

— 卒業論文 —

電気自動車におけるオブザーバを用いた 車体速度の推定

平成13年2月14日提出

指導教官：堀 洋一 教授

東京大学工学部電気工学科
90510 タイチェーンファ

内容梗概

電気自動車の駆動源である電気モータは制御・推定技術において優れた性質を持っている。本論文では、オブザーバを用いて車体の速度を推定する手法を提案する。

一般の内燃機関自動車に比べて、電気自動車はモータトルクを正確に観測することができ、加速度センサから得られる情報と合わせて、従来の内燃機関自動車では実現しにくい速度推定が可能である。本論文では、この提案手法の有効性をシミュレーションと実験の両側面から評価し、報告する。

目次

第1章	序論	1
1.1	電気自動車の歴史と現状	1
1.2	電気自動車の特長	1
1.3	本論文の構成	2
第2章	自動車の運動制御のための車体速度情報	3
2.1	タイヤの力学	3
2.2	自動車の運動力学	4
2.3	車体速度推定の必要性	6
第3章	オブザーバによる車体速度推定手法の提案	8
3.1	同次元オブザーバの構成	8
3.2	自動車の1次元モデル	9
3.3	提案手法によるシミュレーション	10
3.4	シミュレーション結果についての考察	10
第4章	モデル誤差の補償による提案手法の改善	13
4.1	摩擦を考慮した自動車モデル	13
4.2	摩擦を考慮した提案手法によるシミュレーション	13
4.3	摩擦を考慮した提案手法によるシミュレーションの結果についての考察	15
4.4	車両重量の推定	15
第5章	実験による検証	18
5.1	実験装置	18
5.1.1	実験車両 UOT-March	18
5.1.2	加速度センサ ADXL202	20
5.1.3	実験の概要	20
5.2	実験結果	20
5.2.1	車両体重推定の実験結果	20
5.2.2	車体速度推定の実験結果	22
第6章	結言	24
6.1	本論文のまとめ	24
6.2	今後の課題	25
	謝辞	27

目次

発表文献	28
参考文献	29

第1章 序論

1.1 電気自動車の歴史と現状

20世紀の初期は新たな交通手段である自動車の誕生の時期であり、そのころは3種類の自動車があった。鉄道汽車から改造された蒸気機関車、ガソリンを燃料とした内燃機関車、電気モータを積んだ電気自動車であった。そして速度や駆動力において、内燃機関車が他よりはるかに勝るため、現在に至って、内燃機関自動車が主流となった。しかし、21世紀に入ろうとしている現在では、内燃機関車による環境問題が大きくとり挙げられ、人類の大きな課題の一つとなっている。

内燃機関自動車の問題は主に二つある。一つは、エンジンのエネルギー変換効率が悪いこと。もう一つは、排気ガスの中に大気汚染の原因となる酸化窒素や一酸化炭素が含まれていることである。それに対して、電気自動車のエネルギー源となる電気は発電所で作られているため、有害な排気ガスへの対策がより簡単かつ経済的に実施できる。また、その効率もエンジンの倍である。

日本では、1976年電気自動車の開発プロジェクトがあったが、価格、性能などの評価がよくなかったため、結局商品として普及しなかった。一方、近年アメリカのカリフォルニア州では革新的な法律が立てられた。それは、1990年のカリフォルニア ZEV (Zero Emission Vehicle) 規制である。この規制は、2003年までに、カリフォルニア州で販売される自動車の販売台数の一割をゼロ公害車とするものである。さらに、1991年にアメリカの他の10州もこの規制を行なったため、電気自動車の研究が復活してきている。

現在世界規模の国際会議 FISITA や EVS (図 1.1) などでも電気自動車の研究が積極的にとり挙げられており、電気自動車の技術的な進歩などが表面化している。また、近年トヨタのプリウスやホンダのインサイトなど、ハイブリッド電気自動車が一般の消費者に受け入れられ始めたということもあり、今後技術の進歩によって純電気自動車 (PEV) や燃料電池電気自動車 (FCEV) も商品として受け入れられることが期待される。

1.2 電気自動車の特長

電気自動車には様々な利点があり。例えば、前節に述べたように、環境保護の観点からの利点がある。またこのほかにも、モータはエンジンに比べて静かであり、単位重量当たりの出力もエンジンより高いという特長をもつ。しかし、特に見逃してはいけないことは、電気自動車の制御面における利点である。電気自動車の駆動力源は電気モータであるため、以下の利点を有する。

1. トルク応答が高速であること
2. 出力トルクが正確に観測できること

3. 各車輪の独立制御を行なうための分散配置が容易であること

エンジンはガソリンの噴出量を制御することによって、出力トルクを制御しており、その制御応答は 100 ~ 500[ms] オーダであることに比べて、モータの制御応答は [ms] オーダである。また、エンジンはガソリンを燃焼させるので、その過程に非常に多くの非線形な部分があり、正確に出力トルクを把握することは困難である。一方、モータは流れる電流から出力トルクを正確に計算することができる。また、モータは比較的小さく、廉価であるため、二つ以上のモータを車に取り付けることも考えられる。以上のことから、エンジンで実現することが難しい高度な制御でもモータなら簡単に実現できる場合がある。例えば、油圧センサなどを使用せずに、Anti-skid Braking System (ABS) と Traction Control System (TCS) のような制御効果を実現するという報告がある [8][9]。また、複数のモータによる協調制御によって、より高度な制御 (例えば Direct Yaw Control (DYC) などの車両姿勢の制御) が実現できるため、操縦安全性を高めることが期待される。

本論文では、電気モータの出力が容易に観測できることを利用して、オブザーバを用いた車体速度の推定について調べる。推定から得られた速度情報を自動車の運動制御に適用することが目的である。

1.3 本論文の構成

本論文では、第 2 章で自動車の運動制御に必要な基礎知識について述べ、車体速度の運動制御における重要性に結び付ける。第 3 章では、オブザーバを用いた状態量の推定手法を説明し、自動車の車体速度の推定に適用する。また、この手法の有効性をシミュレーションを通じて検証する。第 4 章では、第 3 章のシミュレーション結果から明らかになった問題点を考察し、問題の解決方法を考案する。そして、新しい推定手法をシミュレーションにて再び検証する。第 5 章では実験車両を用いた実験の仕方を説明し、実験の結果を分析する。第 6 章では、本論文をまとめ、今後の課題について述べる。



図 1.1: 2000 年にモントリオールで開催された EVS17 の展示会

第2章 自動車の運動制御のための車体速度情報

自動車の運動制御を行なうためには、タイヤの力学と車両運動の力学の知識が必要である。そこで、タイヤと車両運動の力学の説明を行ない、自動車の運動制御における車体速度情報の必要性へと結び付ける。

2.1 タイヤの力学

タイヤは様々な役割を担っている。例えば、車体を支えることや、路面との間に摩擦力を発生させて車体の加減速や旋回をさせること、また進行中の振動を抑圧することなどが挙げられる。そのため、自動車の運動を制御するとき、タイヤについて詳しく知る必要がある。タイヤのダイナミクスはとても複雑である。しかし、自動車の運動の制御に関しては、タイヤの駆動力源としての特性に注目すればよい。タイヤと地面との間に発生する駆動力は以下の式で表せる。

$$F_d = \mu N \quad (2.1)$$

ただし、 F_d はタイヤから得られる駆動力、 μ は摩擦係数、 N はタイヤの垂直抗力である。 μ は定数ではなく、スリップ速度やスリップ率の非線形関数である。図 2.1 のように、スリップの絶対値が小さい領域では、 μ は線形的に増加するが、ある点 λ_{max} で飽和し、それから減少していく。

スリップ率は

$$\lambda = \frac{V_w - V}{\max(V_w, V)} \quad (-1 \leq \lambda \leq 1) \quad (2.2)$$

で定義される。ただし、 V は車体速度、 V_w は車輪速度である。 $\lambda = 1$ は車輪が空転している状態であり、 $\lambda = -1$ は車輪がロックしている状態である。

μ の値は車両運動の安定性に重要である。 λ の増大に伴い、最初は大きくなり、途中で飽和し、その後低下する。飽和の状態では、タイヤが滑り出して、ドライバーの制御がまったく効かなくなってしまう。そのため、 $\lambda < \lambda_{max}$ の領域において、 μ をできるだけ大きな値に保つことは、車体運動の安定性を向上させることになる。

μ と λ の関係は主に実験値を用いてカーブフィッティングによって表すことが多い。例えば、式 (2.3) の Bakker-Pacejka による方程式がある [7]。

$$\mu(\lambda) = C \sin\left\{B \tan^{-1} A[(1 - D)\lambda + \frac{D}{A} \tan^{-1} A\lambda]\right\} \quad (2.3)$$

ただし、 A 、 B 、 C 、 D は定数である。

自動車の 2 次元運動を考えると、タイヤから発生した横力を考慮する必要がある。定性的にはスリップ率によって前後方向の駆動力 (あるいは制動力) が決まり、タイヤにおけ

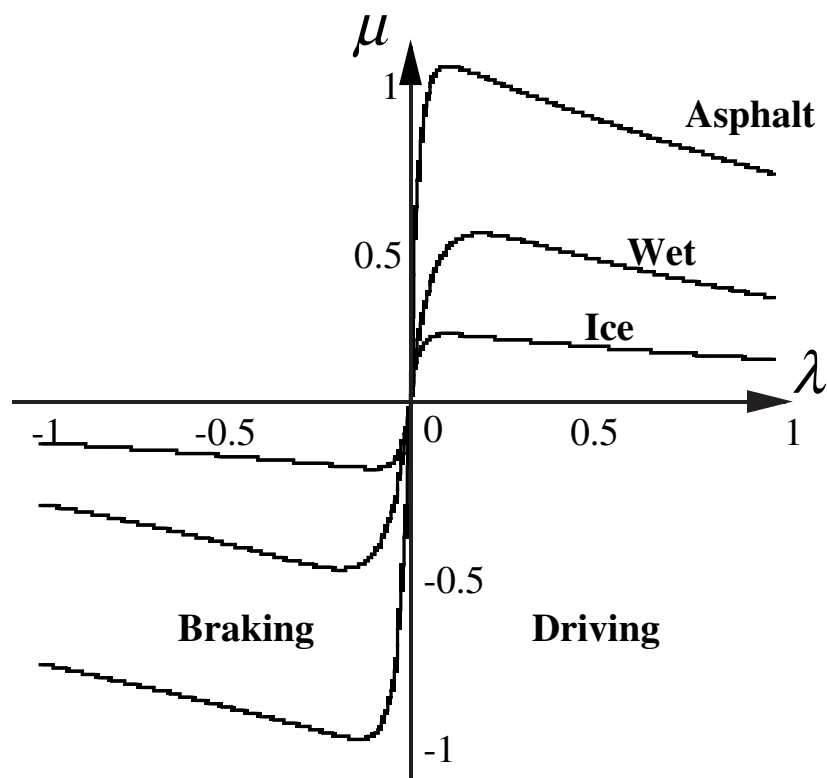


図 2.1: μ - λ 曲線

る滑り角 α (図 2.2) によって横力が決まる。厳密には、ブラシ・モデル[10] など物理的なモデルはあるが、解析が複雑すぎるので、本論文においては (2.4) 式の線形タイヤモデルを用いる。

$$F_Y = C\alpha \quad (2.4)$$

ただし、 F_Y は横力、 C はコーナリングパワー (あるいはコーナリングステイフネス) と呼ばれる比例係数である。

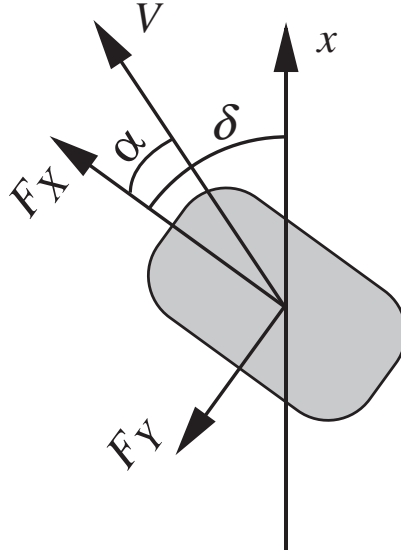
2.2 自動車の運動力学

自動車は 2 次元平面上を自由に走り回ることのできる乗物である。厳密に自動車の運動を考えると、直進方向の他に回転や振動に関するヨー、ピッチ、ロール、上下振動などがある。しかし、今回のシミュレーションに使われるモデルでは自動車をタイヤの付いた剛体として考え、以下のような二輪車モデルで表す (図 2.3)。このモデルを用いて車両の運動式は (2.5)、(2.6) 式で表すことができる。

$$MV(\dot{\beta} + \gamma) = F_{Xf} + F_{Xr} \quad (2.5)$$

$$I\dot{\gamma} = l_f F_{Yf} + l_r F_{Yr} \quad (2.6)$$

ただし、 M は車両の質量、 V は重心速度の大きさ、 β は車体の重心における横滑り角、

図 2.2: タイヤにおける滑べり角 α

γ はヨーレート (z 軸回りの角速度)、 I は自動車の慣性モーメント、 F は前輪や後輪に働く XY 軸方向の力である。

自動車は人間に操縦されて運動するから、自動車の運動制御を考えるときには、車輪の舵角を含めた方程式が必要となる。これは 2 輪自動車モデルにおいて、(2.7)、(2.8) 式のようにタイヤの滑べり角の式として表すことができる。

$$\alpha_f = \beta + \frac{l_f \gamma}{V} - \delta_f \quad (2.7)$$

$$\alpha_r = \beta - \frac{l_r \gamma}{V} - \delta_r \quad (2.8)$$

ただし、 δ_f と δ_r はそれぞれ前輪と後輪の操舵角 (通常の 2 輪操舵の自動車において δ_r は常に 0 である)、 α_f と α_r はそれぞれ前輪と後輪のタイヤの滑べり角、 l は前輪と後輪の車軸間距離、 l_f は前輪の車軸と重心の距離、 l_r は後輪の車軸と重心の距離である。

ここで、線形タイヤモデルの式 (2.4) と 2 輪自動車モデルにおけるタイヤの滑べり角の式 (2.7)、(2.8) を合わせると、

$$F_{Y_f} = -C_f \left(\beta + \frac{l_f \gamma}{V} - \delta_f \right) \quad (2.9)$$

$$F_{Y_r} = -C_r \left(\beta + \frac{l_r \gamma}{V} \right) \quad (2.10)$$

のように各車輪の横力が定式化される。これを (2.5)、(2.6) 式に代入すると、

$$\begin{pmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{2(C_f + C_r)}{MV} & -1 - \frac{2(l_f C_f - l_r C_r)}{MV^2} \\ -\frac{2(l_f C_f - l_r C_r)}{I} & -\frac{2(l_f^2 C_f - l_r^2 C_r)}{IV} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \beta \\ \gamma \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{2C_f}{MV} \\ \frac{2l_f C_f}{I} \end{pmatrix} \delta_f \quad (2.11)$$

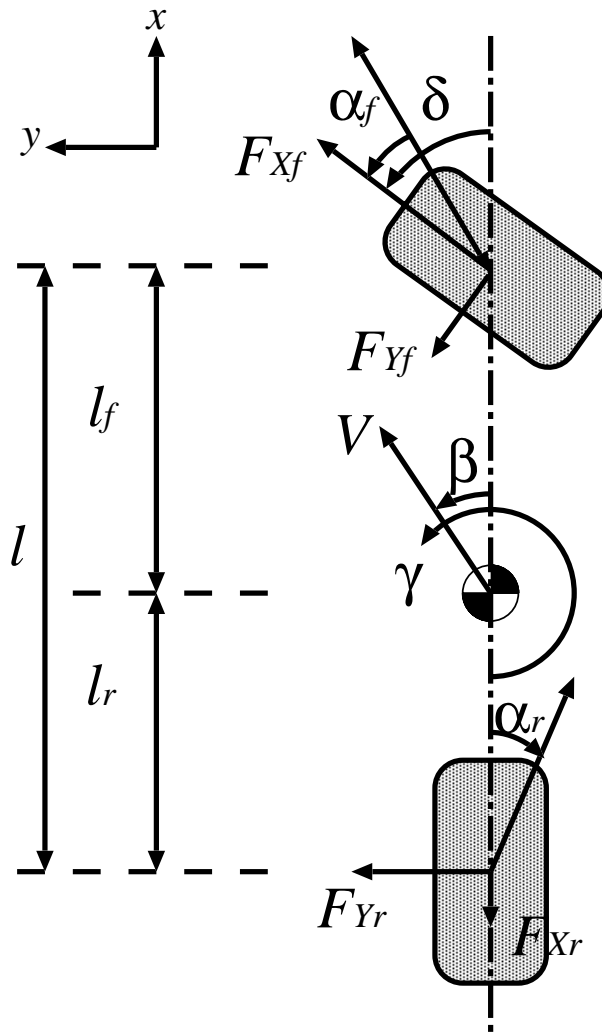


図 2.3: 二輪車モデル

のように 2 次元の自動車の運動を状態方程式の形に表すことができる。

2.3 車体速度推定の必要性

前節までに述べたように、車体速度はスリップ率(式(2.2))や車両の2次元運動(式(2.12))に影響するため、自動車の制御に有効な情報である。例えば、車輪の大空転やロックを防止する ABS 制御や TCS 制御では、 μ - λ 曲線が飽和しているかどうかを知ることは有効であり、そのためには車体速度情報を用いてスリップ率を算出する必要がある。

しかし実際には、車輪速度の検出は簡単であるのに対して、車体速度の検出は難しい。エンコーダを使えば、車輪速度を検出できるが、スリップが伴うから、真の車体速度を検出するためには、路面の映像の画像処理によって車体速度を検出する高価な光学センサを使用するか、第 5 輪という小さい車輪を付ける必要がある。しかし、どちらも市販の車に使用するのはコストの面などから困難である。そこで従来では、2 輪駆動の自動車においては、非駆動輪の車輪速度を車体速度の近似として用いてきた。しかし、ブレーキが踏まれたときは 4 輪で制動するため、その手法を用いることができない。同じように、4 輪駆動の自動

車でも当然、用いることができない。

そこで、高価なセンサを使用せずに、車体速度を推定する手法があれば、非常に効果的になる。そこでオブザーバを使用することが考えられる。オブザーバは制御やシステム同定の一つの重要な道具であり、1950年代 Luenberger 氏によって提案され、それ以来制御の様々な分野で広く使用されてきた。オブザーバの特徴は、直接観測できない状態量を他の可観測の状態量から推定することである。自動車の運動は駆動源の出力と車体の質量によって決まる。電気自動車の場合では、出力トルクは正確に観測することができるため、電気自動車の車体の速度を推定する場合にはオブザーバを有効に利用できると思われる。

第3章 オブザーバによる車体速度推定手法の提案

系の状態量が直接に観測できない場合、オブザーバを用いてその状態量を推定する手法が知られている。例えば [1][2] では、同一次元オブザーバを用いて内燃機関自動車 (ICEV) において制動時の車体速度の推定を行なう研究がなされている。ここでは、まずオブザーバの構成を説明し、次にオブザーバのための自動車モデルを築き、そして最後にシミュレーションでその推定手法の検証を行なう。

3.1 同一次元オブザーバの構成

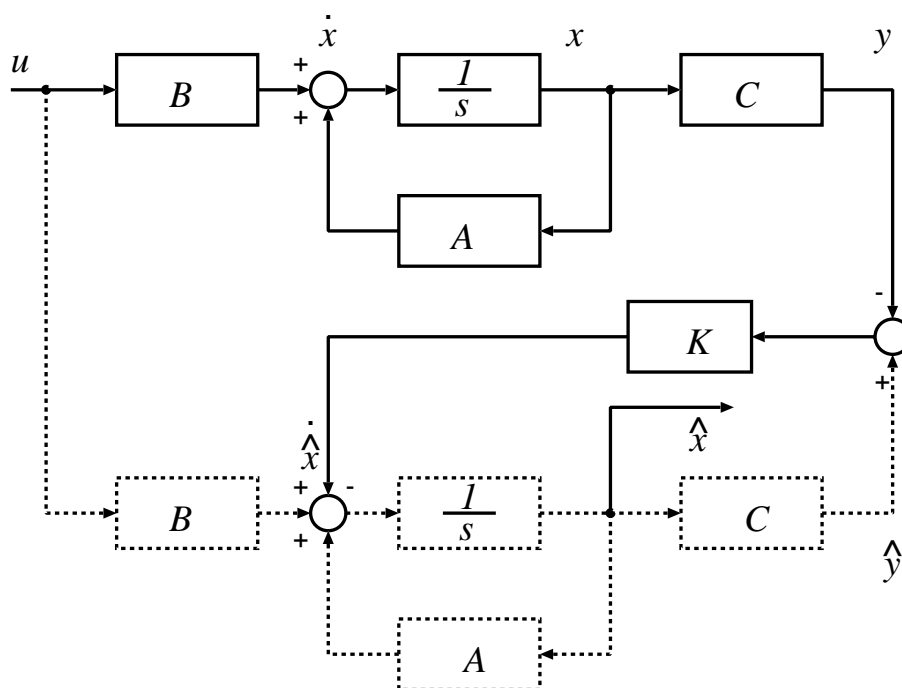


図 3.1: 同一次元オブザーバの構成

同一次元オブザーバはセンサなどによって測定できない状態量とともに測定できる状態量も一緒に推定する手法である。まず、状態方程式が (3.9)、(3.10) 式の形で表されるとき、その状態方程式を計算機の中で再現する。次に、入力値をシミュレータに入れ、得られた出力 \hat{y} とプラントの実際出力 y との差にゲイン K をかけてシミュレータの入力にフィードバックすれば同一次元オブザーバの構成になる。図 3.1 にその構成を示す (オブザーバは点

線で示した部分である)。数式を書くと、推定値は

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu - K(\hat{y} - y) \quad (3.1)$$

$$\hat{y} = C\hat{x} \quad (3.2)$$

となる。(3.1)式から(3.2)式を引いて、(3.2)式を代入すると、

$$\begin{aligned} \dot{\hat{x}} - \dot{x} &= A(\hat{x} - x) - K(C\hat{x} - x) \\ &= (A - KC)(\hat{x} - x) \end{aligned} \quad (3.3)$$

が得られる。したがって、 $e = \hat{x} - x$ と書き換えれば、

$$\dot{e} = (A - KC)e \quad (3.4)$$

になる。式(3.4)は行列の一次微分方程式であるので、 $(A - KC)$ の固有値の実数部が全て負であれば、式の解は0に収束する。そのため、フィードバックゲイン K を調整することによって、行列 $(A - KC)$ の固有値を適切な値に設定できれば、誤差が0に収束して、状態量の推定値 \hat{x} が真値 x に収束する。そこで測定不能の状態量の推定が可能となる。この手法を利用すれば、通常にセンサで直接観測できない状態量の値を推定することができる。

3.2 自動車の1次元モデル

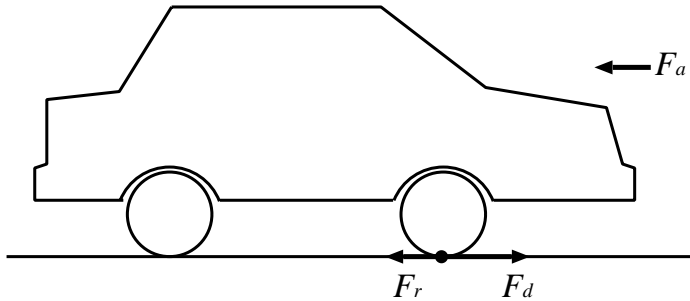


図 3.2: 車体に働く力

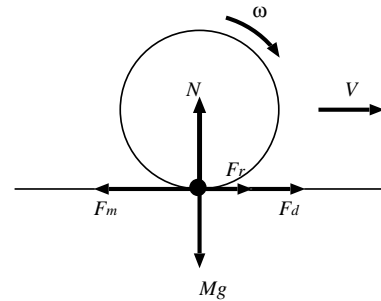


図 3.3: 車輪に働く力

車の一つの車軸・タイヤに対して、以下の運動方程式が成り立つ(図 3.2、図 3.3)。

$$M\dot{V} = F_d(\lambda) - F_a - F_r \quad (3.5)$$

$$M_w\dot{V}_w = F_m - F_d(\lambda) - F_r \quad (3.6)$$

ただし、 F_a は空気抵抗、 F_r はタイヤの転がり抵抗、 M_w は車輪イナーシャの質量換算値、 V_w は車輪の速度換算値、 g は重力加速度である。4輪を考えれば、

$$\dot{V} = \frac{1}{M} \left\{ \sum_{i=1}^4 [F_{d_i}(\lambda) - F_{r_i}] - F_a \right\} \quad (3.7)$$

$$\dot{V}_{w_i} = \frac{1}{M_{w_i}} [F_{m_i} - F_{d_i}(\lambda) - F_{r_i}] \quad (3.8)$$

以上の運動方程式を状態空間表現で示す。一般的な状態空間表現は

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (3.9)$$

$$y = Cx \quad (3.10)$$

である。

ここで、一基のモータを搭載した電気自動車を考える。転がり抵抗や空気抵抗を無視して、 V_w 、 V 、 F_d を状態量とした状態方程式を書くと、以下の式になる。

$$\begin{pmatrix} \dot{V}_w \\ \dot{V} \\ \dot{F}_d \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & -\frac{1}{M_w} \\ 0 & 0 & \frac{1}{M} \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} V_w \\ V \\ F_d \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{1}{M_w} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} F_m \quad (3.11)$$

$$y = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} V_w \\ V \\ F_d \end{pmatrix} \quad (3.12)$$

3.3 提案手法によるシミュレーション

3.1 節の手法によって、同次元オブザーバを設計し、MATLAB を用いて 3.2 節で築いた自動車の次元モデルを電気自動車に適用した自動車モデルを作った (図 3.4、3.5)。この自動車モデルは一基のモータを搭載した電気自動車のモデルであり、路面との摩擦による転がり抵抗が再現されている。シミュレーションモデルのパラメータを設定したとき、自動車モデルの車体重量の値に誤差があると想定し、誤差が $\pm 0\%$ 、 -10% と $+30\%$ の場合のシミュレーションを行なった。シミュレーションでは車両は静止状態から加速、一定速度で走行、そして減速をする。

シミュレーションの結果を図 3.6 に示す。結果によると、車両モデルの重量 M に誤差がある場合には、加速時および一定速度の走行時に推定に大きな誤差が生じる。その誤差は減速時に少し減るが、最終的には定常誤差が残る。

3.4 シミュレーション結果についての考察

(3.4) 式に戻って、(3.11)、(3.12) 式の値を代入すると、

$$\dot{e} = \begin{pmatrix} -K_1 & 0 & -\frac{1}{M_w} \\ -K_2 & 0 & \frac{1}{M} \\ -K_3 & 0 & 0 \end{pmatrix} e \quad (3.13)$$

ただし、 $K_i (i = 1, 2, 3)$ は同次元オブザーバのフィードバックゲイン K の各成分である。(3.13) 式の固有値は 0 、 $-\frac{K_1}{2} \pm \sqrt{\frac{K_1^2}{4} + \frac{K_3}{M_w}}$ である。固有値に 0 が含まれているので、どのように K を選んでも定常誤差が残ることになる。車体速度は駆動力推定値を積分するこ

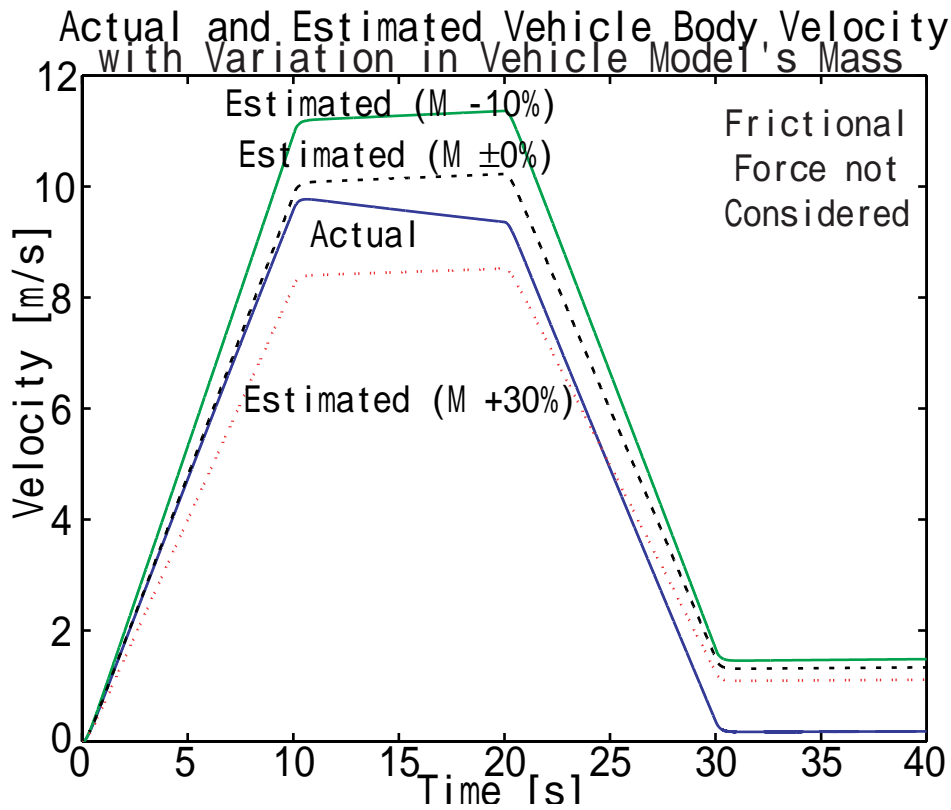


図 3.6: 車体速度推定のシミュレーション結果

とによって推定するので、車両重量のノミナル値に誤差があれば、その誤差が積分によって蓄積される。またノミナル値が実際値と一致した場合でも、誤差が生じることは自動車モデルの中に摩擦や空気抵抗などの力を考慮していないためであると考えられる。

さらに、(3.11)、(3.12) 式の可観測性について調べてみると、可観測行列 R (式 (3.14) で定義される。ただし、 n は行列 A の次元である) の階数 $rank(R) = 2$ である。可観測行列の階数が状態方程式の次元と一致すれば、そのシステムは可観測であるということになる。しかし、この場合では A の次元は 3 であるので、 $rank(R) < dim(A)$ となり、不可観測となる。不可観測系の場合では、出力から初期値を知ることができず、オブザーバの初期値の設定が問題となる。しかし、自動車の車体速度を推定するには、静止した状態から推定するので初期値を 0 にすればよい。

$$R = \begin{pmatrix} C \\ CA \\ \vdots \\ CA^{n-1} \end{pmatrix} \quad (3.14)$$

以上をまとめると、本章で築いた自動車モデルに関して次の結論が導かれる。

1. モデルは不可観測系である
2. オブザーバの根に 0 があるので、観測誤差が積算される

そのため、車体速度の推定の際に誤差を補償する必要がある。誤差を補償するには、自動車モデルのパラメータ誤差の補償とモデル自体の改善を行なうことが必要である。

第4章 モデル誤差の補償による提案手法の改善

第3章の考察では、観測系が不可観測であることが分かった。そこで自動車モデルを考え直し、誤差をどのように補償するのかという問題を考える。改善された推定手法の有効性をシミュレーションを通じて検証する。

4.1 摩擦を考慮した自動車モデル

前章では自動車モデルを簡単にするため、すべての抵抗の項が無視できると仮定したが、前述の3.4節で抵抗の項が無視できないことが分かった。そこで次に、仮の車体速度 V に比例する抵抗分 β を自動車モデルに挿入することを試みる。すると、(3.11) 式は (4.1) 式になり、(3.13) 式は (4.2) 式になる。

$$\begin{pmatrix} \dot{V}_w \\ \dot{V} \\ \dot{F}_d \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & -\frac{1}{M_w} \\ 0 & -\beta & \frac{1}{M} \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} V_w \\ V \\ F_d \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{1}{M_w} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} F_m \quad (4.1)$$

$$\dot{e} = \begin{pmatrix} -K_1 & 0 & -\frac{1}{M_w} \\ -K_2 & -\beta & \frac{1}{M} \\ -K_3 & 0 & 0 \end{pmatrix} e \quad (4.2)$$

(4.2) 式の固有値は $-\beta$ 、 $-\frac{K_1}{2} \pm \sqrt{\frac{K_1^2}{4} + \frac{K_3}{M_w}}$ である。この場合では、すべての固有値の実数部を負に設定することができるので、推定値が真値に収束し、定常誤差が残らない。また、式(3.4)の系は可検出になる。ただし、このモデルは摩擦力の線形化された近似モデルなので、モデル誤差が生じる可能性がある。

4.2 摩擦を考慮した提案手法によるシミュレーション

(4.1) 式を用いて3.3節と同じ走行条件の下でシミュレーションを行った。なお、このシミュレーションでは自動車モデルの重量を真の値に設定した。この結果を図4.1に示す。車体速度

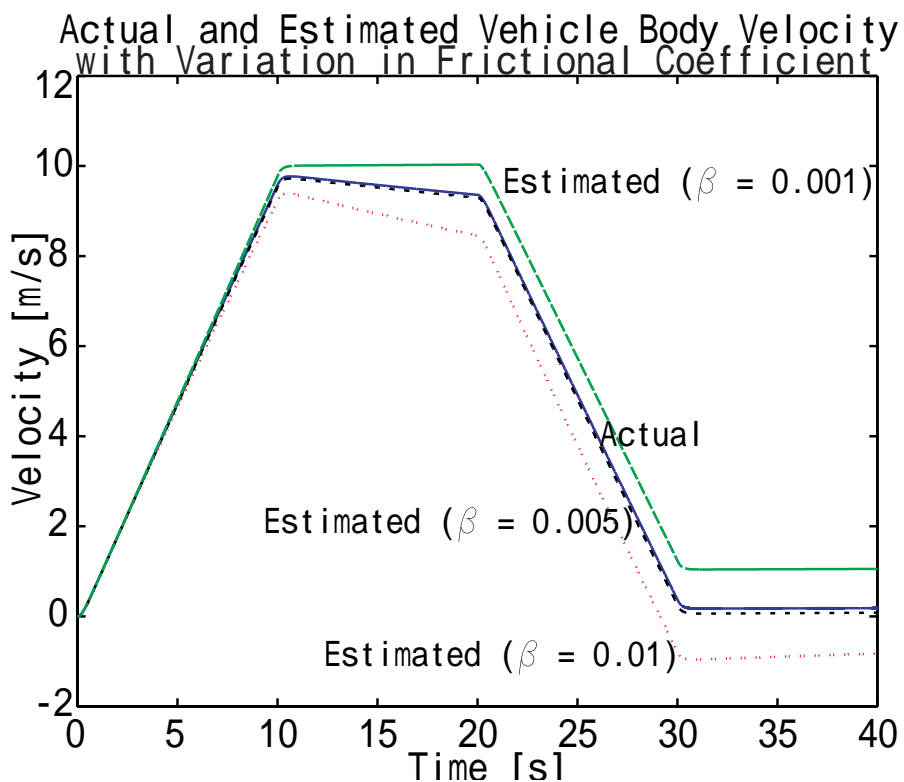


図 4.1: 摩擦を考慮したモデルのシミュレーション結果

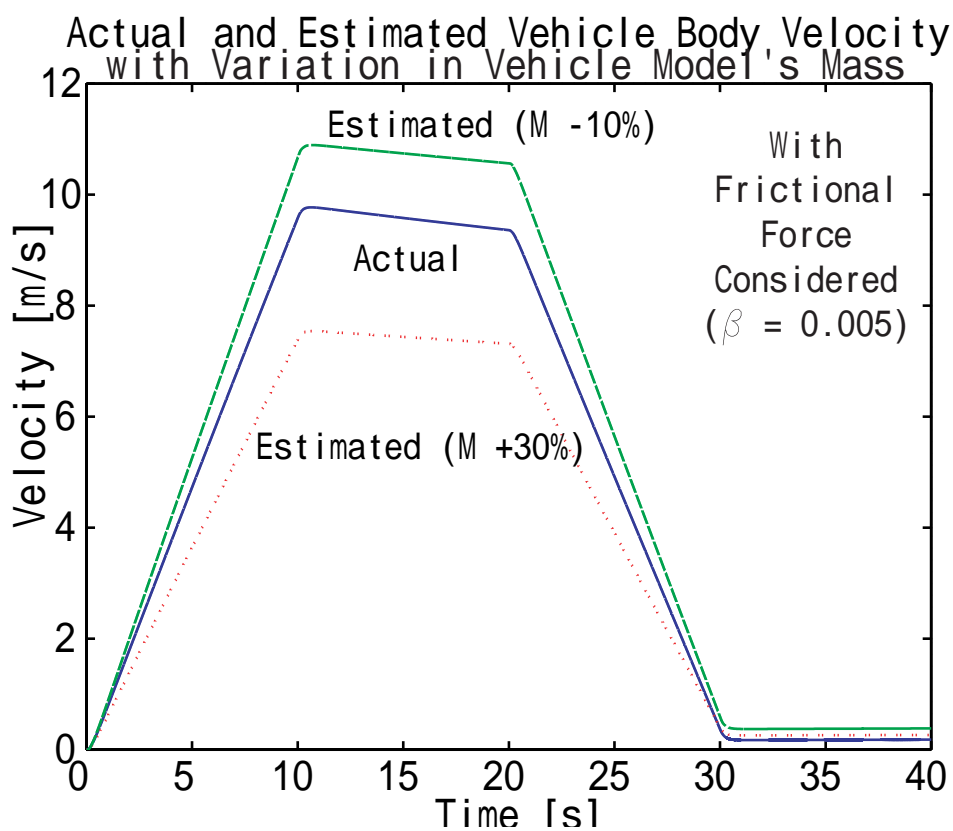


図 4.2: 摩擦を考慮したモデルに重量の誤差がある場合

に比例した抵抗を自動車モデルに入れると、確かに推定誤差は減るが、 β を慎重に設定しないと補償しすぎることになり、推定誤差が逆に大きくなってしまう。そこで、 $\beta = 0.005$ (図 4.1 より速度の推定値と真の値が一致した時の β) を設定して、車両モデルの重量に誤差を導入し、再びシミュレーションを行った。この結果を図 4.2 に示す。図 4.2 より、摩擦の補償をモデルで行っても、車両モデルの重量に大きな誤差がある場合においては推定誤差を完全に抑えることはできないことが明らかになった。

4.3 摩擦を考慮した提案手法によるシミュレーションの結果についての考察

車体に対する抵抗を考えたときの駆動力から車体速度までのブロック線図を図 4.3 に示す。 β' は車体に対する抵抗の係数である。図 4.3 に基づいて、(3.5) 式を書き換えれば、

$$\dot{V} = \frac{F_d}{M} - \frac{\beta'}{M}V \quad (4.3)$$

が得られる。

(4.3) 式をみれば、 $\frac{\beta'}{M}$ は (4.2) 式の β となる。走行実験のデータによると、車体速度に比例する抵抗力の係数は $0.5[\text{kg/s}]$ 程度である。 β' の値は $0.5[\text{kg/s}]$ 程度で、 M が $1000[\text{kg}]$ 程度であれば、 β は $5 \times 10^{-4}[\text{s}]$ 程度になる。 β は (4.2) 式の固有値の一つであるので、誤差が収束する時間が長いことが分かる。 β を調整することによって、収束時間が変えられるが、 β を大きく設定することによって逆に新たなモデル誤差を導入してしまうことになる(図 4.1)。

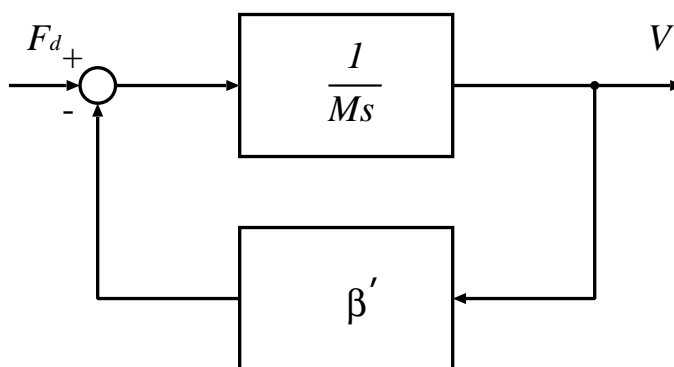


図 4.3: 駆動力から車体速度までのブロック線図

4.4 車両重量の推定

4.3 節より、オブザーバを用いた車体の速度推定には車両モデルの重量の値をできるだけ真の値に設定する必要がある。しかし、実際には車両の重量は乗客の数や荷物の量によって変動してしまう。しかし、この荷重の変動は自動車の始動時に起こるので、その時点できちんと車両の重量を観測することができれば、車両モデルに代入することができる。そ

ここで、(3.5) 式に戻ってみる。自動車の始動時を想定して、抵抗力が小さくて無視できるとし、式を書き直すと、

$$F_d = M\dot{V} + \xi \quad (4.4)$$

が得られる。ただし、 ξ は観測雑音である。(4.4) 式をさらに離散系に書き直すと、

$$F_{d_k} = M\dot{V}_k + \xi_k \quad (k = 0, 1, 2, \dots) \quad (4.5)$$

になる。最小二乗法の評価関数(4.6)、(4.7)式を用いると M の値は(4.8)式から計算できる。

$$J_r = \sum_{k=1}^r q_k (F_{d_k} - \hat{M}_r \dot{V}_k)^2 \quad (4.6)$$

$$\frac{\partial J_r}{\partial \hat{M}_r} = 0 = -2 \sum_{k=1}^r q_k \dot{V}_k (F_{d_k} - \hat{M}_r \dot{V}_k) \quad (4.7)$$

$$\hat{M}_r = \frac{\sum_{k=1}^r q_k \dot{V}_k F_{d_k}}{\sum_{k=1}^r q_k \dot{V}_k^2} \quad (4.8)$$

ただし、 \hat{M}_r は離散時間 r のときの車体重量の推定値、 q_k は忘却係数である。

\dot{V} は加速度センサから直接に得られる情報であるが、 F_d はタイヤと地面との相互作用による力なので、直接には観測できない。しかし、 F_d をモータトルクに対して外乱とみなした場合、図 4.4 の構造を持った外乱オブザーバを用いて推定することができる。電気モータの出力トルクを正確に観測できるので、 F_d を精度よく推定することができる [9]。

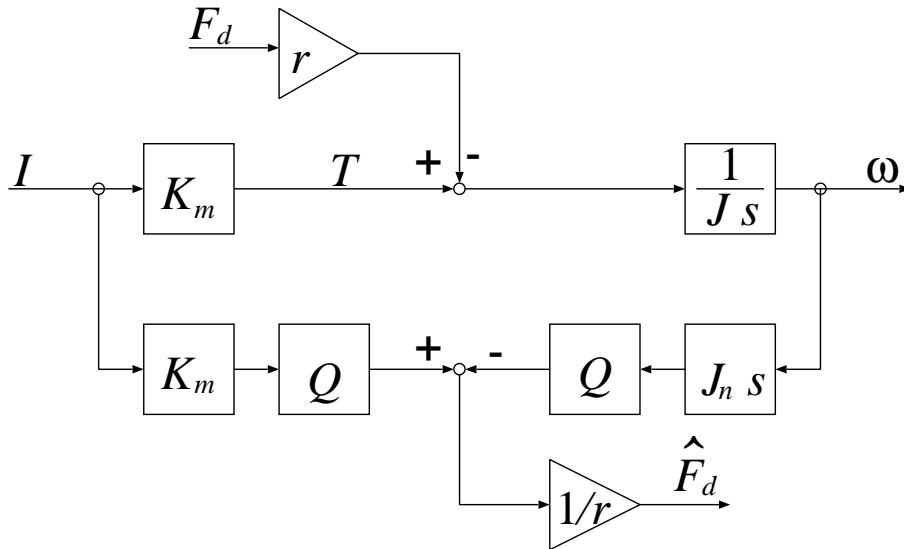


図 4.4: 駆動力オブザーバの構成

ただし、 J は車輪の慣性モーメント、 J_n はオブザーバ内の車輪慣性モーメントのノミナル値、 Q はローパスフィルタである。

図 4.4 を式で表すと、

$$\hat{F}_d = \frac{1}{r}(QK_m I - Q\omega J_s) \quad (4.9)$$

$$\omega = \frac{1}{J_s}(K_m I - F_d r) \quad (4.10)$$

が得られる。式 (4.10) を式 (4.9) に代入すれば、

$$\begin{aligned} \hat{F}_d &= \frac{1}{r}\left(QK_m I - \frac{K_m I - F_d r}{J_s} Q J_s\right) \\ &= Q F_d \end{aligned} \quad (4.11)$$

になる。理想な場合では、 $Q = 1$ にすれば、 $\hat{F}_d = F_d$ となるが、現実では、雑音を取り除くために Q をローパスフィルタにする必要がある。

第5章 実験による検証

第4章で提案した手法を実験によって検証した。本章では、まず実験装置と実験の仕方を説明し、次に実験の結果と考察をまとめて示す。



図 5.1: 実験車 UOT-March の外観

5.1 実験装置

5.1.1 実験車両 UOT-March

実験車 UOT-March(図 5.1) は日産マーチを改造した電気自動車であり、駆動源が一基の直巻直流モータ(定格出力 20.8[kW](1 hr)/32.5[kW](5 min))で、12[V]の電池 10 個を載せている(図 5.2)。モータの電圧制御はチョッパで行う。また、5 段のギアも付いているので、トルクと速度の比を一般の自動車と同じように変えることができる。車の操縦には、アクセルの踏み具合が加速の指令としてモータのコントローラに入力される方式と、パソコンから直接モータコントローラに加速の指令を送る方式がある。制御ノートパソコンと車両のアナログ型回路との信号のやり取りは AD/DA コンバータ(AD コンバータはマイクロサイエンス社の DAS-1898XPC、DA コンバータはアドテックシステムサイエンス社の AD98-06A V/I である)を介して行われている。

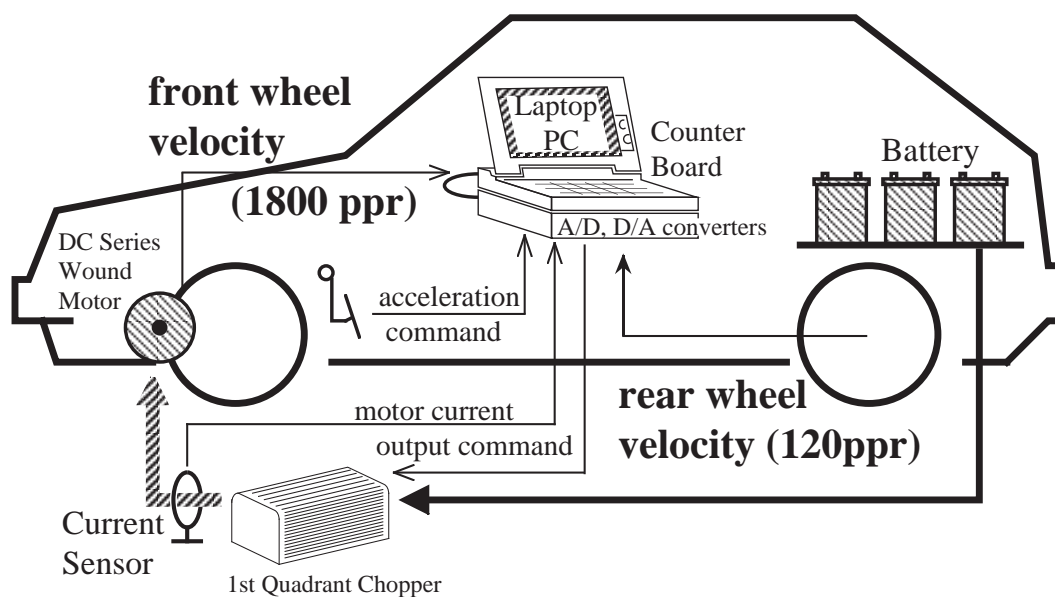


図 5.2: 実験車 UOT-March の構成図

車両：日産マーチ (Micra)	
寸法	3785 × 1560 × 1395 [mm]
重量	987 [kg] (無積載)
前輪慣性	21.1 [kgm ²] (一速のホイール軸換算値)
前輪半径	0.26 [m]
モータ：Advanced DC FB1-4001 (Series Wound)	
重量	65 [kg]
定格出力	20.8 [kW] (1 hr) / 32.5 [kW] (5 min)
トルク係数	0.2122 [Nm/A]
最大トルク	85 [Nm]
電池：Japan Storage Battery Co. Ltd. GTC-130E41L (Lead Acid)	
容量	12 [V]、92 [Ah] (1 unit)
重量	27.5 [kg] (1 unit)
総電圧	120 [V] (10 units)
制御用 CPU：NEC PC9801NS/T (i386SL、20 [Mhz])	
エンコーダパルス数 (前輪)	1800 [ppr]
エンコーダパルス数 (後輪)	120 [ppr]

表 5.1: 実験車両 UOT-March の諸元

5.1.2 加速度センサ ADXL202

速度センサは安価な IC タイプ (Analog Devices ADXL202) で、2 軸の測定が可能なものである。動的な (振動、運動などの) 加速度も静的な (重力などの) 加速度もともに測定できる。測定範囲は $\pm 2g$ 、周波数帯域は $0 \sim 5$ [kHz]、感度は 300 [mV/g]、作動電圧は 5 [V] である。

ADXL202 はマイクロマシン型のワンチップ IC である。内部にコンデンサがあり、このコンデンサの一つのプレートが固定され、もう一つがポリシリコンのばねにつないである。加速によって、ばねにつないであるプレートが移動し、コンデンサの容量が変わる。この容量の変化はチップの内部回路によって検出され、加速度に換算されて出力される。ADXL202 の機能ブロック図を図 5.3 に示す。本来、ADXL202 はデジタル信号を出力するが、より速くて周波数領域の広い信号が欲しいのでアナログ信号のほうを利用した。ADXL202 のアナログ出力の出力インピーダンスは非常に高いので、信号をオペアンプのボルテージホロワを通してから AD 変換ボードに入れ、そして、制御用のノートパソコンに読み込む。作成した加速度計の外観を図 5.4 に示す。

5.1.3 実験の概要

実験では水平な道で UOT-March の直進走行を行った。ドライバーおよび乗客を載せた車両の重量はあらかじめブリヂストン製の車両重量計で測定している。車の加速の指令は直接ドライバーから与えられた (アクセルの入力信号による制御)。車両のセンサからの信号のデータサンプリングは 1 [ms] のサンプリング周期で行った。制御用ノートパソコンのメモリの都合や場所の空間的な制限により、 16 [s] 間の走行を行った。サンプリングしたデータは以下の通りである。

1. モータを流れる電流
2. 直進方向の加速度
3. 横方向の加速度
4. 前輪の回転速
5. 後輪の回転速

搭載されているチョッパの関係で、UOT-March においては電気回生ブレーキができないので、加速および一定速度の走行のみ行った。

5.2 実験結果

5.2.1 車両体重推定の実験結果

図 5.5 に車両重量の推定の結果を示す。車両重量の推定には、ドライバー一人だけを載せた場合 (図 5.5 上段) とドライバー一人と乗客一人を載せた場合 (図 5.6 下段) の実験を行った。いずれの場合も車両重量推定は 2% の誤差範囲以内でできたが、正確な車両重量が得られるまで 10 秒程度必要であった。

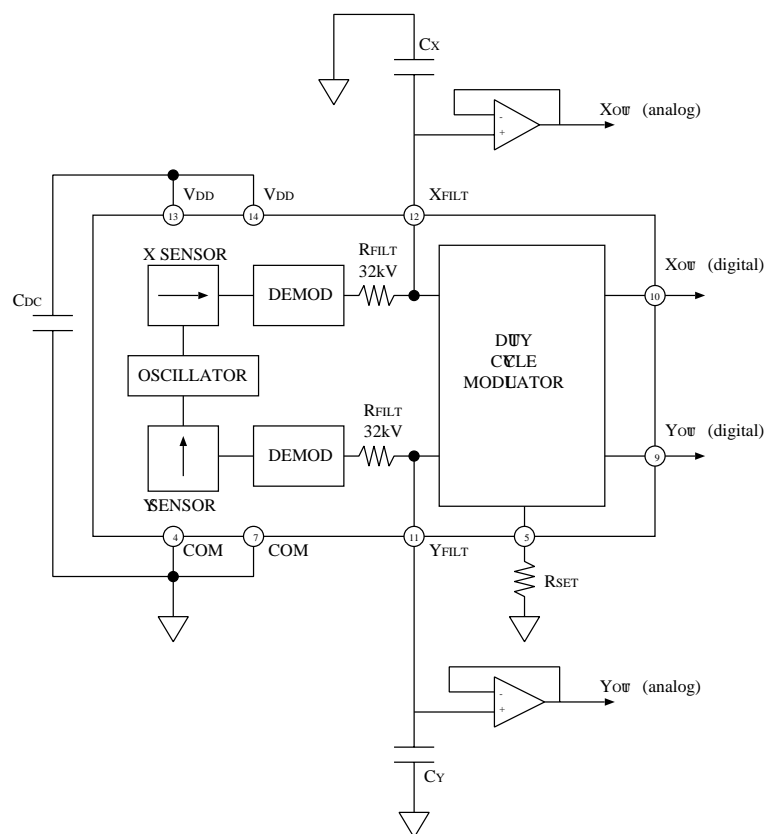


図 5.3: 加速度センサ ADXL202(Analog Devices 社) の機能ブロック図

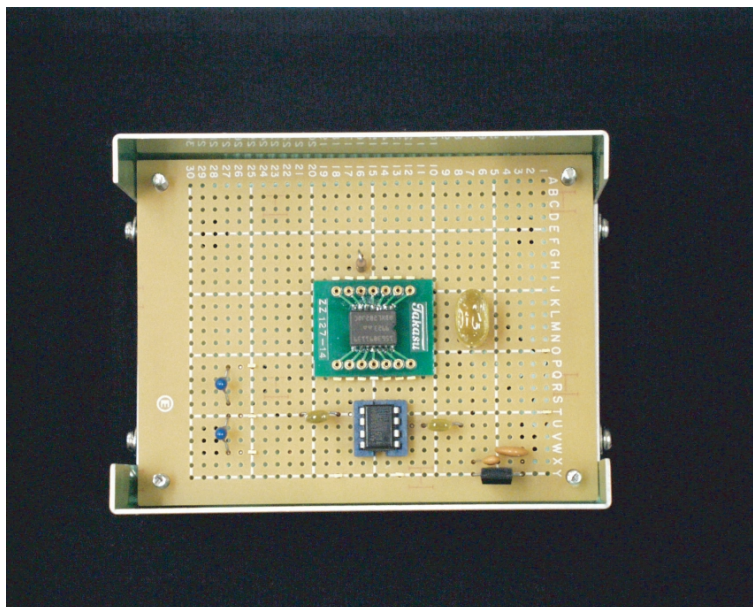


図 5.4: 作成した加速度計の外観

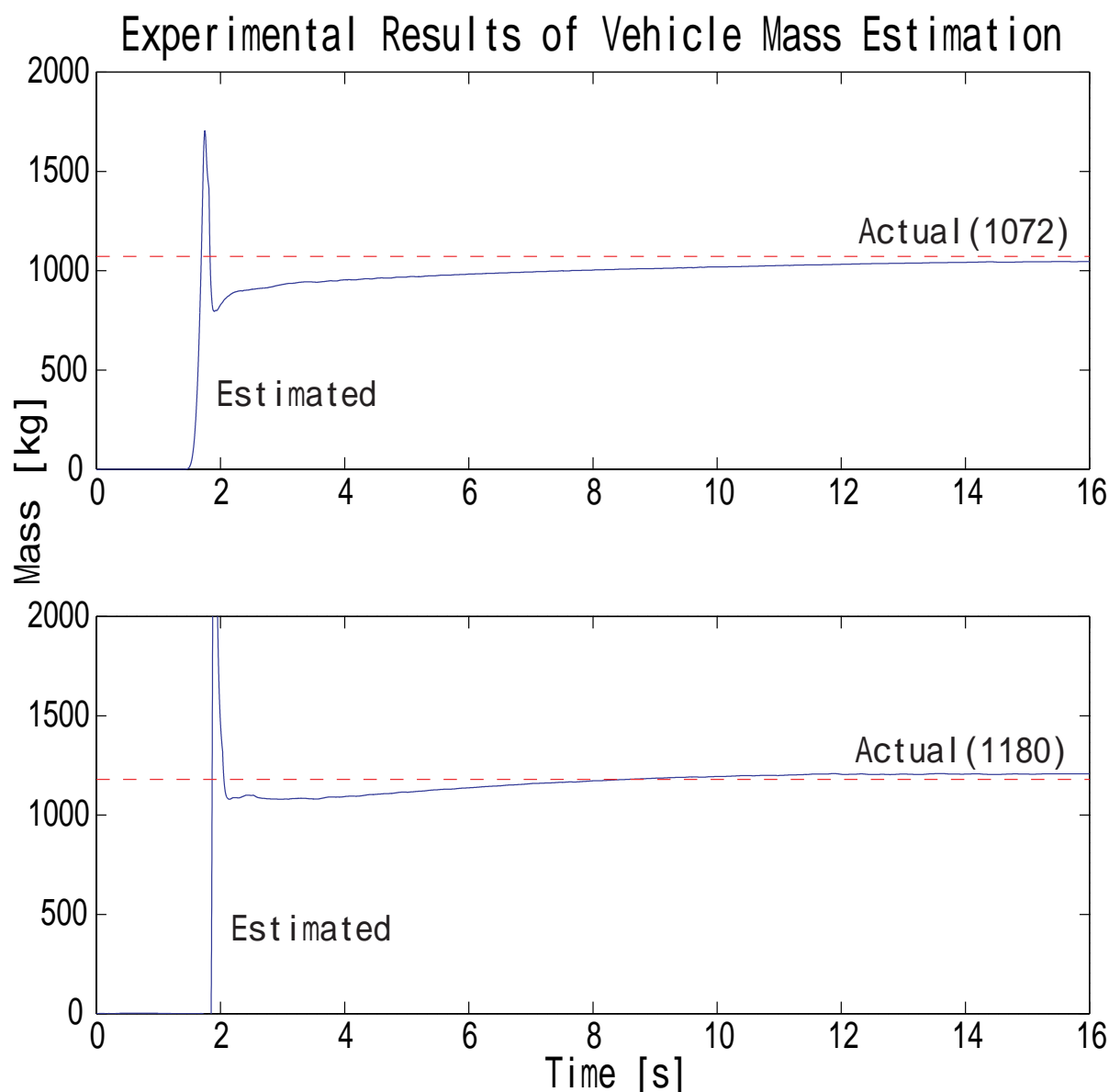


図 5.5: 車両重量推定の実験結果 (上段: ドライバー一人だけ載せた場合、下段: ドライバー一人と乗客一人を載せた場合)

5.2.2 車体速度推定の実験結果

図 5.6 に車体速度の推定の結果を示す。図 5.6 では提案手法と従来手法を比較する。上段は提案手法を用いた結果であり、自動車モデル内に摩擦の補償を行い、また車両モデルに車両重量計を用いて測定した正確な重量を代入した場合である。中段は、車両モデルの重量が正確であるが摩擦の補償が行われていない場合、下段は摩擦の補償が行われながら車両モデルの重量に誤差がある場合の結果である。この結果より、摩擦の補償も自動車モデルの車両重量の正確な推定も行えば車体速度を精度よく推定できることが明らかになった。

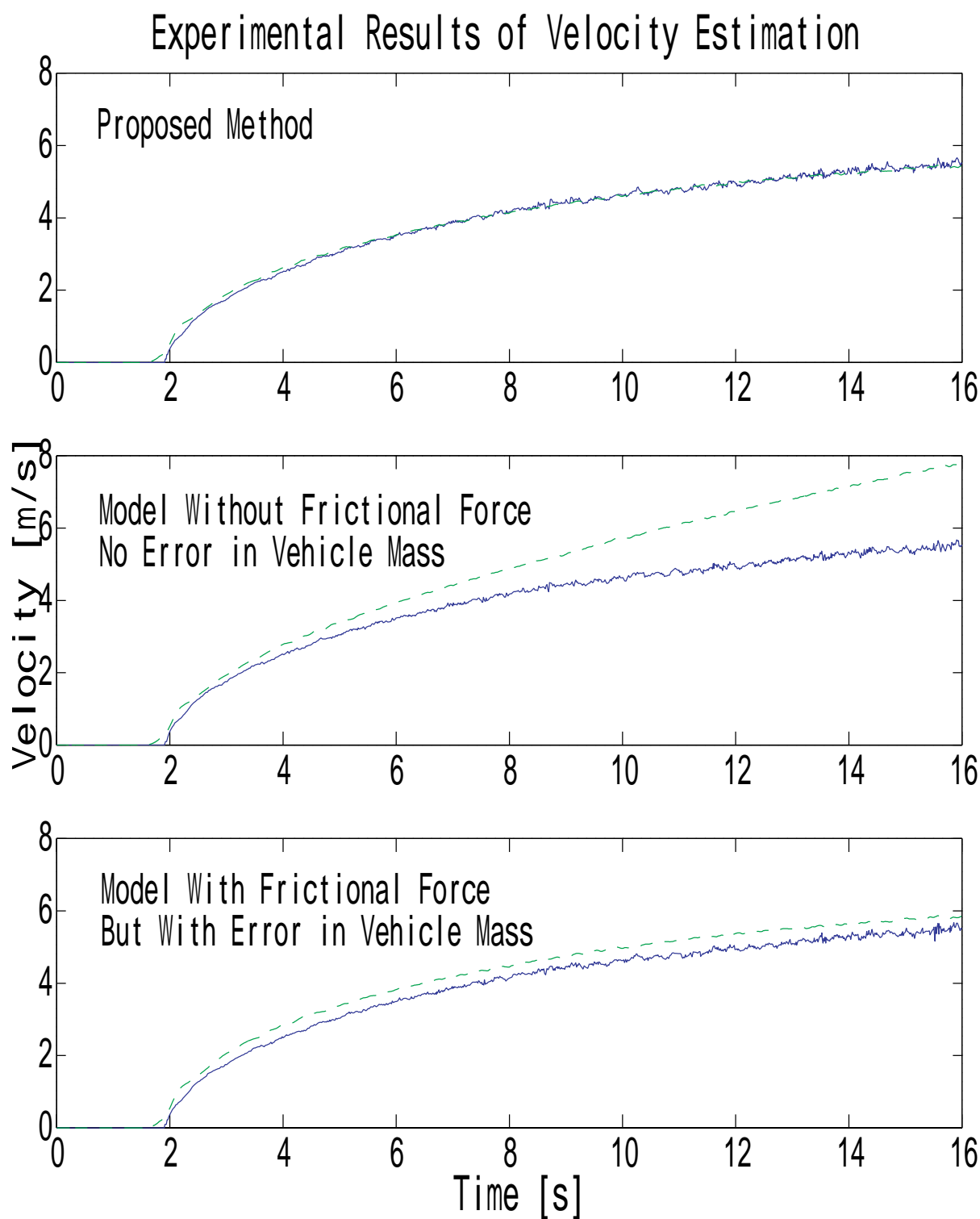


図 5.6: 車体速度推定の実験結果:提案手法と従来手法の比較 (上段:提案手法、中段:摩擦補償なし、下段:車両重量誤差あり)

第6章 結言

6.1 本論文のまとめ

自動車の運動制御には車両の正確な走行速度が非常に有用な制御量である。しかし、現実には、コストなどの制限があるので、現時点では実用的な車体速度センサがない。そこで直接観測できない状態量を推定する有力な手段として知られているオブザーバを用いて推定するを試みた。シミュレーション結果より、従来の同次元オブザーバをそのまま用いたのでは車体速度の推定を精度良く行なうことはできないことが明らかになった。一番大きな問題は車体の重量のノミナル値が真値と一致しないときに、誤差が積分されることである。また、自動車が一定の速度で走行しているときは、摩擦などの抵抗力の影響が大きくなるので、自動車モデルの中に入れる必要がある。そこで、次の2点を考慮して新しい自動車モデルを作るとともに車両重量の推定も行うことにした。

1. オブザーバの車両モデルの重量が正確でなければならない
2. 摩擦や空気抵抗の影響は無視できない

そして、実験による結果から、モデルの車両重量の初期値の誤差が少なければ、車体速度の推定は精度よくできることが分かった。また、加速度センサと電気モータのモータトルクを用いれば、車両重量は $\pm 2\%$ の誤差範囲以内で推定できる。現段階での問題は、車両重量の推定に10秒以上かかっていることである。



図 6.1: UOT-March の実験風景

6.2 今後の課題

今後の課題は車両重量の推定方法を改良し、より速く推定を行い、車両モデルに正しい重量を与えることである。また加速度センサは引力による加速度にも反応するので、路面が傾いているときに、その傾斜度を検出することが理論的に可能である。従来、路面の傾斜度は加速度センサにとって誤差であり、速度の観測に大きな問題であったが、電気自動車の場合は、傾斜度に影響されない駆動力オブザーバと加速度センサの組み合わせによって、逆にそれを情報として利用ができる可能性がある。最終的に推定から得られる様々な情報をEVの運動制御に使用していく予定である。

3年前、設計の段階から始めたUOT-March IIの製作は今年の1月完成され、1月11日に処女走行を無事に実行した(図6.2)。



図 6.2: 走行試験中の UOT-March II

UOT-March II(図6.3)には4つのPMモータが搭載され、各車輪に一つのモータが付いている。そのため、各車輪が独立に駆動され、4輪分散独立制御が実現できる。また、回生ブレーキもできる。この実験車では、今後加速時も減速時も車体速度の推定をすることができる。また、制御用のパソコンにはPentium MMX 233 (Intel社)とK6-233 (AMD社)のCPUが搭載されているので、より高速な計算ができる。この制御パソコンのOSはRT-Linuxを使用し、メモリの問題がなくなったのみならず、リアルタイムの制御性がよりよくなった。この実験車両を用いてUOT-Marchでできなかった実験およびその他の新しい実験をする予定である。

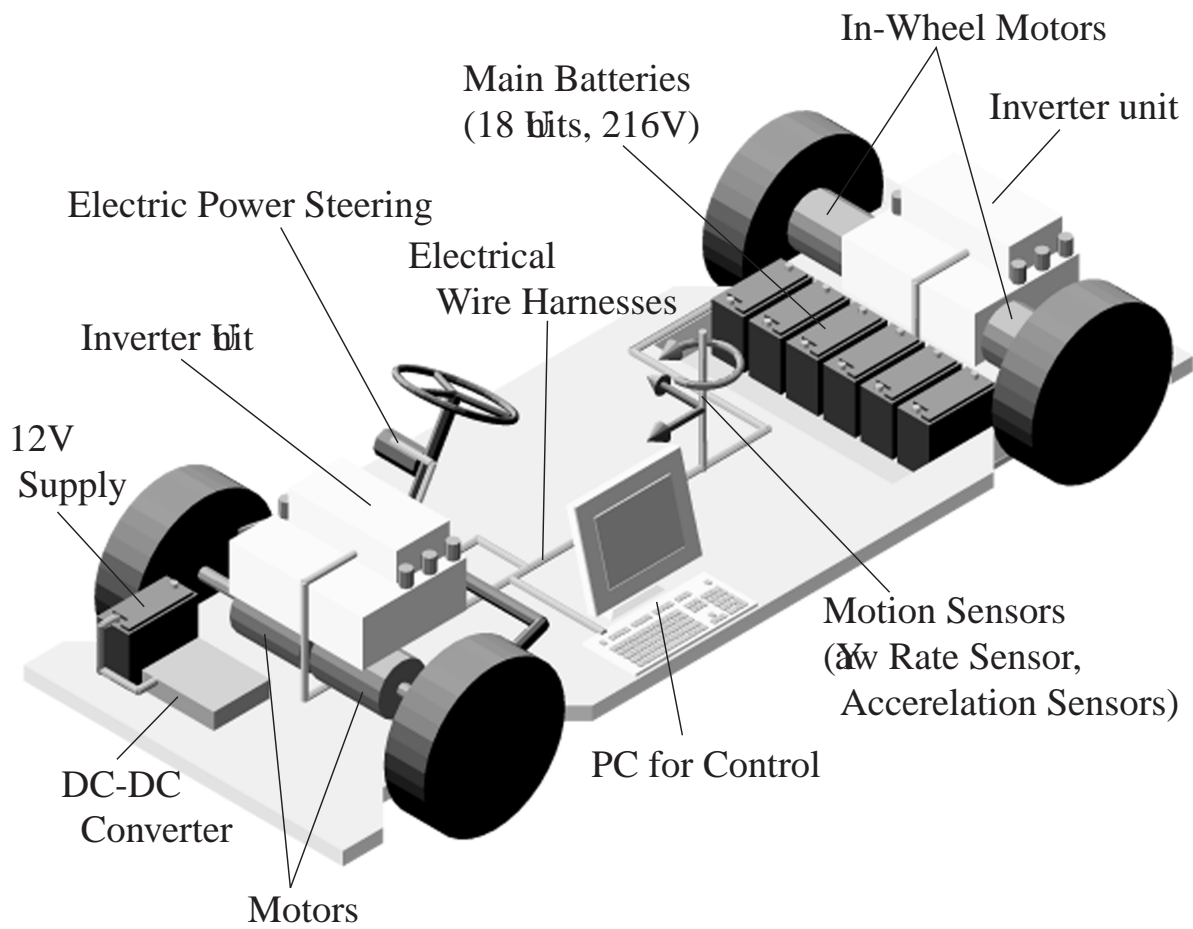


図 6.3: UOT-March II の構造図

謝 辞

堀先生の熱心な御指導を心から感謝しております。先生には研究において物作りの大切さと楽しさを教えていただき、一生忘れられないでしょう。技術官の内田さんには実験装置の製作について多大の知恵を教わりました。内田さんの指導なければ実験さえできなかったとは過言ではないでしょう。

自分の研究には、研究員の坂井さんからたくさんの助言をいただき、特に研究が行き詰まったときに大変助かりました。藤本さんをはじめ、鈴木さん、及部さん、呉さん、関さん、原さん、片岡さん、坂東さん、畠さん、研究室の先輩たちから、いつも暖かく見守っていただき、深く感謝しております。特に、中間発表のとき、片岡さんは徹夜に付き合ってください、入念に発表報告書を読んでいただき、誠にありがとうございました。

業務や研究室での生活につき、秘書の木村さんに大変お世話になりました。同級生の岡野くん、猿田くん、谷くんといつも互いに励ましたり、助け合ったりすることがあったからこそ、いろいろな困難を一緒に乗り越えることができました。皆さんのお蔭で、研究室で楽しく充実した日々を送ることができまして、感謝の気持ちでいっぱいです。

最後に、妻の香織と娘の与心に、いつも私の心の支えでいてくれて、ありがとうございました。

発表文献

- Tai Chien Hwa, 内田利之, 堀洋一, “電気自動車におけるモータトルクと加速度センサを用いた車体の速度推定”, 産業計測制御研究会, IIC-01-7, 2001.

参考文献

- [1] 劉永琦, 今村政道, “外乱オブザーバによる車両環境推定を用いたブレーキ制御の開発 (第1報)”, 自動車技術会春季学術講演会前刷集, No. 4-00, pp. 14-16, 2000.
- [2] 今村政道, “外乱オブザーバによる車両環境推定を用いたブレーキ制御の開発 (第2報)”, 自動車技術会春季学術講演会前刷集, No. 4-00, pp. 17-20, 2000.
- [3] 吉本貫太郎, 河村篤男, “電気自動車の車輪スリップ率推定方法”, 平成12年電気学会産業応用部門大会, Vol. 2, pp. 561-564, 2000.
- [4] Gustafsson F., “Slip-based Tire-Road Friction Estimation”, *Automatica*, Vol. 33, No. 6, pp. 1087-1099, 1997.
- [5] Sakai S., Sado H., Hori Y., “Motion control in an electric vehicle with four independently driven in-wheel motors”, *IEEE-ASME Trans. Mech.*, Vol. 4, No. 1, pp. 9-16, Mar 1999.
- [6] Kimbrough S., Datla K., “An Effective Means for Implementing Wheel Slip Control without a Ground Speed Sensor”, *Veh. Syst. Dyn. Supp.*, No. 25, pp. 327-339, 1996.
- [7] Pacejka H. B., Bakker E., Nyborg L., “Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies”, *SAE Tech. Pap.*, No. 870421, pp. 1-15, Feb 1987.
- [8] 坂井真一郎, 佐渡秀夫, 堀洋一, “電気自動車における車体速度情報不要の新しいタイヤ空転検出法”, 電気学会論文誌 D, Vol. 120-D, No. 2, pp. 281-287, Feb 2000.
- [9] 佐渡秀夫, 坂井真一郎, 内田利之, 堀洋一, “路面状態推定とスリップ率制御を用いた電気自動車の高性能トラクションコントロール”, 平成10年電気学会産業応用部門大会, Vol. 3, pp. 321-324, 1998.
- [10] 山崎純一, 藤川達夫, 山口泉, “タイヤの制動・駆動特性に関する研究”, 自動車技術会論文集, Vol. 23, No. 2, pp. 97-102, Apr 1992.
- [11] 天野也寸氏, “車両運動制御にかかわる推定技術”, システム/制御/情報, Vol. 42, No. 11, pp. 623-630, 1998.
- [12] Kobayashi K., Cheok K. C., Watanabe K., “Estimation of Absolute Vehicle Speed Using Fuzzy Logic Rule-Based Kalman Filter”, *Proc. American Control Conference*, Vol. 5, pp. 3086-3090, Jun 1995.
- [13] 堀洋一, 大西公平, 『応用制御工学』, 丸善, 1998.

参考文献

- [14] 安部正人, 『自動車の運動と制御』, 山海堂, 1992.
- [15] 横浜ゴム株式会社 編, 『自動車用タイヤの研究』, 山海堂, 1995.
- [16] 岩井善太, 井上昭, 川路茂保, 『オブザーバ』, コロナ社, 1988.