4.1 最適スリップ率生成器の必要性

(1) タイヤと路面の間の粘着特性

車体のスリップ率 λ は、車体速度 V と駆動輪速度 V_w を用いて式(57)で定義される。

$$\lambda = \frac{V_w - V}{V_w} \quad (57)$$

タイヤと路面の間にはたらく摩擦力は、図4-1のとおり、駆動力と横力がある。駆動力 F_d はタイヤの接地面の垂直抗力 N と路面摩擦関数 $\mu(\lambda)$ を用いて式(58)で表わされる。

$$F_d = \mu(\lambda)N \quad (58)$$

車体の荷重移動を無視し N が一定と仮定すると、 F_d は $\mu(\lambda)$ に比例する。図4-2には、駆動力だけでなく、横力に関する摩擦係数の特性も示しているが、ここでは、駆動力に関する前後用方向の $\mu(\lambda)$ の特性をたんに「 μ - λ 曲線」と呼ぶことにする。

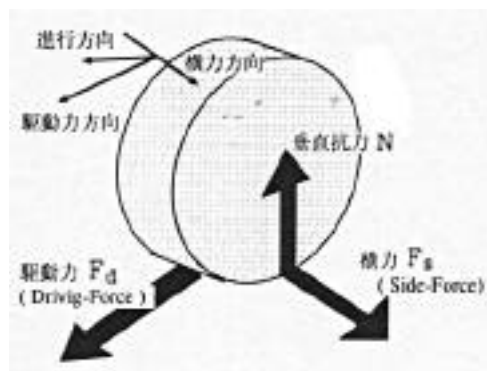


図4-1 タイヤと路面の間にはたらく摩擦力

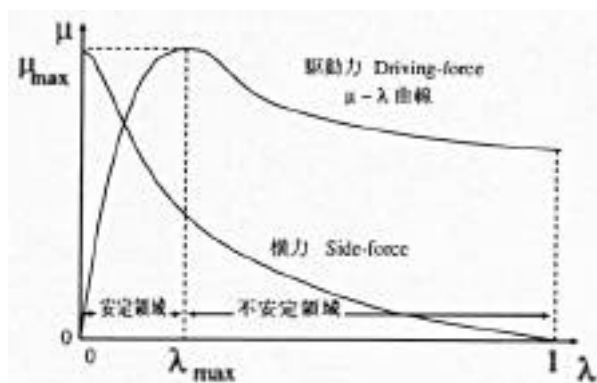


図4-2 駆動力と横力に関する摩擦特性

μ は λ が0.05~0.2程度の範囲で最大値をとり、 λ の増加に伴い減少する。最大値 μ_{max} をとるスリップ率を λ_{max} と定義する。横力についての特性曲線は λ が0のとき最大で、 λ の増加に伴い急激に減少して $\lambda=1$ では0になる。この状態ではハンドルを切っても自動車は全く曲がれなくなる。

(2) EVの高性能TCSの目的と手法

ガソリン車のTCSは、車両の姿勢を安定させる横力を確保するために、 λ の増大を防ぐことが主な目的である。しかしEVの場合は、優れたトルク応答を活かして λ を λ_{max} に追従させるというより高度な制御を行うことにより、駆動力の最大化が可能となる。

λ をその指令値に追従させる方法としては、すでに提案したスリップ率制御を用いる。これは、 λ_{max} の推定値を、図4-3で示すように、スリップ率制御の目標値に設定する方法である。 λ_{max} の推定値を最適スリップ率 λ_{opt} と定義する。

λ_{opt} の生成には、駆動力オブザーバなどを用いて推定される F_d^A や、路面状態推定器から推定される μ - λ 曲線の傾き推定値 A^A を利用している。これらを含む全体のブロック図を図4-4に示す。

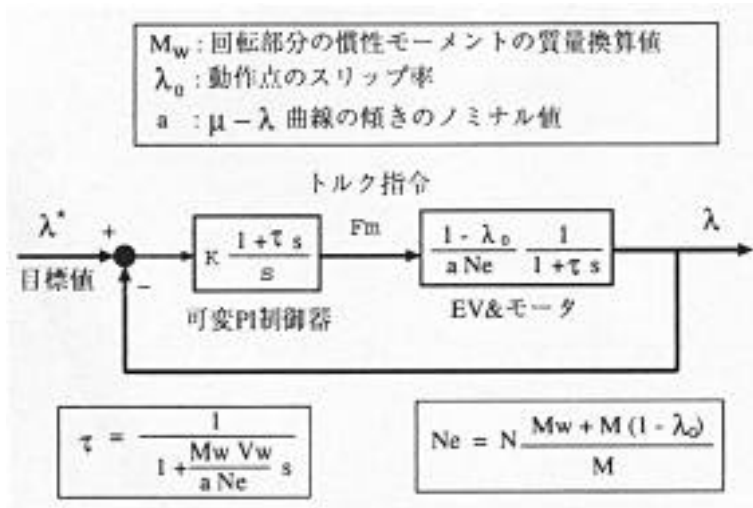


図4-3 スリップ率制御のブロック図

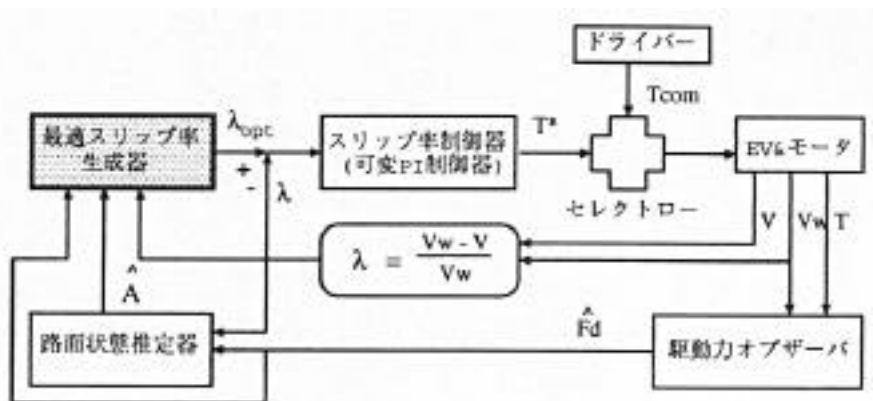


図4-4 最適スリップ率制御の全体ブロック図

(3) 実験データにもとづく μ - λ 曲線モデル

μ - λ 曲線としては、式(59)で定義される Magic-Formula という近似式がよく用いられる。これを用い、実験用EV「東大三月号」の走行データを用いて3つの定数を決定し、 λ_{max} と μ_{max} が異なる5つの μ - λ 曲線モデルを作成した。それらを図4-5に示す。

$$\mu = A \sin(B \arctan(C\lambda))$$

(59)

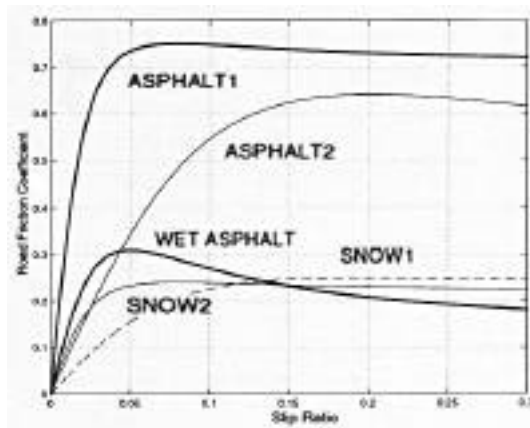


図4-5 研究に用いた5つのμ-λ曲線モデル

4.2 最適化手法を適用した最適スリップ率生成器の検討

(1) 次元探索 勾配法 の理論

$\mu(\lambda)$ には λ が0~1の区間に最大値が1つしかないので、基本的に線形探索法(最適化法)が適用可能である。これにはさまざまな手法があるが、最も簡単には、一階微分係数を用いる勾配法がある。勾配法は評価関数の傾きを用いて、 λ_{opt} を次第に λ_{max} に近づけていく方法である。

<勾配法のアルゴリズム>

- STEP 1 初期値 $\lambda_{opt}(0)$ は $0 \leq \lambda_{opt}(0) \leq 1, k=0$ とする
- STEP 2 もし $\varepsilon_1 \leq \frac{\partial \mu}{\partial \lambda} \leq \varepsilon_2$ (不感帯領域) ならばストップ
- STEP 3 以下の式より新たな $\lambda_{opt}(k+1)$ を生成

$$\lambda_{opt}(k+1) = \lambda(k) + \beta \frac{\partial \mu}{\partial \lambda} \tag{60}$$

- STEP 4 k の値を1増やしてSTEP2に戻る

図4-6にその手順を示す。不感帯領域とゲイン β は、試行錯誤によって適切な値に設定する必要がある。

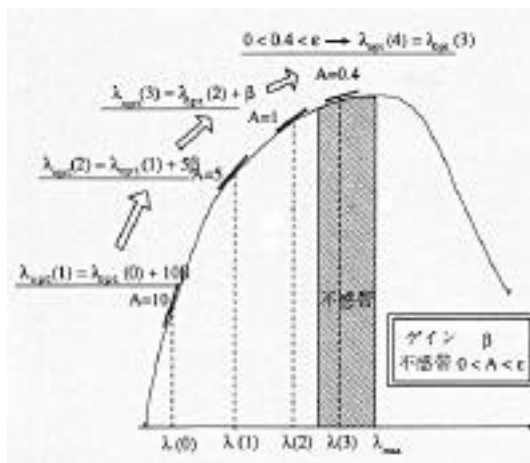


図4-6 勾配法の計算手順

(2) 走行シミュレーションによる検討

EVが全開加速中に路面の粘着特性が突然変化した場合を想定したシミュレーションを行い、勾配法の有効性を調べてみた。特定のμ-λ曲線において λ が λ_{max} に追従している状態を初期状態とする。10[s]でμ-λ曲線が変化し、それに伴い λ_{max} が変化する。すると λ_{max} の探索が開始される。

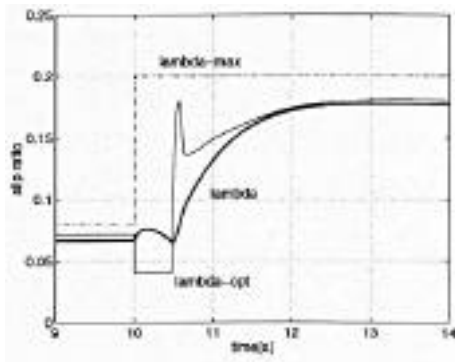


図4-7 勾配法 ($\beta=0.02$) で
ASPHALT1 ASPHALT2

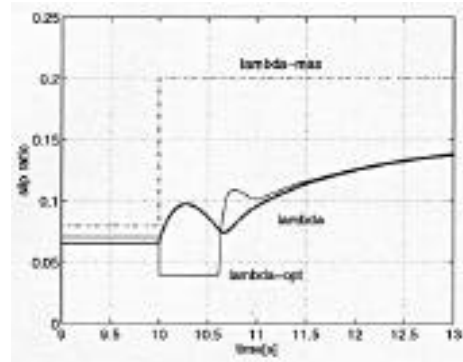


図4-8 勾配法 ($\beta=0.02$) で
ASPHALT1 SNOW1

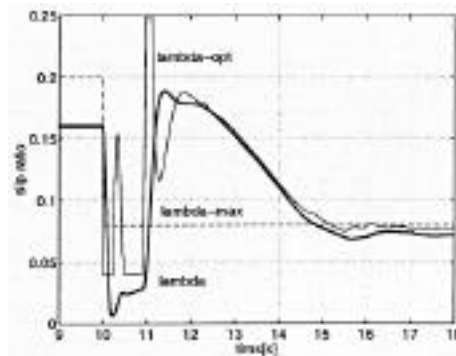


図4-9 勾配法 ($\beta=0.1$) でSNOW1 ASPHALT1

図4-7のシミュレーションにおいては、オーバーシュートが生じない程度に β を大きく設定して追従までの時間を短くするように調整したところ、 $\beta=0.02$ のときに最短の約2[s]で追従した。図4-8は路面が図4-7と異なる場合である。 λ_{max} はほぼ同じであるが、 β を0.02と同じ設定のままにすると、追従までの時間が6[s]と長くなってしまふ。そのため路面に応じて β を調整する必要があることがわかる。じっさい、図4-8のケースでも、調整を行い $\beta=0.1$ とすれば最短の約2[s]で追従する。

路面変化の順序を逆にした結果が図4-9であるが、追従するまでの時間は依然5[s]と長い。これは、 μ - λ 曲線において λ_{max} より右側の不安定領域では、 A が左側の安定領域に比べて小さな値となるためである。

以上のことから勾配法を適用するためには、路面状況に応じて β を調整したり、 λ_{max} の右側と左側で異なった処理をする必要があり、使いやすい手法とはいえないことがわかる。

4.3 ファジィ推論を適用した最適スリップ率生成器の提案と実験的検討

(1) ファジィ推論の適用の提案

最適スリップ率生成器は、誤差が必ず含まれるであろう A^* や、ノイズの多く含まれる他の情報から λ_{max} を推定する必要がある。これを勾配法のような線形演算で行うのは困難であると考えられる。そこで、人間の経験則を容易に組み込むことが可能な、ファジィ推論を用いることを提案する。

(2) 幾何学的特徴を利用した λ_{max} 推定

ファジィ推論を用いて勾配法の β を調整する方法が考えられるが、ここではまったく別の方法として、 μ - λ 曲線の幾何学的特徴に着目した手法を提案する。

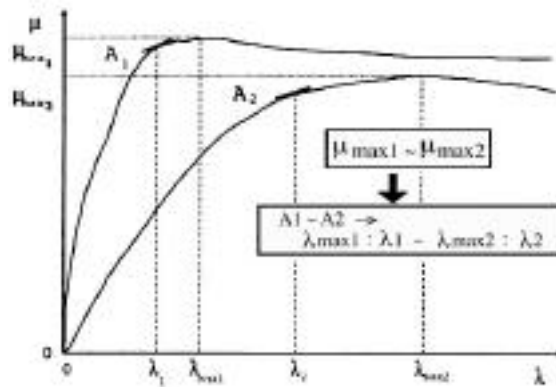


図4-10 着目した μ - λ 曲線の幾何学的特徴

(3) 路面状況の数値化の提案

図4-10に示した、 μ - λ 曲線の幾何学的特徴を利用するためには、まず路面状況を数値化する必要がある。今回はタイヤのすべりやすさに注目し、すべりにくい順にASPHALT・GRAVEL・SNOW・ICEの4つの仮想的なモデル路面を考える。そして、現在の路面が、どのモデル路面にどれだけ近い粘着特性を持つかを数値化する。すなわち、 μ と λ が図4-11のその領域に位置するかを数値で表現する。

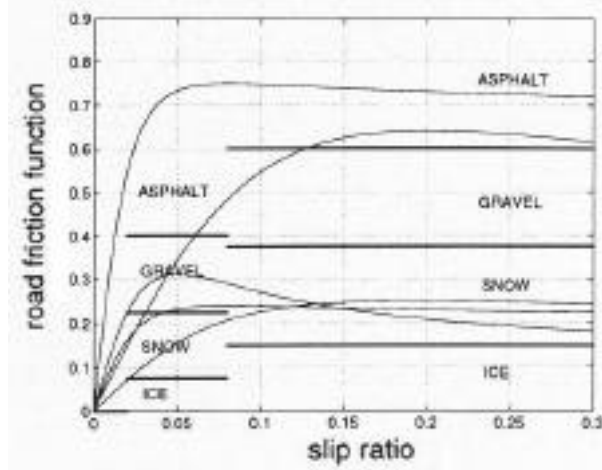


図4-11 路面状態の数値化

なお、 $\lambda = 0$ においては μ - λ 曲線モデルに μ と路面状況の関係が見出せないので、ASPHALT=1と出力することにした。(その解決策として、 V_w の分散値と A を用いて路面を区別する方法が提案されているので、今後参考にしていきたい。)

(4) ファジィ変数と推論アルゴリズムの設計

最適スリップ率生成器は2つの処理を並行して行う。一つは、 μ と λ を用い、路面状況を数値化する処理である。いま一つは、 A と λ を用いて、4つのモデル路面それぞれの最適スリップ率を生成する処理である。最後に、数値化した路面状況を重みとして、各モデル路面の λ_{opt} の重みつき平均を計算し λ_{opt} として出力する。この計算式を式(61)に示す。ただし、 K_A から K_I はそれぞれ、ASPHALTからICEの路面状況、 λ_{optA} から λ_{optI} はそれぞれの最適スリップ率を表わしている。

$$\lambda_{opt} = \frac{K_A \lambda_{optA} + K_G \lambda_{optG} + K_S \lambda_{optS} + K_I \lambda_{optI}}{K_A + K_G + K_S + K_I} \quad (61)$$

このアルゴリズムをまとめて図4-12に示す。ここでは、 $\mu=0.35$ 、 $\lambda=0.07$ 、 $A=8.2$ という入力から、 $\lambda_{opt}=0.143$ を得るために、ファジィ推論がどのように行われたかを示している。

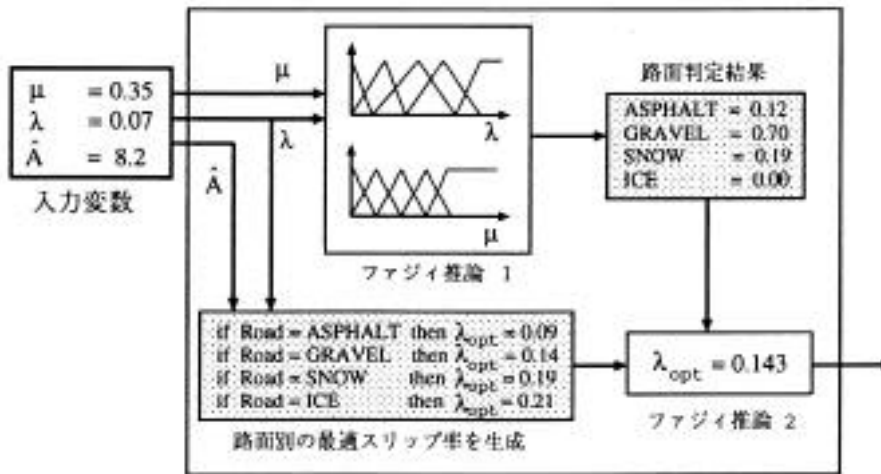


図4-12 最適スリップ率生成器の動作

λのファジィ変数は図4-13のように設定した。μのファジィ変数は、λ=MS・MB・Bの3つの領域では路面によってμが大きく変化しないことに着目して、図4-14と図4-15のように設定した。

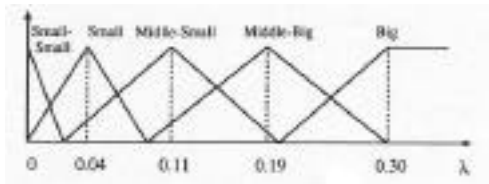


図4-13 λのファジィ変数

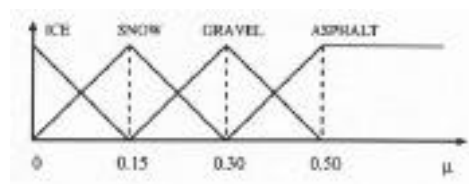


図4-14 λ=Sでのμのファジィ変数

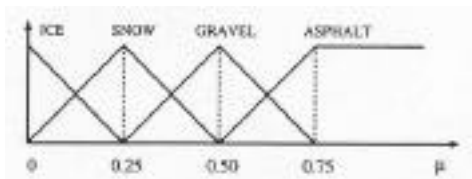


図4-15 λ=MS, MB, Bでのμのファジィ変数

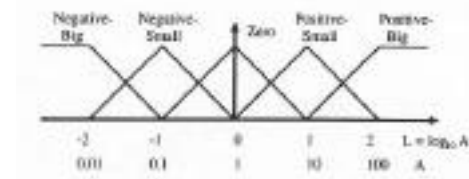


図4-16 Lのファジィ変数

このうちA^は、λ λ_maxでの0.1程度の値からλ 0での数十程度の値まで非常に広い範囲をとり得る。そこでA^の代わりに式(62)で定義するLを考え、そのファジィ変数を図4-16のように設定した。

$$L = \log_{10} \hat{A} \quad (62)$$

また、統計的特徴を用いるためのLとλ_max/λの関係を、モデル路面別に以下の表に示しておく。

Road Condition	L (= log A-hat)				
	PB	PS	ZO	NS	NB
ASPHALT	17	3	1.4	1.05	1.00
GRAVEL	25	5	1.8	1.10	1.01
SNOW	50	15	2.0	1.15	1.02
ICE	70	20	3.0	1.20	1.03

なお、A^が負の場合にはこの方法ではLが定義できないので、式(63)のようにして徐々にλ_optを下げていくようにした。

$$\text{if } \hat{A} = \text{Negative then } \lambda_{opt} = 0.9 \lambda \quad (63)$$

この他にλ_maxのリミッタとA^の不感帯を設定している。

(5) 走行シミュレーションによる検討

シミュレーションは勾配法と同じ走行を想定して行った。 $t=5[s]$ で路面の粘着特性が変化する。不感帯領域は $-0.1 < A < 0.5$ に設定した。図4-17, 図4-18は異なる路面での変化であるが, どちらも2[s]程度で λ_{opt} が λ_{max} に追従している。また λ_{max} が低下する図4-20でもほぼ1[s]程度で追従し, 大幅な改善が見られていることがわかる。

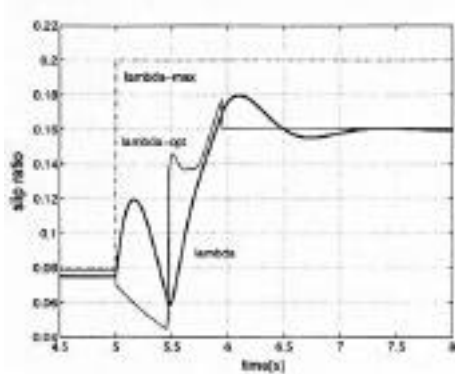


図4-17 ASPHALT1 SNOW1

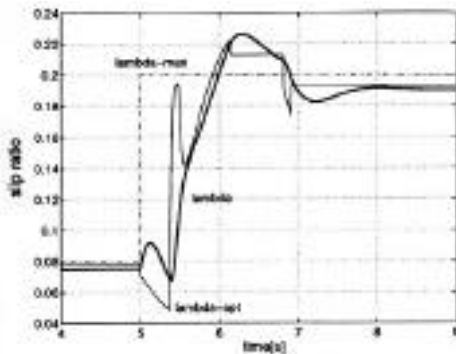


図4-18 ASPHALT1 ASPHALT2

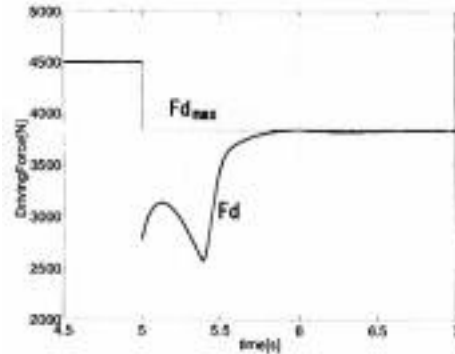


図4-19 ASPHALT1 ASPHALT2
(図4-18)の駆動力

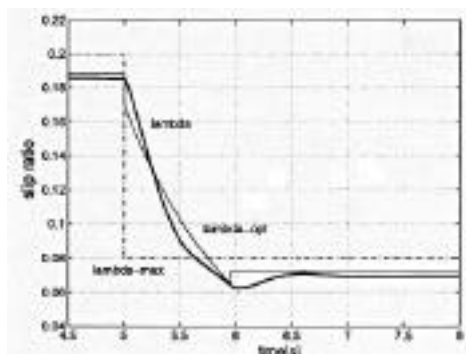


図4-20 WET ASPHALT ASPHALT1

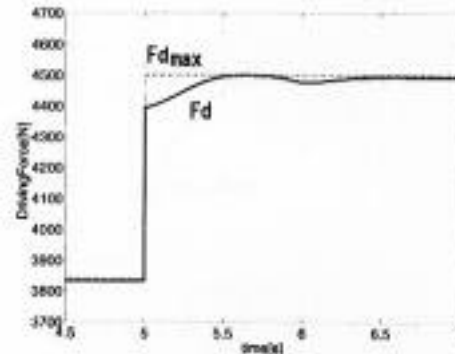


図4-21 WET ASPHALT ASPHALT1
(図4-20)の駆動力

次に, 本研究の目的である, 駆動力の最大化を行えているかどうかを検討する。図4-19と図4-21にそれぞれ図4-18と図4-20の場合の駆動力を示す。どの場合も約1[s]で駆動力の最大化が行えている。雪道での全開加速時など, ホイールスピンが数秒間続くことがよくあるが, 最初の1秒で駆動力を最大化できれば十分有効であると考えられる。

さいごに, 図4-22はこれまでの設定のままで, λ_{opt} をたんに出力した結果である。(スリップ率制御には用いていない。) μ - λ 曲線のモデル化誤差やノイズの影響で正しい推定がなされていないところもあり, 現実の走行に対応するためにはさらなる改良が必要である。

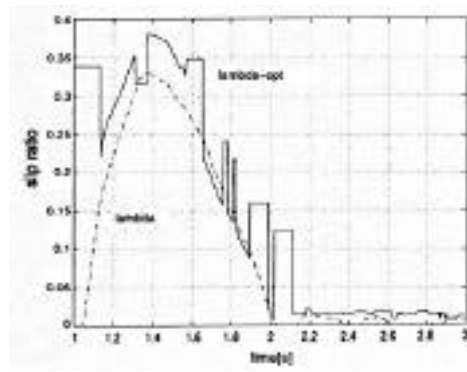


図4-22 走行実験での最適スリップ率の出力状況

5. スリップ率を用いない空転検出手法

従来の自動車（ICV）とEVの違いは、内燃機関エンジンと電気モータの違いである。後者が前者に対してメリットを主張できるのは、

1. トルクの応答が速く正確である。
2. 構造がシンプルで小型化しやすい。
3. モータは同時に発電機である。（回生ブレーキ）

という点であるが、1や2が積極的に活用された例はほとんどない。

2のメリットは、インホイールモータによる各駆動輪の完全な独立駆動を可能にする。すでにIZAのような実験車も作られているが、独立駆動であることを活用しているわけではない。たとえば左右の駆動輪で発生するトルクの逆方向成分を用いれば、車両旋回時の挙動をより安定にするようなフィードバック制御が可能である。このような手法は、DYC（Dynamic Yawmoment Control）と呼ばれ、盛んに研究が行われているが、EVを念頭においたものではない。EVでは、各駆動輪への駆動力配分が自由に行える、トルク応答が高速であるなどのメリットがあり、より高性能なDYC実現の可能性がある。

このような背景から、本研究では、4輪独立駆動電気自動車における高性能な車両運動制御の実現を目指している。車両の研究では実験を行うことが非常に重要であり、現在4輪にインホイールモータを装着した実験車両を製作している。図5-1に、製作中の実験用電気自動車の構造を示す。ルシオールで用いられた、明電舎製のインホイールモータを4輪に実装する。制御系全体の構成概念は図5-2に示すとおりである。

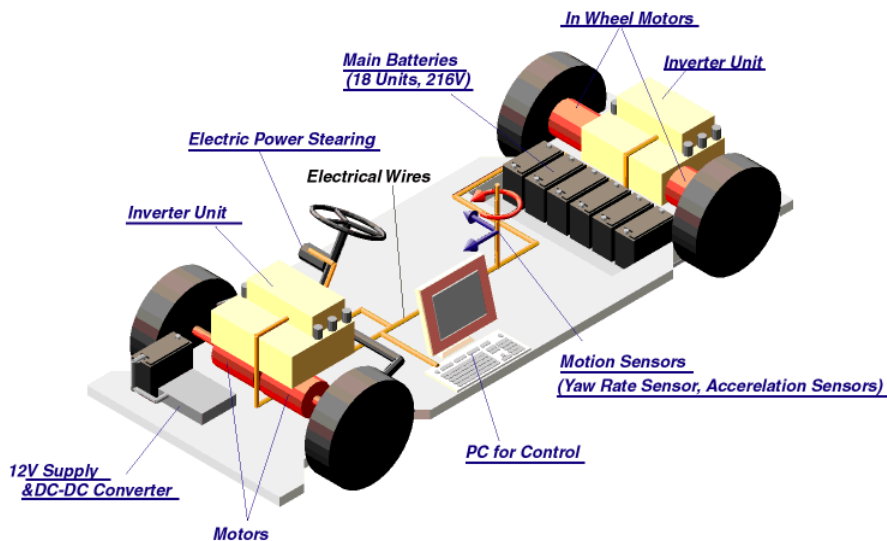


図5-1 製作中の電気自動車（東大三月号 II）

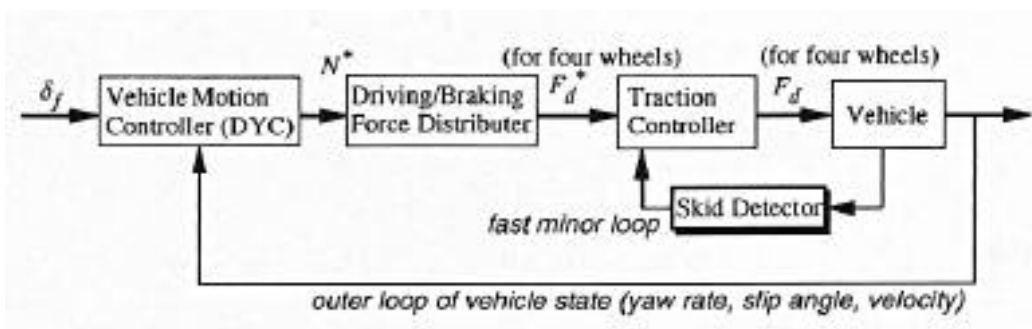


図5-2 実現しようとしている制御システム構成

本稿ではまず、DYCに関する簡単な説明を行い、DYCの重要な問題の一つが、低 μ 路での安定性確保にあることを示す。現在のDYCではこの問題を避けるために、比較的弱いフィードバック制御による保守的な制御を行わざるを得ない。後半では、このような背景から、とくに旋回中の粘着確保を目的とした、スリップ率を用いない（すなわち車速の検出を必要としない）新しい空転検出手法を提案し、実験データによる検証を行う。

5.1 車両運動方程式とDYCについて

(1) 2輪車両モデルとタイヤモデル

2次元平面内での車両運動を取り扱うためには、まず運動方程式を記述する必要がある。比較的簡単な線形方程式を与えるモデルとして、2輪車両モデルと呼ばれるものがある。2輪車両モデルは、車両のロールやピッチを無視し、ヨー運動と並進運動のみを考えたモデルである。図5-3のような座標系を設定し、いくつかの近似を行うことによって、式(64)のような状態方程式を得ることができる。

$$\dot{x} = Ax + Bu \tag{64}$$

$$x = [\beta, r]^t, \quad u = [\delta_f, N]^t \tag{65}$$

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{2C_f + C_r}{mV} & -1 - \frac{2l_f C_f - l_r C_r}{mV^2} \\ -\frac{2l_f C_f - l_r C_r}{I} & -\frac{2l_f^2 C_f + l_r^2 C_r}{IV} \end{bmatrix} \tag{66}$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{2C_f}{mV} & 0 \\ \frac{2l_f C_f}{I} & \frac{1}{I} \end{bmatrix} \tag{67}$$

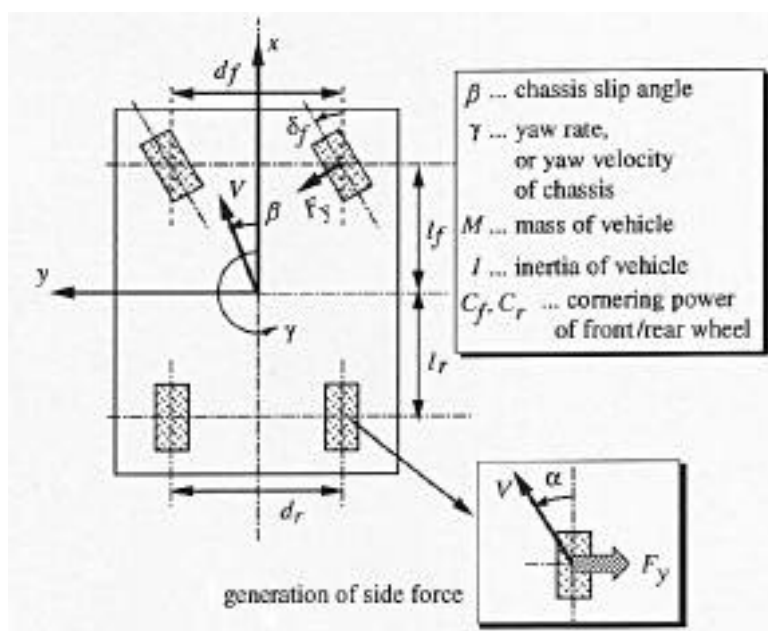


図5-3 2輪車両モデルにおける変数と座標系

ここで、 γ は車両の重心点周りの回転速度であり、ヨーレートと呼ばれる。 β は車両のスリップ角と呼ばれ、車両の姿勢と速度の方向のなす角である。システムへの入力の前輪実舵角 δ_f である。ここでは一定速度を仮定している。

タイヤにおいて発生する横力 F_y は、路面とタイヤ間の摩擦係数、荷重、制駆動力を発生しているタイヤのスリップ角 α に応じて非線形的に変化する。

ここでタイヤのスリップ角 α とは、タイヤにおいて発生する速度ベクトルとタイヤ回転面とのなす角度であり、前輪と後輪で、それぞれ、

$$\alpha_f = \beta + \frac{l_f}{V} r - \delta_f, \quad \alpha_r = \beta - \frac{l_r}{V} r \tag{68}$$

で与えられる。ヨーがある分だけに、車両スリップ角 β と差が出ている。

タイヤで発生する横力 F_y の α への依存性を比較的詳しい力学モデルから計算すると、図5-4(a)に太い実線で示した曲線ようになる。上記の2輪車両モデルにおいては、これを点線のような直線 $F_y = -C\alpha$ で近似してい

る。この比例係数が式(64)-(67)における C_f , C_r , すなわちコーナリングパワーと呼ばれる値である。これは線形タイヤモデルと呼ばれており, 式(64)-(67)の導出の際にも用いたものである。

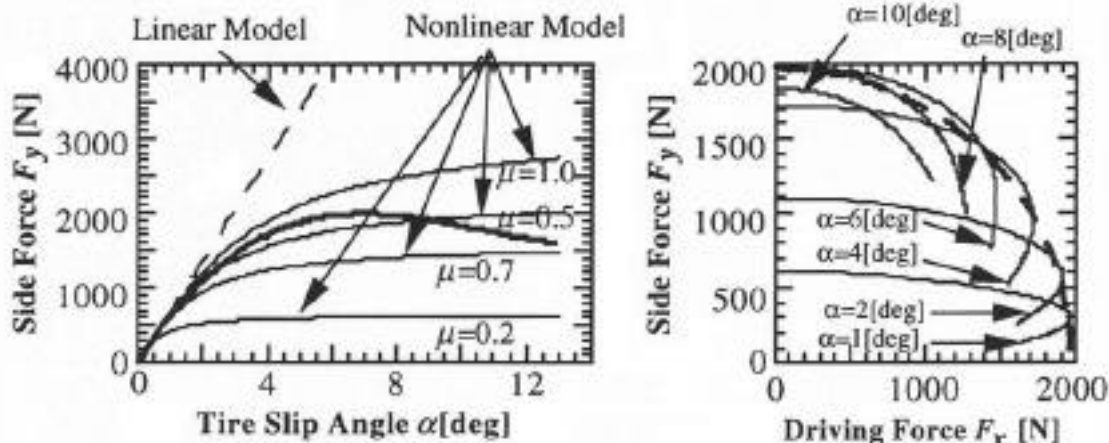


図5-4 タイヤで発生する横力と摩擦円

この横力の飽和特性は, 路面摩擦係数や荷重の他に, 制駆動力 F_x にも依存する。その依存性の一例を図5-4(b)に示す。図から, タイヤに発生する力が,

$$F_x^2 + F_y^2 = F_{limit}^2 \quad (69)$$

なる円を越えられないことがわかる。図に点線で示されたこの円は, 一般には摩擦円と呼ばれている。これを越えるような力がタイヤに発生した場合, 直ちにグリップを失った状態に陥ってしまう。

(2) DYCとそのシミュレーションによる考察

DYC (Dynamic Yawmoment Control) は, 左右の駆動輪に発生する駆動力に差をつけ, これにより車両にヨーモーメントを発生させてその姿勢を制御する手法である。その制御器は, 規範ヨーレート γ^* に実際のヨーレート γ (ジャイロ等で検出する) が追従するように, ヨーモーメント指令値 N^* を出力するものであることが多い。

この場合, 規範ヨーレート γ^* は, 人間の操舵 δ_f から, 一次遅れなどの適当なモデルによって生成することになる。筆者らの考えているシステム (図5-2) では, 運動制御というブロックがこれに相当する。

ICVにおいては, 機械的な機構でトルク配分比を変えてDYCを実現している。そのため, たとえば左右で逆向きの駆動力は発生できないし, そもそも発生駆動力自体を正確に把握できない (エンジン出力を把握するのは簡単ではない) といった制限がある。2輪ないし4輪独立駆動のEVではこのような制限はないため, よりシンプルにDYCを実現できるであろうし, 駆動力が把握できるため, 同じ手法でDYCを行ってもよりよい性能が得られるであろう。さらに積極的な制御もいろいろ考えられる。

DYCの効果の一つは, 車両運動の特性を変えられる点, すなわち車両運動のノミナル化にある。たとえば, 式(64)-(67)を調べると2次の伝達関数になり, 高速度域 (時速80[km/h]以上など) で減衰項が弱くなって, ヨーレート γ や車両スリップ角 β が振動的な応答を示すことがわかっている。適当なDYCを用いると, このような現象を押さえることができる。

もう一つの効果は, 車両運動制御に外乱抑圧特性を持たせることができる点である。たとえば, 走行中に横風があたって外乱ヨーモーメントが生じるようなケースを考える (車両のステア特性の関係から, 真横から風が当たっても車両重心周りの回転モーメントを生じる)。通常は人間が操舵によって方向を修正してこの外乱を抑圧しているが, ほんらい, このような外乱ヨーモーメントは車両自身が自動的に抑圧してくれるのが望ましい。図5-5, 5-6に, 外乱抑圧特性に関するシミュレーション結果を示しておく。

なお, ここで用いたDYCは, 筆者らが提案したRobustified Model Matching Control (R-MMC) であり, DYCの一手法である。(1部の第5章。)

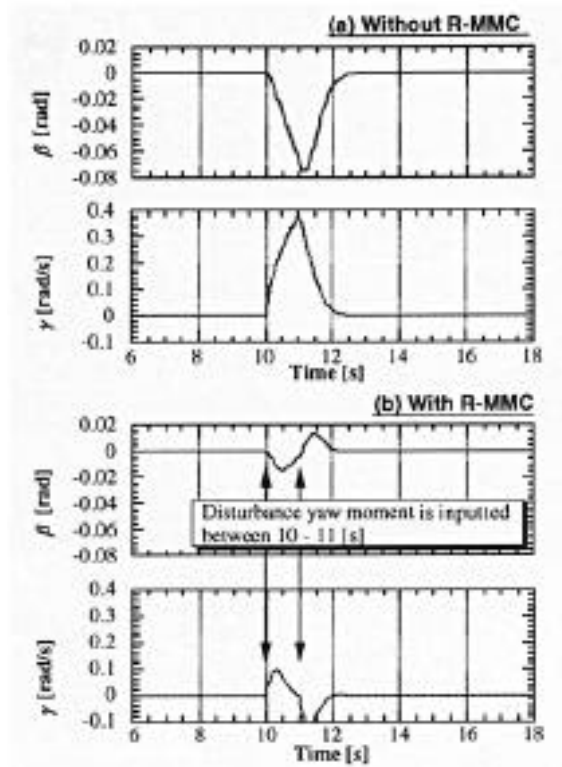


図5-5 DYC (Robustified MMC) による外乱抑圧性能の向上

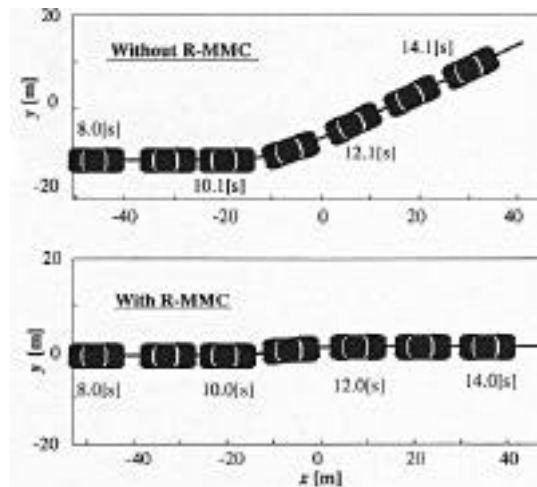


図5-6 DYC (R-MMC) による外乱抑圧性能の向上

それでは、このDYCを使えば車両運動は完全にコントロールできるのであろうか？

図5-7は、幾つかの種類路面において、R-MMCを実装した車両が旋回した場合のシミュレーション結果を示したものである。図から、 $\mu=0.3$ （これは雪道程度の滑りやすさに相当する）のときに、R-MMCの動作開始と同時に車両の挙動が不安定になり、いわゆるスピンに陥ってしまうことがわかる。

ここで重要なことは、同じ路面を同じ旋回半径と同じスピードで、R-MMCのない車両が走行しても、このような不安定な挙動は示さないという点である（同図、0～5.0秒）。図5-8はこのときの車両軌道を図示したものである。

DYCを適用すると、かえってこのような不安定な挙動を生じてしまう理由は、DYCが、式(64)-(67)のような、粘着状態にあるときの車両運動方程式を信じて制御を行っている点にある。乾燥路面と同じ制駆動力を要求したのでは、タイヤ-路面間で発生する力が、図5-4の摩擦円を越えてしまうのである。このような問題は、R-MMCに限らず一般のDYCでも同じように発生する。

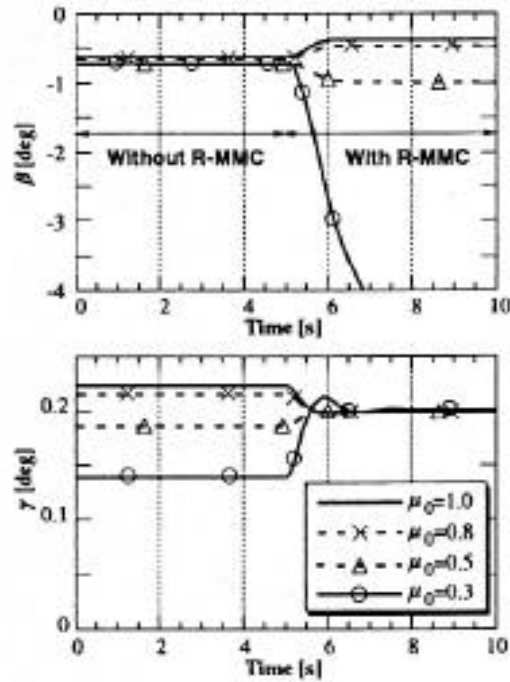


図5-7 低 μ 路走行による車両運動の不安定化

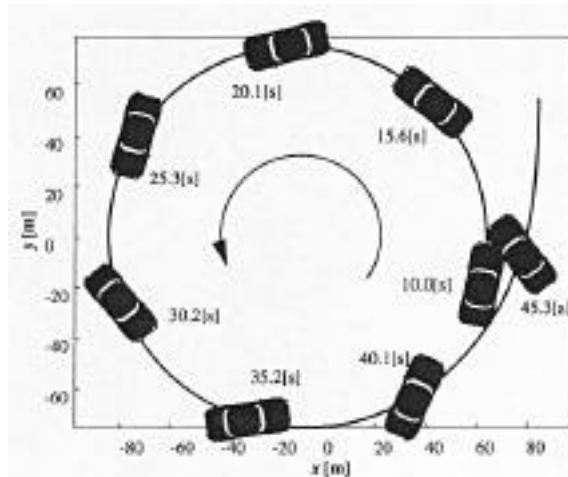


図5-8 低 μ 路走行時の車両運動の不安定化（旋回軌道）

この問題については、ICVの運動制御分野でも現在盛んに議論が行われており、たとえば車両スリップ角 β を推定し、これを積極的にフィードバックして低 μ 路での不安定性を押さえようという研究がある。

筆者らはこのような試みとは別に、電気自動車ならではの方法で低 μ 路での旋回安定性を確保したいと考えている。一つの提案は、動的な駆動力配分のアルゴリズムにより、少しでも各タイヤの負担を均等化しようというものである。DYCにより要求されたヨーモーメントは、4輪に対する駆動力配分で実現されるが、その配分を発生横力に応じて最適化するという試みである。シミュレーションによる検討では、確かに安定性改善の効果があるものの、その効果はそれほど大きくない（たとえば10%程度）という結果が得られている。（1部の第4章。）

もう一つの試みは、各タイヤにおいて高性能なアンチスリップ制御を行うことで、車両の安定性を保とうというものである。次章では、このために必要となる空転検出法に関する提案と検証を行う。

5.2 新しいホイール空転検出法の提案

EVにおける各輪のアンチスリップ制御に関しては、従来からいくつかの研究がある。このような研究で必要となるのは、なんらかの方法でタイヤの空転を検出する方法である。もっとも簡単な方法は、ホイール

の対地速度に対する回転速度の比を求める方法である。この比はスリップ率と呼ばれ、式(70)、(71)で定義されている。

$$\text{駆動時} \dots \lambda \stackrel{\text{def}}{=} \frac{r\omega - V}{r\omega} \quad (70)$$

$$\text{制動時} \dots \lambda \stackrel{\text{def}}{=} \frac{r\omega - V}{V} \quad (71)$$

ただし、 r はホイール半径、 ω はホイール回転速度、 V はホイールの対地速度である。スリップ率は駆動時に0~1、制動時に-1~0の値をとる。

このようなスリップ率を定義するもう一つの意味は、路面とホイールの関係が、スリップ率-摩擦力曲線と呼ばれる図5-9のような曲線で定式化されているためである。ここで μ は、路面に働く駆動力を、ホイールの垂直荷重力 N で割った値となる。

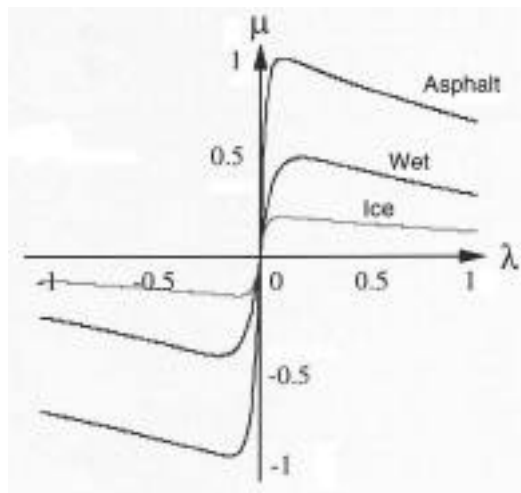


図5-9 スリップ率-摩擦力曲線

以上のような理由から、スリップ率を測定して空転検出を行ったり、路面の状態を推定したりということがよく行われ、われわれの開発した手法もこの考えにそっている。

ここで問題となるのは、実際に、ホイールの対地速度 V をどのように得るかである。非4輪駆動車が、直線を加速して走行するような場合には、非駆動輪のスリップ率はゼロとなるので非駆動輪速度を車速とすれば、これを駆動輪の対地速度とみなすことができる。しかし、4輪駆動車の場合や、そうでなくても、制動時や旋回時にはこのような方法で正しい V を得ることはできない。

われわれは各輪の制御と旋回時の車両制御の統合を考えているので、スリップ率を用いない(すなわち車速を用いない)トラクションコントロール法を開発する必要がある。本章では、その手始めとして、スリップ率を用いないホイールの空転検出法について新しい提案を行う。

(1) ホイール-路面間の関係式の導出

まず初めに、ホイールと路面間の関係式を導出しておく。ホイールの運動方程式は、

$$M_w \frac{dV_w}{dt} = F_m - F_d \quad (72)$$

車体の運動方程式は、

$$M \frac{dV}{dt} = F_d \quad (73)$$

で与えられる。ただしホイールの運動は、

$$M_w = \frac{J_w}{r^2}, \quad F_m = \frac{T_m}{r}, \quad V_w = r\omega$$

を用いて次元を変えてある。 F_d は駆動力、 M は車重、 V は車速である。ここでは1輪モデルを考えているので、 I は4輪分のホイールイナーシャ、 T_m は2または4輪分のモータトルク、 r はホイール半径、 ω はホイール回転速度である。

ここでは駆動時のみを考慮するので、スリップ率は式(70)で与えられる。路面の物理特性はスリップ率-摩擦係数曲線で記述されるとする。

以下では、ホイール・路面系を動作点近似により取り扱う。ここで、あるスリップ率 λ_0 における摩擦係数 μ の傾きを a と定義する。

$$a \stackrel{\text{def}}{=} \left. \frac{d\mu}{d\lambda} \right|_{\lambda_0} \quad (74)$$

式(70), (72), (73)の摂動システムを作り、スリップ率を消去すると、

$$\dot{x} = Ax + B\Delta F_m \quad (75)$$

$$\Delta F_d = Cx \quad (76)$$

ただし、

$$x = (\Delta V_w, \Delta V)^t,$$

$$A = \begin{pmatrix} -\frac{aN V_0}{M_w \omega V_{w0}} & \frac{aN}{M_w V_{w0}} \\ -\frac{aN V_0}{M V_{w0}} & -\frac{aN}{M V_{w0}} \end{pmatrix}, \quad B = \begin{pmatrix} \frac{1}{M_w} \\ 0 \end{pmatrix},$$

$$C = \begin{pmatrix} \frac{aN V_0}{V_{w0}} & -\frac{aN}{V_{w0}} \end{pmatrix}$$

なる式が得られる。

これを用いて、モータトルクから駆動力までの伝達関数を計算すると、

$$\frac{\Delta F_d}{\Delta F_m} = \frac{M(1-\lambda_0)}{M_w + M(1-\lambda_0)} \frac{1}{\tau s + 1} \quad (77)$$

ただし、

$$\tau = \frac{M_w V_{w0}}{aN} \frac{M(1-\lambda_0)}{M_w + M(1-\lambda_0)} \quad (78)$$

となる。なお、式中の s はラプラス演算子を意味する。

式(77)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わかる。式(77)のゲイン K と、式(78)時定数 τ の、スリップ率に対する依存性を、適当な μ - λ カーブを与えて計算してみると、スリップ率が比較的小さい領域ではゲイン K はあまり変らないが、時定数 τ は粘着状態から粘着限界状態に向かうにつれて、急激に大きくなるのがわかる。

従って、式(77)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

$$\text{(粘着時)} \dots \frac{\Delta F_d}{\Delta F_m} = \frac{M}{M_w + M} \quad (79)$$

$$\text{(粘着限界時)} \dots \frac{\Delta F_d}{\Delta F_m} = 0 \quad (80)$$

と書くことができる。

(2) 空転検出手法の提案

以上より、モータトルクに対して、どのくらいの駆動力が発生しているかを調べれば、ホイール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。

そこで、

$$g \stackrel{\text{def}}{=} \frac{dF_d(t)}{dF_m(t)} \quad (81)$$

で定義される g の大きさによって粘着か空転かの判定を行う。 g は粘着時には式(79)の値となり、スリップ率-摩擦係数曲線のピーク ($a=0$) で0となることが予想される。空転状態では負になるであろう。

タイヤにおける駆動力の推定には、外乱オブザーバというよく知られた手法を用いる。モータ速度とモータトルクから容易にかつ高速に推定することができ、これがEVの大きなメリットとなっている。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により、駆動力推定を行なった。

5.3 東大三月号Iにおける実験結果

提案している手法を、東大三月号-Iでの実験で得られたデータに適用した結果を以下に示す。この東大三月号は直流モータ1基を搭載した前輪駆動車であり、前後輪速度はロータリーエンコーダにより検出できる。従って直線加速時であれば、従動輪である後輪速度からスリップ率が計算され、これを参照データとすることができる。この車両では、電流センサにより瞬時電流値を測定して、高速の電流制御（制御周期 2[ms]）を行っている。直流モータの出力トルクは入力電流の値で決まるので、これによりモータ出力トルクを計算することができる。

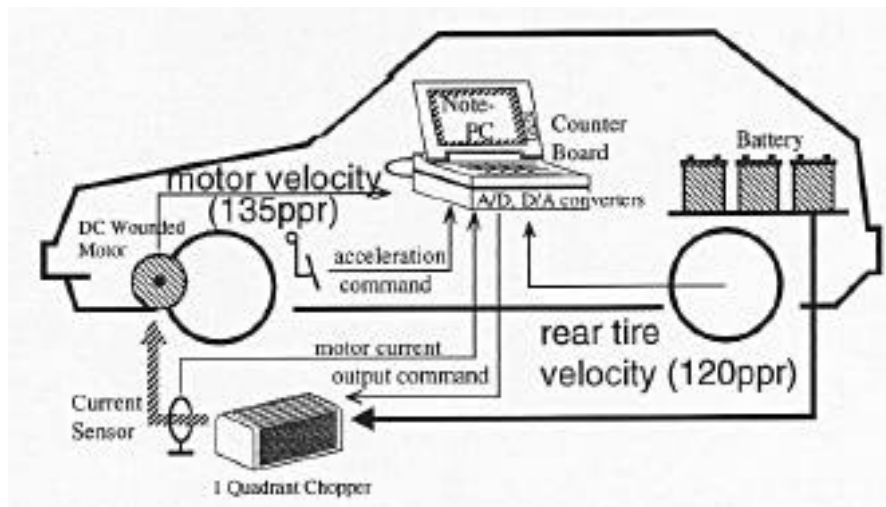


図5-11 東大三月号 I の構成

(1) 乾燥路面上で急加速した場合の実験結果

はじめに、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5-12にスリップ率 λ の時間応答を示す。図から、およそ $t=1\sim 2$ [s]が空転領域、それ以外が粘着領域であることがわかる。

図5-13は、アスファルト路面において得られたモータトルク F_m と、駆動力推定値 F_d を示した F_m-F_d 曲線である。図中の点線は式(79)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ときのデータはほぼこの点線上にあり、式(79)で予想された挙動を示していることがわかる。一方、空転状態にあるとき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。

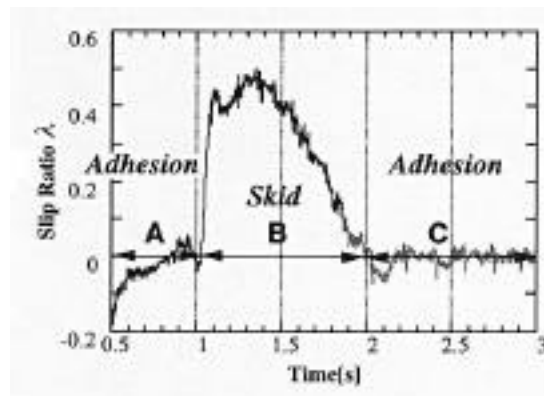


図5-12 乾燥路面でのスリップ率の挙動

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図5-14に示す。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、これは式(79)から得られる値とほぼ一致している。

図5-12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、 g の増加から再粘着を検出することが可能である。その閾値は式(79)に依存するが、この式はホイールを含めた回転部分の慣性と車重のみを含むから、これを計算ないし同定することは十分可能である。

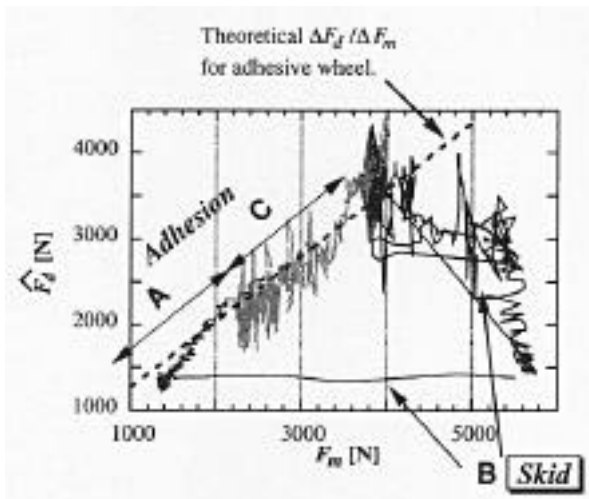


図5-13 乾燥路面での F_m - F_d 曲線

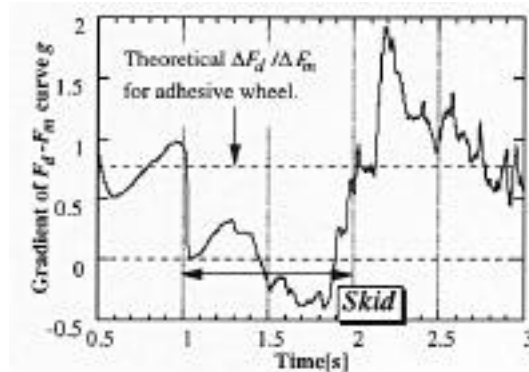


図5-14 乾燥路面での F_m - F_d 曲線の傾き g の挙動

(2) 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ったものである。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5-15に、RLS法により同定された F_m - F_d 曲線の傾き g を図5-16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、提案手法が空転を有効に検出できている様子が理解できる。

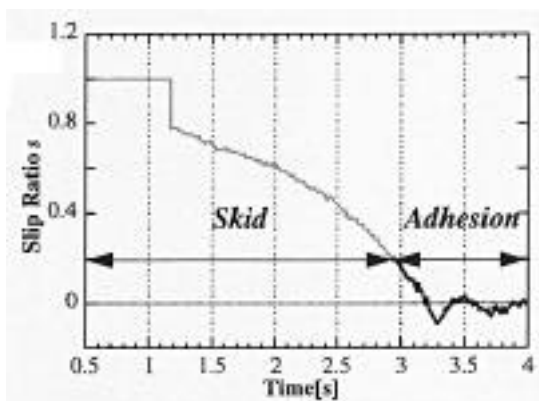


図5-15 雪路面でのスリップ率の挙動

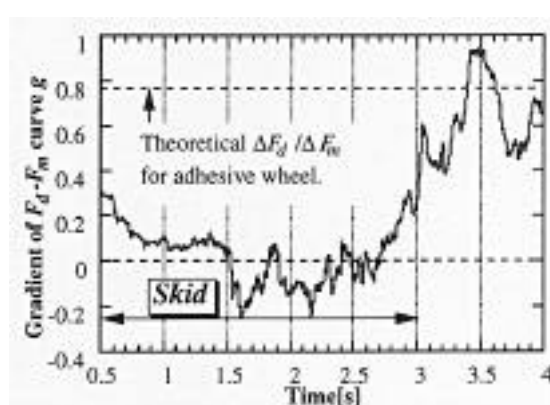


図5-16 雪路面での F_m - F_d 曲線の傾き g の挙動

(3) 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（図5-17）。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、鉄板を通過してアスファルト路面に戻ると再粘着する。

図5-18にスリップ率の応答を、図5-19に提案手法を適用した結果をそれぞれ示す。図5-18と図5-19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わかる。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、うまく推定できない理由が、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わかる。

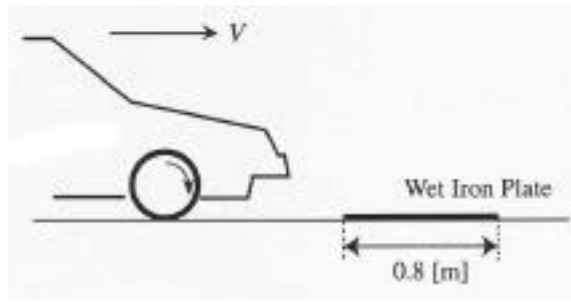


図5-17 濡れた鉄板を用いたスリップ実験

この原因は、同定にRLS法を用いていることにあると思われる。今回の傾き g の同定は、モータトルクを入力変数、駆動力推定値を出力変数としている。この形のRLS法では、入力変数が変動せず、出力変数が大きく変動するような場合には安定に傾きを同定することができない。このため正しい空転検出が行えなくなっている。従って提案手法は、モータトルクが大きく変動する、急加速ないし急減速による空転は検出できる一方、路面の急変による空転の検出には、なお問題があることが理解される。しかし、これは同定手法の問題であり、この場合でも、モータトルクとタイヤ駆動力の関係には空転現象が反映されている。従って、同定手法の改良で対応できると考えており、現在この点を考慮した検討を行っている。

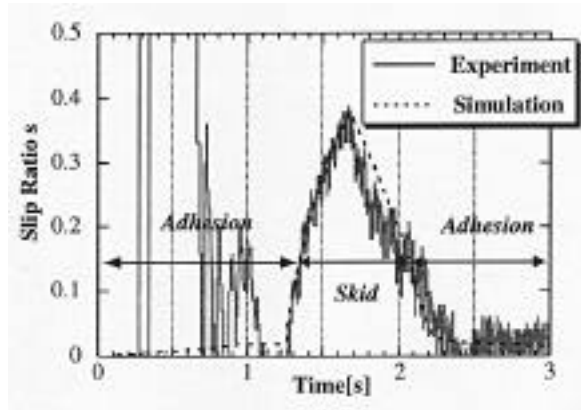


図5-18 濡れた鉄板上でのスリップ率の挙動

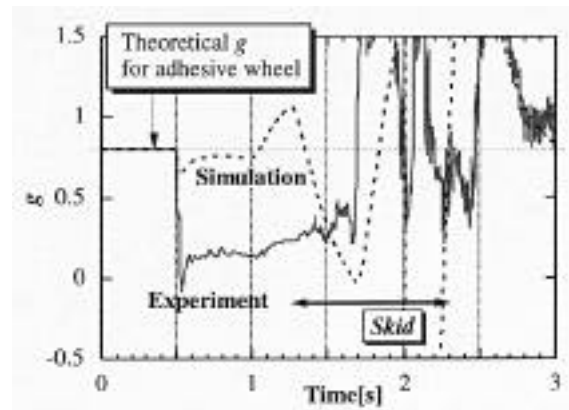


図5-19 濡れた鉄板上での F_m - F_d 曲線の傾き g の挙動

以上、車速情報ないしスリップ率を用いない新しい空転検出法を提案し、実験データを用いた検証を行った。電気自動車には、モータの出力トルクが高速かつ正確に把握できるという利点があり、この利点を活かすことでタイヤ駆動力が容易に推定できる。提案手法は、この推定されたタイヤ駆動力を用い、モータ出力トルクとの関係からタイヤの空転を検出する。実験用電気自動車「東大三月号I」を用いた実験結果は、提案手法の有効性を示すものであった。

このようにして、空転および再粘着の検出ができれば、空転防止制御は容易であり、すでに原理的なシミュレーションにも成功しているが、これについてはまた稿をあらためて報告する。

参考文献

- [1] 計測自動制御学会, 自動制御ハンドブック 機器・応用編, オーム社, 1983.
- [2] 酒井, タイヤ工学, グランプリ出版, 1987.
- [3] 大西公平, メカトロニクスにおける新しいサーボ技術, 電気学会論文誌, Vol. 107-D, pp.77-88, 1987.
- [4] 山崎, 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.
- [5] 御堀, タイヤの科学, 講談社, 1992.
- [6] U. Kiencke, Realtime Estimation of Adhesion Characteristic Between Tyres and Road, Proc. IFAC 12th Triennial World Congress, Sydney, Australia, 1993.
- [7] T. Fujioka, N. Yanase, Torque Split Control for Electric Vehicle with 4-Wheel Direct-Drive Motors, Proc. Avec '94, pp.122-127, 1994.

- [8] 堀, 亀井, 低精度エンコーダを用いるサーボモータの高性能制御 - 瞬時速度オブザーバと慣性モーメントの同定 -, 電気学会論文誌D, Vol.114-D, No.4, pp.424-431, 1994.
- [9] 日本エービーエス株式会社編, 自動車用ABSの研究, 山海堂, 1995.
- [10] 豊田, 古谷, 内田, 山崎, 堀, 電気自動車東大三月号 (UOT Electric March) の製作, 電気学会産業計測制御研究会, IIC-96-11, 1996.
- [11] Y.Wang and M.Nagai, Integrated control of four-wheel-steer and yaw moment to improve dynamic stability margin, Proc. 35th IEEE Conf. Decision and Control, pp.1783-1784, 1996.
- [12] 山崎, 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.
- [13] F. Gustafsson, Slip-based Tire-Road Friction Estimation, IFAC Automatica, Vol. 33, No. 6, pp.1087-1099, 1997.
- [14] 山中ほか, 粘着力推定を行う空転再粘着制御, 平成9年電気学会全国大会, 1997.
- [15] Y. Ishikawa, A. Kawamura, Maximum Adhesive Force Control in Super High Speed Train, Proc. PCC-Nagaoka, Vol. 2, pp.951-954, 1997.
- [16] L. R. Ray, Nonlinear Tire Force Estimation and Road Friction Identification: Simulation and Experiments, IFAC Automatica, Vol. 33, No. 10, pp.1819-1833, 1997.
- [17] M. L. Kuang, D. Hrovat, D. H. Pickett, Feedback Control System for Suppressing Driveline Oscillations in Electric Vehicles, Proceeding of EVS-14, Orlando, 1997.
- [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] U.Kiencke and A.Daiss, Observation of lateral vehicle dynamics., Control Eng. Practice, Vol.5, No.8, pp.1145-1150, 1997.
- [20] S. Choi and D. W. Cho, Control of Wheel Slip Ratio Using Sliding Mode Controller with Pulse Width Modulation, Proc. AVEC '98, pp.629-635, 1998.
- [21] Y. Imoto et al., High-efficiency Break Pressure Controls in ABS, Proc. AVEC '98, pp.655-660, 1998.
- [22] U. Kiencke, Realtime Estimation of Adhesion Characteristic Between Tyres and Road, Proc. IFAC 12th Triennial World Congress, Sydney, Australia, 1993.
- [23] H. J. Hong, H. Y. Jo, Prediction of Friction between Tire and Road Using Powertrain Model, Proc. AVEC '98, pp.135-140, 1998.
- [24] F. Gustafsson, Monitoring Tire-Road Friction Using The Wheel Slip, IEEE Control Systems, Vol. 18, No. 4, pp.42-49, 1998.
- [25] M. Sugai et al., New Control Technique for Maximizing Breaking Force on Antilock Breaking System, Proc. AVEC '98, pp.649-654, 1998.
- [26] 大石ほか, 外乱オブザーバによる接線力係数推定器を用いた電気車のアンチスリップ制御, 平成10年電気学会産業応用部門全国大会, Vol. 1, pp.229-234, 1998.
- [27] 鶴岡, 豊田, 堀, 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.
- [28] 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.108-D, No.1, pp.45-50, 1998.
- [29] 佐渡, 坂井, 内田, 堀, 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大会, No.283, 1998.
- [30] S.Sakai and Y.Hori, Robustified model matching control for motion control of electric vehicle., Proc. 5th Advance Motion Control, pp.574-579, 1998.
- [31] M.Abe, et.al, Estimation of vehicle side-slip angle for dyc by using on-board tire model., Proc. 4th International Symposium on Advanced Vehicle Control, pp.437-442, 1998.
- [32] 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, 1998.
- [33] Y.Hori, Y.Toyoda, and Y.Tsuruoka, Traction control of electric vehicle: Basic experimental results using the test EV "UOT", IEEE Trans. Ind. Applicat., Vol.34, No.5, pp.1131-1138, 1998.