

## オブザーバを用いた油圧センサフェールの検出

指導 小林 邦夫 教授 榎 徹雄 教授  
山崎 大生 准教授 堺 英男 講師  
0511031 熊坂 泰成 0511098 松本 直之

### 1. 緒言

従来の ABS は、制動力をスリップ比により制御する方法が一般的であった<sup>1)</sup>。近年、4輪個々にブレーキ圧センサを採用し、緻密で応答性の良い統合制御を実現させた ABS も開発され、実用化してきた<sup>2)</sup>。しかしブレーキ圧センサがフェールした場合に生じる制御性能の劣化について明らかにされていなかった。

そこで本研究ではブレーキ圧センサが万一故障した場合であっても操安性とブレーキ性能を極力悪化させないシステムを提案するために、オブザーバによりブレーキ圧力を推定することを目的とする。

### 2. 主な記号

$A_c$ : ホイールシリンダ断面積  $C_d$ : 流量係数  $F_x$ : 粘着力  
 $g$ : 重力加速度  $J$ : タイヤの慣性モーメント  
 $K$ : カルマンフィルタゲイン  $M$ : 車体重量  
 $p$ : ホイールシリンダ圧  $p_h$ : 高压側圧力  $p_l$ : 低压側圧力  
 $q$ : 流量  $R$ : タイヤ半径  $S_1, S_2$ : バルブ絞り径  
 $s$ : スリップ比  $T_b$ : ブレーキトルク  
 $u_1, u_2$ : ソレノイド信号  $V$ : ホイールシリンダ容積  
 $v$ : 車体速度  $v_w$ : 車輪速度  $\kappa$ : 体積弾性係数  
 $\rho$ : 油の密度

### 3. 理論<sup>3)4)5)</sup>

#### 3.1 1/4 車体モデル

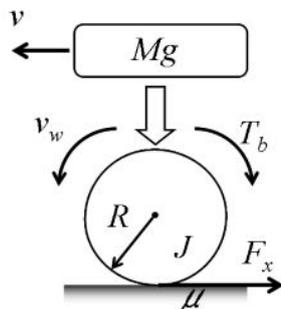


図1 1/4 車体モデル

一輪モデルの運動方程式は次式で与えられる。

$$M \frac{dv}{dt} = -F_x \quad (1)$$

$$\frac{J}{R} \frac{dv_w}{dt} = F_x R - T_b \quad (2)$$

次に、スリップ比は次式で表される。

$$s = \frac{v - v_w}{v} \quad (3)$$

#### 3.2 油圧モデル

ブレーキ配管内を流れる流量の式は次式で表される。

$$q = C_d S_1 \sqrt{\frac{2(p_h - p)}{\rho}} (1 - u_1) - C_d S_2 \sqrt{\frac{2(p - p_l)}{\rho}} u_2 \quad (4)$$

ホイールシリンダに流入する流量の式は次式で表される。

$$q = A_c \frac{dy}{dt} + \frac{V}{\kappa} \frac{dp}{dt} \quad (5)$$

式(5)において、ブレーキ圧はブレーキパッドがディスクロータに接してから立ち上がるため、

$$\frac{dy}{dt} = 0 \quad (6)$$

式(4), (5), (6)より圧力の非線形微分方程式は次式となる。

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\kappa}{V} \left\{ C_d S_1 \sqrt{\frac{2(p_h - p)}{\rho}} (1 - u_1) - C_d S_2 \sqrt{\frac{2(p - p_l)}{\rho}} u_2 \right\} \quad (7)$$

また、(7)式においてソレノイド信号  $u_1, u_2$  の制御条件は、ルールベース制御により表1のように定義した。

表1 ABS アクチュエータの制御ルール

|    | スリップ比                   | $u_1$ | $u_2$ |
|----|-------------------------|-------|-------|
| 増圧 | $s < 0.15$              | 0     | 0     |
| 保持 | $0.15 \leq s \leq 0.25$ | 1     | 0     |
| 減圧 | $s > 0.25$              | 1     | 1     |

#### 3.3 オブザーバ(カルマンフィルタ)

状態変数を次式のようにとる。

$$x = [v_w \quad p]^T \quad (8)$$

式(2),(7)より状態方程式と出力方程式を式(9),(10)で示す。

$$\dot{x} = Ax + B(t)u \quad (9)$$

$$y = Cx \quad (10)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{R}{J} K_b \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad B(t) = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{\kappa}{V} q \end{bmatrix}^T \quad C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

ここで  $C$  が単位行列でないのは圧力が直接検出できないことを意味している。フィルタ方程式は式(11)で表される。

$$\hat{x} = A \hat{x}(t) + B_0 u + K(y(t) - C \hat{x}(t)) \quad (11)$$

カルマンフィルタゲインは式(12)である.

$$K = -PC^T R^{-1} \quad (12)$$

また, 式(12)における誤差共分散行列  $P$  は式(13)のリカッチ方程式の正定対称な解で示される.

$$AP + PA^T - PC^T R^{-1} CP + Q = 0 \quad (13)$$

また, 重み係数行列  $Q, R$  は, 以下のように設定した.

$$Q = 2.0 \times 10^6 \quad (14)$$

$$R = \begin{bmatrix} 4.0 \times 10^{-5} & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (15)$$

同一次元線形オブザーバ(カルマンフィルタ)のブロック線図は図2のようになる.

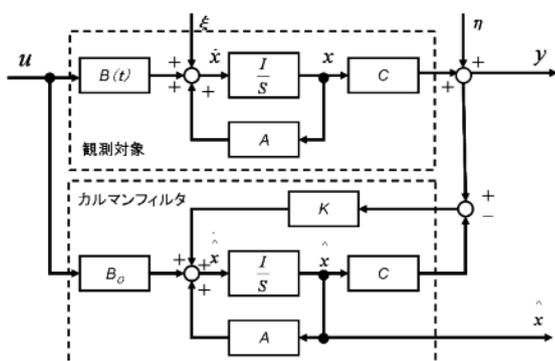


図2 カルマンフィルタブロック線図

#### 4. シミュレーション結果及び考察

初速 100 [km/h] (27.8 [m/s]) で乾いたアスファルト路面 ( $\mu=0.8$ ) と濡れたアスファルト路面 ( $\mu=0.5$ ) を走行していたときに急ブレーキをかけた場合を想定し, 車体が停止するまでの圧力変化のシミュレーションを行った. その結果を図3から図6に示す.

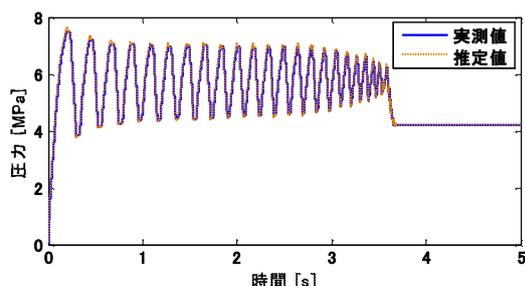


図3 ブレーキ圧力推定結果( $\mu=0.8$ )

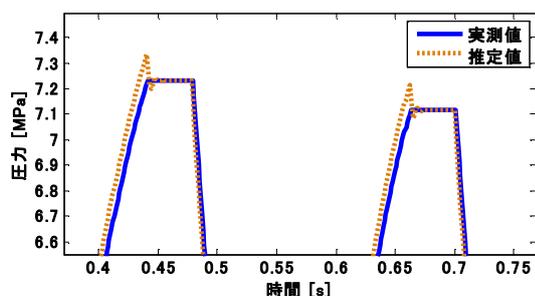


図4 ブレーキ圧力推定結果の拡大( $\mu=0.8$ )

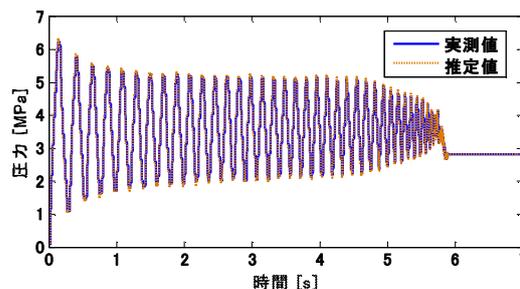


図5 ブレーキ圧力推定結果( $\mu=0.5$ )

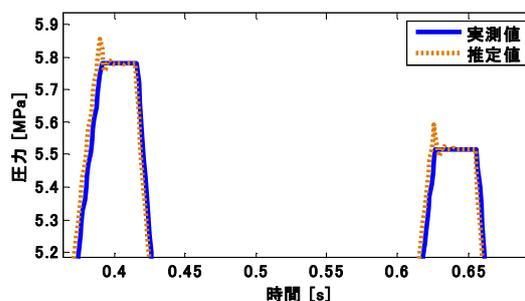


図6 ブレーキ圧力推定結果の拡大( $\mu=0.5$ )

図3, 図5に示されるように, 推定値は実測値とよく一致している. また,  $\mu=0.8$  と  $\mu=0.5$  も推定値の精度の劣化は見受けられないため, 路面摩擦係数の変動に対してロバスト性があることが示されている. つまり路面状況が異なっても推定を行うことが可能といえる. しかし図4, 図6の波形の拡大図を見ると, 推定値は若干誤差が発生していることがわかる. その原因として, 本研究では推定手法として同一次元線形オブザーバを用いたが, 制御対象は非線形であるために誤差が発生したと考えられる. ただしその誤差はおよそ 0.1 [MPa] と低く, 高い精度で圧力推定が行えた.

#### 5. 結言

オブザーバによるブレーキ圧力推定の有効性をシミュレーションにより確認することが出来た. また路面状況が異なった場合でも推定が可能であることも確認できた.

#### 参考文献

- 1) 今村政道: 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, 自動車技術会 学術講演会前刷集 No.4-00, pp.17-20, (2000)
- 2) 三浦隆未, 他: 車両運動統合制御システム「S-AWC」の開発, 三菱自動車テクニカルレビュー, No.20, pp.23-26, (2008)
- 3) 山崎大生, 他: 鉄道車両の車輪滑走防止のためのスライディングモード制御, 日本フルードパワーシステム学会論文集, 第37巻, 第6号, pp.1-7, (2006)
- 4) 小波倭文朗, 西海孝夫: 油圧制御システム, 東京電機大学出版局, pp.35-37, (1999)
- 5) 細江繁幸, 他: 制御系設計, 朝倉書店, pp.70-72, (1994)