

各輪垂直抗力情報を用いた車体動的重心移動推定法

河島 清貴*, 内田 利之, 堀 洋一 (東京大学)

Estimation Method of Dynamic Displacement of CG Using Normal Force Information on Each Tire
Kiyotaka Kawashima*, Toshiyuki Uchida, Yoichi Hori (University of Tokyo)

Abstract

In this paper, an estimation method of dynamic displacement of CG using sensor information for optimum force distribution (OFD) is proposed. Normal force on each tire is one of the required information for command torque calculation of OFD, and can be calculated with acceleration information in our method. However, as sensor data contain high frequency noise and drift for temperature characteristic, they do not suit for command torque calculation. Here, the novel acceleration, roll rate and tilting angle observers are designed and the effectiveness of the proposed observers is discussed with driving experimental results.

キーワード：重心移動、オブザーバ、ローリング、車両運動制御
(Displacement of CG, Observer, Rolling, Vehicle motion control)

1. はじめに

1.1 研究の目的 本稿ではセンサ情報を統合した重心移動オブザーバを提案する。車体はカーブを曲がる際遠心力によって、横方向に並進及びローリングしながら運動する。過度のローリングを伴う旋回はロールオーバーする危険性を有するため重心移動度を把握することは非常に重要となる。本論文ではまず旋回時の加速度によって各輪垂直抗力が表され、さらに重心移動度が導出できることを示す。また四輪車両における横方向への並進運動及びローリング運動を数学的に解析する。

しかし加速度センサからの情報はノイズを多く含むため、駆動力指令値生成にそのまま利用することは向いていない。そこで加速度オブザーバとロールレートオブザーバを提案し、各輪垂直抗力を推定した実験結果を示し、本手法の有効性を検証する。

1.2 研究の背景 市販車では、2003年 Volvo の XC90⁽¹⁾ や 2004年 Ford Motor 社の Explore⁽²⁾ などに Roll Stability Control System が搭載されている。Ford の Explore ではヨーレートとロールレートを二つのジャイロスコープで検出し、危険な旋回時には外輪に油圧ブレーキをかけることで安定した走行性能を得ている。また研究分野においては David らによる Active Anti-roll bar を用いた Active Roll Control⁽³⁾ や横加速度とチルティング角度を検出して Active spring と damper を用いて姿勢制御を行う研究などが行われている⁽⁴⁾。

ローリングの研究は鉄道分野でも非常に長く研究されており、リニアモータを用いて車両の傾斜を調整する研究⁽⁵⁾⁽⁶⁾ や、ひずみゲージや圧力センサを用いて各輪にかかる荷重を推定する研究⁽⁷⁾ などが行われている。しかし自動車ではこ

のようなアクチュエータを搭載することはスペース的に厳しい制約がある。またひずみゲージや圧力センサは測定対象ごとにマップ作らなくてはならないという問題がある。

本手法は四輪駆動力配分法に必要な重心移動に伴う四輪荷重の変化を知るためであり、垂直抗力情報を駆動力配分法に用いることで高いトラクション性能を得ることができると考えている。今までのロール制御法との違いは、新たなハードウェアを追加することなくソフトウェアを変更するだけよいという空間的メリットの他、本手法を電気自動車に適用すればモータの高速制御性、出力値の把握が容易で小型で分散配置でき、さらにブレーキ力も出力できることから高いトラクションコントロール性能を得ることができると考えている。

2. 重心の定義

重心の定義には質量重心と回転重心がありそれぞれ並進運動方程式と回転運動方程式と深い関係を持っている。質量重心位置については静的位置と動的位置があり前者は計測による力の釣り合いなどで簡単に計算できるものの、後者については複雑に絡み合ったばねやダンパーなどの時定数要素や非線形要素が入るため実際に正しい重心位置というものはわからない。一方本手法では重心移動を力センサやひずみセンサを用いずに加速度センサ情報を用いて算出している。

ここで重心移動という現象を力学的等価モデルによって表すことを考える。タイヤにバネダンパで接続された質量重心は上方から見ると、右旋回の場合、図1のように遠心力によって左方向へ移動する。また車両を後方からみると図2のように質量重心は回転重心を中心に車体が外側に傾けながら運動する⁽⁸⁾。今回、チルティング角度 ϕ (車体の傾斜角度) が小さいことから上下方向移動は横方向移動に比べ十分小さいとして上下方向の移動は考慮していない。

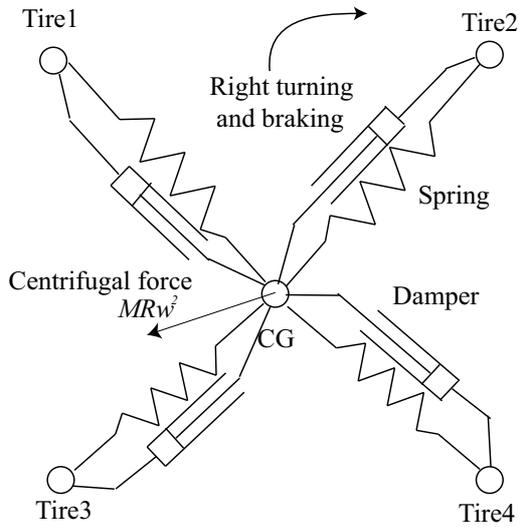


図1 上方から見た時の重心移動モデル
Fig. 1. CG model on vehicle (viewing from above)

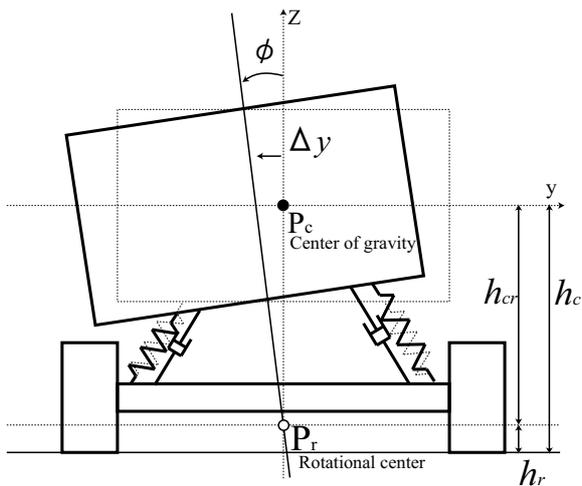


図2 後ろから見た時のローリング運動
Fig. 2. Rolling motion (viewing from rear)

3. 横方向並進運動の解析

3.1 車両の線形二輪モデル まず図3に四車両の等価的二輪車モデルを示す。車両の線形二輪モデルは以下のよう記述される⁽⁹⁾。

Lateral motion

$$MV(\dot{\beta} + \gamma) = -2C_f(\beta + \frac{l_f}{V}\gamma - \delta_f) - 2C_r(\beta - \frac{l_r}{V}\gamma) \quad (1)$$

Yaw motion

$$I\dot{\gamma} = -2C_f l_f(\beta + \frac{l_f}{V}\gamma - \delta_f) + 2C_r l_r(\beta - \frac{l_r}{V}\gamma) + N \quad (2)$$

ここで M は車体重量、 V は車体速度、 γ はヨーレート、 β

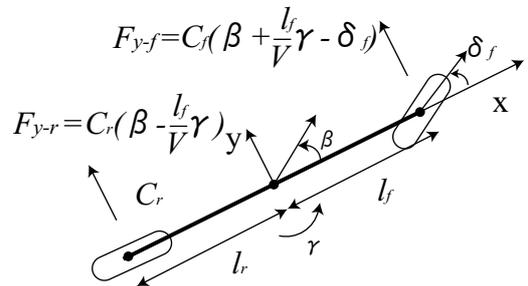


図3 四輪車の等価的二輪車モデル
Fig. 3. Two wheel vehicle model

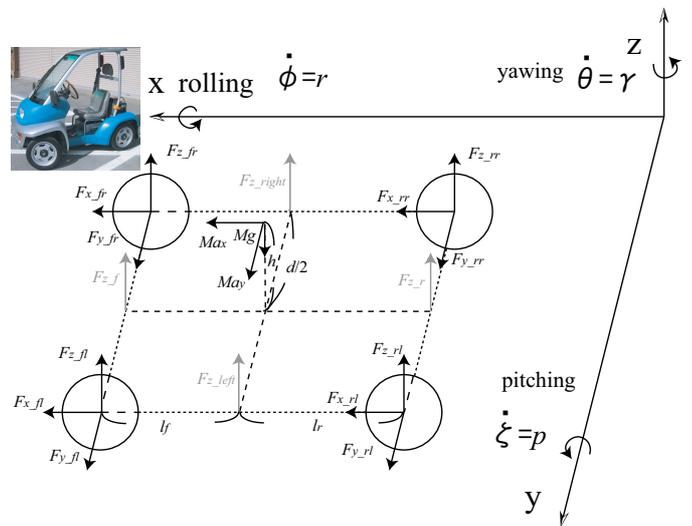


図4 各輪における垂直抗力
Fig. 4. Normal forces on each tire

は車体すべり角、 C_f, C_r はコーナリングフォース、 l_f, l_r は車両重心からタイヤ軸までの距離、 δ_f は前輪切れ角、 N は駆動力差によるヨーモーメントである。

3.2 垂直抗力の計算 次に各輪における垂直抗力を計算するために図4のように軸を取り、タイヤに働く力を決める。図5のように前輪の左右垂直抗力の和を車両進行方向(x 軸方向)中心に取り、 F_{z-f} とする。同様に後輪の左右垂直抗力の和を F_{z-r} とする。すると後輪軸まわりのモーメントの式と前輪軸周りのモーメントの式は力の釣り合いを考慮して以下ようになる。

$$(l_f + l_r)F_{z-f} = l_r Mg - h_c Ma_x \quad (3)$$

$$(l_f + l_r)F_{z-r} = l_f Mg + h_c Ma_x \quad (4)$$

従って F_{z-f} と F_{z-r} は以下のように表される。

$$F_{z-f} = \frac{M}{l_f + l_r}(l_r g - h_c a_x) \quad (5)$$

$$F_{z-r} = \frac{M}{l_f + l_r}(l_f g + h_c a_x) \quad (6)$$

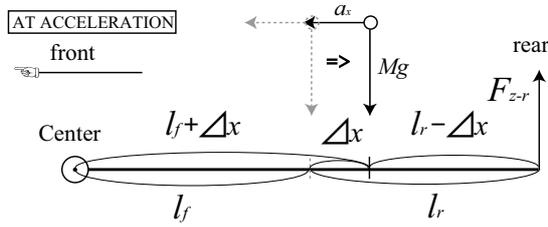


図5 モーメントの釣り合いを考慮した垂直抗力の計算
Fig. 5. Calculation of normal force

さらにこのシャフト上での垂直抗力を各輪の配分してやると、以下ようになる。

$$F_{z-fr} = \frac{1}{2} \frac{M}{l_f + l_r} (l_r g - h_c a_x) + \frac{h_c M a_y}{d} \dots (7)$$

$$F_{z-fl} = \frac{1}{2} \frac{M}{l_f + l_r} (l_r g - h_c a_x) - \frac{h_c M a_y}{d} \dots (8)$$

$$F_{z-rr} = \frac{1}{2} \frac{M}{l_f + l_r} (l_f g + h_c a_x) + \frac{h_c M a_y}{d} \dots (9)$$

$$F_{z-rl} = \frac{1}{2} \frac{M}{l_f + l_r} (l_f g + h_c a_x) - \frac{h_c M a_y}{d} \dots (10)$$

これら垂直抗力からモーメント、力の釣り合いを考えた場合の重心点の移動距離は以下のように表される。

$$-F_{z-f}(l_f + \Delta x) + F_{z-r}(l_r - \Delta x) = 0 \dots (11)$$

$$\begin{aligned} \Delta x &= -\frac{F_{z-f} l_f + F_{z-r} l_r}{F_{z-f} + F_{z-r}} \\ &= \frac{a_x}{g} h_c \dots (12) \end{aligned}$$

同様にして横方向の運動についても

$$\Delta y = \frac{a_y}{g} h_c \dots (13)$$

となる⁽¹⁰⁾。

3.3 前輪切れ角と駆動力差から重心移動度までの伝達関数導出 横加速度 a_y は横滑り角の微分値 $\dot{\beta}$ とヨーレート γ 、速度 V を用いて以下のように表される。

$$a_y = (\dot{\beta} + \gamma)V \dots (14)$$

従って前輪切れ角 δ_f と駆動力差 N から重心移動度 Δy までの伝達関数は式 (1)、(2)、(13)、(14) 車両運動方程式から以下のように表される。

$$\Delta y = P(s)N + Q(s)\delta_f \dots (15)$$

ただし $P(s)$ 、 $Q(s)$ は以下で定義される分母二次の伝達関数である。ここでは a_i 、 b_i 、 c_i ($i=0,1,2$) の導出は割愛する。

$$P(s) = \frac{b_0 + b_1 s}{a_0 + a_1 s + s^2} \dots (16)$$

$$Q(s) = \frac{c_0 + c_1 s + c_2 s^2}{a_0 + a_1 s + s^2} = \left(\frac{c'_0 + c'_1 s}{a_0 + a_1 s + s^2} + c_2 \right) \dots (17)$$

ここで、車両に作用する横加速度は数式上、 C_f 、 C_r 及び I というパラメータのみに依存しており、タイヤより上位の剛性成分は関係していない。

微分方程式で表現するために $c_2 \delta_f$ の項を左辺へ移項し、 $c_0 - a_0 c_2 = c'_0$ c_0 と $c_1 - a_1 c_2 = c'_1$ c_1 と変数を置き直す。

$$\Delta y - c_2 \delta_f = \frac{b_0 + b_1 s}{a_0 + a_1 s + s^2} N + \frac{c_0 + c_1 s}{a_0 + a_1 s + s^2} \delta_f \dots (18)$$

3.4 横方向に関する微分方程式の導出 $\Delta y - c_2 \delta_f = x_1$ 、 $s\Delta y - s c_2 \delta_f = x_2$ 、 $M = u_1$ 、 $\delta_f = u_2$ 、 $sM = u_3$ 、 $s\delta_f = u_4$ とおき、微分方程式をつくるために分母多項式を両辺にかける

$$(a_0 + a_1 s + s^2)(\Delta y - c_2 \delta_f) = (b_0 + b_1 s)N + (c_0 + c_1 s)\delta_f$$

$$a_0 x_1 + a_1 x_2 + x_2 = b_0 u_1 + c_0 u_2 + b_1 u_3 + c_1 u_4 \dots (19)$$

入力に微分項が入ると遅れが生じ推定が回らなくなる恐れがあるから、これを取り除くために新たに状態変数を定義する。

$$\dot{x}'_2 = x_2 - b_1 u_3 - c_1 u_4 \dots (20)$$

$$x'_2 = x_2 - b_1 u_1 - c_1 u_2 \dots (21)$$

とおくと、横方向の重心移動に関する微分方程式は以下のようになる。

$$x_1 = x'_2 + b_1 u_1 + c_1 u_2 \dots (22)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}'_2 &= -a_0 x_1 - a_1 x'_2 \\ &+ (a_1 b_1 + b_0)u_1 + (a_1 c_1 + c_0)u_2 \dots (23) \end{aligned}$$

4. ローリング運動の解析

4.1 ローリング運動に関する運動方程式 ローリング (ϕ =チルティング角度) に関する運動方程式は以下のようになる⁽⁹⁾。

$$-Mh_{cr}V_s\beta - I_{xz}s\gamma - Mh_{cr}V\gamma + (I_{roll}s^2 + C_{roll}s + K_{roll} - Mgh)\phi = 0 \quad (24)$$

ただし h_{cr} は質量重心と回転重心の距離、 I_{xz} は慣性乗積、 I_{roll} は車体のロール軸周りのロール慣性モーメント⁽⁸⁾、 K_{roll} は懸架装置によるロール剛性、 C_{roll} は懸架装置によるロール価粘性摩擦係数であり、以下のように表される。

$$I_{roll} = I_{xx} + M_s h_{cr} \dots \dots \dots (25)$$

$$K_{roll} = k_f \frac{d_f^2}{2} + k_r \frac{d_r^2}{2} \dots \dots \dots (26)$$

$$C_{roll} = c_f \frac{d_f^2}{2} + c_r \frac{d_r^2}{2} \dots \dots \dots (27)$$

M_s はばね上質量、 k_f は前輪サスペンションばね定数、 k_r は後輪サスペンションばね定数、 c_f は前輪サスペンション減衰係数、 c_r は後輪サスペンション減衰係数、 d_f は前輪トレッド長さ、 d_r は後輪トレッド長さである。

ここで式 (14) を用いて整理すると

$$-Mh_{cr}a_y - I_{xz}s\gamma + (I_{roll}s^2 + C_{roll}s + K_{roll} - Mgh_{cr})\phi = 0 \quad (28)$$

となる。ここで慣性乗積は無視できるほど小さく、車体のロールリングに対する重力の影響も小さいから無視すると

$$-Mh_{cr}a_y + (I_{roll}s^2 + C_{roll}s + K_{roll})\phi = 0 \dots \dots (29)$$

となる。

4.2 ローリングに関する微分方程式の導出

ここで $\phi = x_3$ 、 $s\phi = x_4$ 、 $a_y = \frac{g}{h_c} \Delta y = \frac{g}{h_c} (x_1 + c_2 u_2)$ とおくと微分方程式は以下のように記述される。

$$\dot{x}_3 = x_4 \dots \dots \dots (30)$$

$$\dot{x}_4 = Mg \frac{h_{cr}}{h_c} x_1 - \frac{K_{roll}}{I_{roll}} x_3 - \frac{C_{roll}}{I_{roll}} x_4 + Mg \frac{h_{cr}}{h_c} c_2 u_2 \quad (31)$$

5. 状態方程式の記述

5.1 4×4 行列による状態方程式の記述 式 (22)、(23)、(30)、(31) を用いて状態方程式で表すと以下のようになる。

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -a_0 & -a_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ Mg \frac{h_{cr}}{h_c} & 0 & -\frac{K_{roll}}{I_{roll}} & -\frac{C_{roll}}{I_{roll}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_1 & c_1 \\ a_1 b_1 + b_0 & a_1 c_1 + c_0 \\ 0 & 0 \\ 0 & Mg \frac{h_{cr}}{h_c} c_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \quad (32)$$

$$\begin{bmatrix} a_y \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{g}{h_c} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & \frac{g}{h_c} c_2 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \dots \dots \dots (33)$$

$$\dot{\mathbf{x}}' = \mathbf{A}\mathbf{x}' + \mathbf{B}'\mathbf{u} \dots \dots \dots (34)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x}' + \mathbf{D}\mathbf{u} \dots \dots \dots (35)$$

5.2 2×2 行列に分割した場合の状態方程式 4×4 行列では冗長性が高いので、 2×2 行列に分割しそれぞれについてオブザーバを設計する。

横加速度に関する状態方程式は式 (22)、(23) を用いて

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -a_0 & -a_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_1 & c_1 \\ a_1 b_1 + b_0 & a_1 c_1 + c_0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}$$

$$a_y = \begin{bmatrix} \frac{g}{h_c} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & \frac{g}{h_c} c_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}$$

$$\dot{\mathbf{x}}'_y = \mathbf{A}_y \mathbf{x}'_y + \mathbf{B}_y \mathbf{u} \dots \dots \dots (36)$$

$$y_y = \mathbf{C}_y \mathbf{x}'_y + \mathbf{D}_y \mathbf{u} \dots \dots \dots (37)$$

となる。

一方ロールリングに関する状態方程式は式 (30)、(31) を用いて、

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{K_{roll}}{I_{roll}} & -\frac{C_{roll}}{I_{roll}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ Mg \frac{h_{cr}}{h_c} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & Mg \frac{h_{cr}}{h_c} c_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}$$

$$\dot{\phi} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_3 \\ x_4 \end{bmatrix}$$

$$\dot{x}_r = A_r x_r + A_{yr} x'_y + B_r u \dots\dots\dots (38)$$

$$y_r = C_r x_r + D_r u \dots\dots\dots (39)$$

となる。横加速度に関する状態量 x_r が行列 A_{yr} によってローリングに関する状態方程式の入力になっていることがわかる。

4 × 4 行列と 2 × 2 行列の関係は以下ようになる。

$$\begin{bmatrix} \dot{x}'_y \\ \dot{x}_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_y & 0 \\ A_{yr} & A_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x'_y \\ x_r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_y \\ B_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (40)$$

$$\begin{bmatrix} y_y \\ y_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_y & 0 \\ 0 & C_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x'_y \\ x_r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} D_y \\ D_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (41)$$

次章ではこれらを極配置法を用いて解いてゲインを決め走行データを用いて計算を行った結果を示す。

6. 重心移動オブザーバ

状態変数のうち、 x_1 と x_4 、つまり Δy と r についてオブザーバを構成する。 x_1 に関してはセンサ情報と比較ができるように式 (13) を用いて加速度の次元に変換している。現在は車両の走行データをもとに、オフラインで計算を行っている。

6.1 加速度オブザーバ

まず加速度に関してはモデルが 3.1 章 (1)、(2) 式より、速度の逆数に依存するダイナミクスを持っているため低速度領域ではシミュレータモデルが不安定となる。そこで低速においては重心移動によって車両が不安定になることは想定しにくいとして、その領域では観測しないようにしている。図 6 に正弦波状のステアリングを入力した場合の計算結果を示す。観測値の方が早くなっているのはシミュレータの設計法とゲインの設定によっている。一方加速度センサの値は車両のタイヤ、ギア、フレームなどの時定数を介して出力される。従って早く車両の状況を知ること、危険な状態に対する対処が行えるという面で、本オブザーバは有効であると考えられる。

6.2 ロールレートオブザーバ 一方、図 6 のロールレートオブザーバ計算結果では、非常によく精度で観測できているといえる。ローリング運動モデルは 4.1 章 (25) 式に示したように速度の逆数に関わるダイナミクスを持っていないため、全ての速度領域で安定して観測が行えた。

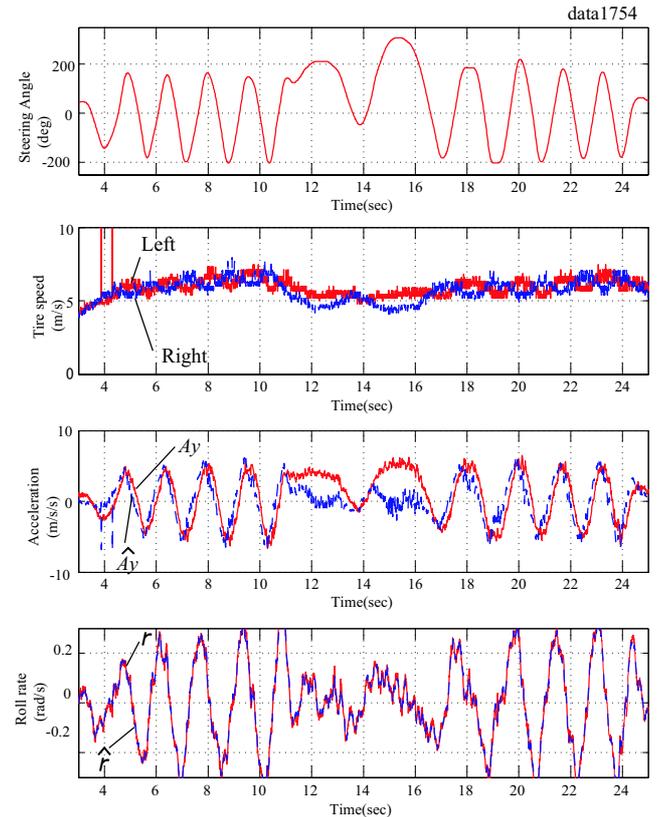


図 6 a_y, r と \hat{a}_y, \hat{r} の比較
Fig. 6. Comparison of a_y, r and \hat{a}_y, \hat{r}

さらに状態変数 x_3 、チルト角度の推定値を図 7 に示す。ロールレートセンサをそのまま積分した場合は、速度や前輪切れ角の変化によってオフセットがのり時間を経ると正確な零点がわからなくなってしまっている。それに対して提案されたオブザーバでは安定して車両の傾斜角が計算されていることがわかる。これは提案するオブザーバ入力に前輪切れ角情報を用いているためだと考えられる。

最後に図 8 に各輪垂直抗力を示す。実験ではかなり激しく左右にステアを切っているため旋回時内輪はインリフトに近い状態となっている。これら垂直抗力情報を用いてはじめて各輪への最適駆動力配分を行うことができると言える。

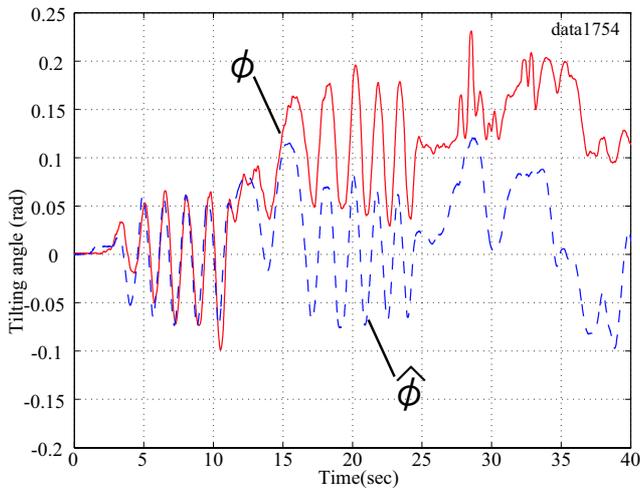


図7 ϕ と $\hat{\phi}$ の比較
Fig. 7. Comparison of ϕ and $\hat{\phi}$

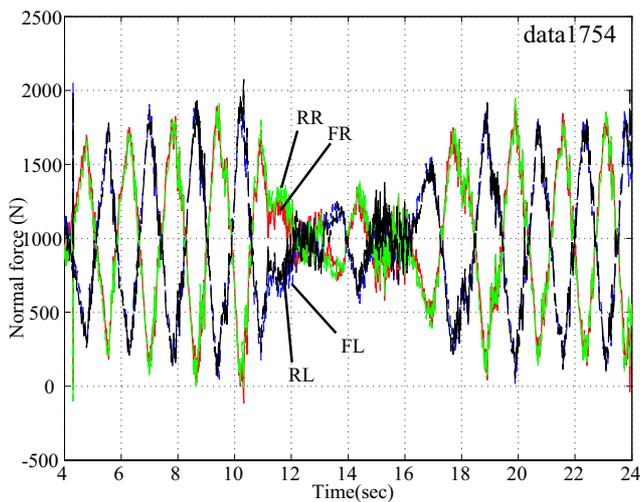


図8 加速度情報を用いた各輪における垂直抗力
Fig. 8. Normal force calculation using acceleration information

7. おわりに

本論文では、まず垂直抗力のモーメントバランスによって重心の移動度が計算できることを示し、次に横並進運動及びローリング運動を解析を行いオブザーバ設計のためにこれらを状態方程式で表現した。さらに加速度、ロールレート及びチルト角度オブザーバを設計し、センサ情報との比較を行った。

シミュレーションモデルの設計によりセンサ情報よりも早く情報が得られること、ノイズやドリフトが低減されていることから本手法の有効性を示した。

本手法を電気自動車に応用することによって各輪の垂直抗力がわかることで加減速、旋回時において高性能なトラク

ションコントロールが可能であると考えている。

今後は加速度オブザーバについて速度に依存しないロバストなモデル設計、また実時間での推定を行うことで本手法の有効性を検証してゆく予定である。

参考文献

- (1) <http://www.volvocars.us/footer/about/NewsAndEvents/XC90-TopSafetyPick.htm>
- (2) <http://ford.com/en/innovation/safety/accidentAvoidance/rollStabilityControl.htm>
- (3) David J.M. Sampson, David Cebon, "Active Roll Control of Single Unit Heavy Road Vehicles", Vehicle System Dynamics, Vol.40 No.4 pp.229-270 (2003)
- (4) Antony Snell, "An Active Roll-Moment Control Strategy for Narrow Tilting Commuter Vehicles", Vehicle System Dynamics, Vol.29 No.5 pp.277-307 (1998)
- (5) 大野真弘, 神長智治, 北島明, 電動リアモータを用いた高速鉄道車両用アクティブサスペンションの開発, 東急車輛技法, Vol.48 pp.39 (1998-12)
- (6) 榎本衛, 真木康隆, 風戸昭人, 梅原康宏, 車体傾斜車両に対する適用技術の動向調査, 鉄道総研報告, Vol.20, No.6, pp.41 (2006-6)
- (7) 大野真弘, 江口文夫, 空気ばねを用いた輪重推定法, 東急車輛技法, Vol.52, pp.2 (2002-12)
- (8) 日本機械学会編, "車両システムのダイナミクスと制御", 養賢堂, pp.15,46 (1999-2)
- (9) 安部正人, "自動車の運動と制御 第二版", 山海堂, pp.52-53,147-155,172 (2003-4)
- (10) Kiyotaka Kawashima, Uchida Toshiyuki, Yoichi Hori, "Normal Force Stabilizing Control Using Small EV Powered only by Electric Double Layer Capacitor", Electric vehicle symposium 22, pp.1546-1555 (2006-10)