研究論文

空気圧制動系における非線形粘着状態観測器*

山崎 大生**

Nonlinear Adhesion Observer for Pneumatic Brake Systems of a Railway Vehicle

Hiro-o YAMAZAKI

This paper shows that the VSS observer has the possibility to estimate adhesion force using wheel slip simulation and wheel slip experiments. It has been shown that the disturbance observer was effective in estimation of adhesion force. To apply a strain gauge to the brake caliper in order to measure the braking torque is difficult, because the delicate parts on bogies are to be avoided at the train depot. When all the axles of vehicles slip, the wheel slip prevention cannot work sufficiently. Moreover, the brake systems of railway vehicles possess strong nonlinear characteristics with variable parameters, such as adhesion force and friction coefficient of brake materials. It is important that the estimation method has robustness against such disturbance and parameter changes, and it is known that the Variable Structure System (VSS) observer has robustness against parameter change, disturbance input and so on. However, there have been no research reports about a Variable Structure System (VSS) observer for the brake system or wheel slip preventing methods in a railway vehicle. In order to compare the theoretical value of adhesion force with estimated value by a VSS observer, wheel slip simulation was performed. Simulation results show that the VSS observer can estimate the adhesion force efficiently. Moreover, estimation experiments of adhesion force using VSS observer were performed, and it has been clarified that the VSS observer can efficiently estimate the tangential force coefficient from the experimental results.

Key words : Pneumatics, Modeling, Friction, Modern Control Theory, Observer, Railway, Adhesion, Variable Structure System

1. 緒 言

これまで車輪・レール間の粘着力のモデル化と実物大試験機を用いた粘着実験が行われ、モデル化の妥当性と測定が困難な粘着力を外乱オブザーバにより推定する有効性が確認されてきた^{1),2)}。さらに、スライディングモード制御理論^{3),4)}を用いて滑走制御系の設計がなされシミュレーションおよび実物大試験機による実験によって制御の有効性が明らかにされた⁵⁾⁻⁸⁾。

しかし提案されたスライディングモード制御理論による滑走制御は、スリップ率に基づく制御系であるため、車両の全ての軸が滑走した場合、車両の速度が不正確となって十分な制御性能が発揮できない恐れがある。

そこで、スリップ率を用いることなく滑走制御系を設計できれば、全軸滑走に対しても有効である高度なロバスト制御系が構成できると考える。スリップ率を用いない制御系の設計のためには粘着力を状態変数として推定する必要があり、推定方法としては、線形オブザーバ^{9),10)}やVSSオ

ブザーバ^{3),11)-14)}が挙げられる。しかし、システムにパラメータ変動や外乱がある場合、線形オブザーバは不正確となることからロバスト性のあるVSS (Variable Structure System) オブザーバの方が有利である。

本稿ではVSSオブザーバを用いた粘着推定の可能性について検証し、シミュレーションと実物大実験、さらに実車による実験により有効性を確認したので報告する。

2. 主な記号

J : 輪軸の慣性モーメント [kgm²]
 F_z : 輪重 (車輪・レール間の鉛直荷重) [N]
 F_x : 粘着力 [N]
 M : ノミナル車両質量 [kg]
 r : 車輪半径 [m]
 v_w : 車輪速度 [m/s]
 v : 車両速度 (軌条輪速度) [m/s]
 v_0 : ブレーキ初速度 [m/s]
 λ : スリップ比 [-]
 π : 円周率
 d : ブレーキシリンダ径 [m]
 E_b : ブレーキ倍率
 η : ブレーキ効率
 f : 平均摩擦係数

*平成21年1月5日 原稿受付

**武蔵工業大学工学部

(所在地 〒158-8557 東京都世田谷区玉堤1-28-1)

(E-mail : hyama@sc.musashi-tech.ac.jp)

f_d : 摩擦係数変動

p : ブレーキシリンダ圧力 [Pa]

μ : 車輪・レール間の接線力係数

u : 制御入力

3. モデリングとオブザーバの設計

本研究で検討するシステムの運動方程式は、図1より次のようになる。

$$J \frac{\dot{v}_w}{r} = \mu F_z r - r k_b f p \quad (1)$$

ただし、

$$k_b = \frac{\pi}{4} d^2 E_b \eta$$

である。

スリップ比の定義は、車両速度 v と車輪速度 v_w の差、つまり滑り速度を車両速度 v で割った比であり、次式で表わされる⁷⁾。

$$\lambda = 1 - \frac{v_w}{v} \quad (2)$$

文献5)に基づいて、接線力係数を λ で線形化すると次式となる。

$$\mu = (\mu_0 + K_\mu) - K_\mu \frac{v_w}{v_0} \quad (3)$$

式(1)の両辺に r/J をかけると、式(4)となる。

$$\dot{v}_w = \frac{r^2 F_z}{J} \mu - \frac{r^2}{J} k_b f p \quad (4)$$

式(3)を微分すると次式となる。

$$\dot{\mu} = \frac{K_\mu}{v_0} \dot{v}_w \quad (5)$$

式(5)に式(4)を代入すると式(6)となる。

$$\dot{\mu} = - \frac{K_\mu r^2 F_z}{J v_0} \mu + \frac{K_\mu r^2}{J v_0} k \quad (6)$$

状態変数 x と制御入力 u を以下のように取る。

$$x = [v_w \quad \mu]^T, \quad u = p \quad (7)$$

式(5)~(7)より本研究で検討する推定システムの状態方程式は次式となる。

Fig. 1 Model of wheel slip at braking

$$\begin{aligned} \dot{x} &= (A + \Delta A)x + (B + \Delta B)u + Dw_d \\ y &= Cx \end{aligned} \quad (8)$$

ただし、各マトリックスは以下である。

$$\begin{aligned} A &= \begin{bmatrix} 0 & \frac{r^2 F_z}{J} \\ 0 & -\frac{K_\mu r^2 F_z}{J v_0} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} -\frac{r^2}{J} k_b f \\ \frac{K_\mu r^2}{J v_0} k_b f \end{bmatrix}, \quad C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \\ \Delta A &= \begin{bmatrix} 0 & \frac{(r^2 + \Delta r^2)(F_z + \Delta F_z)}{J + \Delta J} - \frac{r^2 F_z}{J} \\ 0 & -\frac{(K_\mu + \Delta K_\mu)(r + \Delta r)^2}{(J + \Delta J)(v_0 + \Delta v_0)}(F_z + \Delta F_z) + \frac{K_\mu r^2 F_z}{J v_0} \end{bmatrix} \\ \Delta B &= \begin{bmatrix} -\frac{(r + \Delta r)^2}{J + \Delta J}(k_b + \Delta k_b)(f + \Delta f) + \frac{r^2}{J} k_b f \\ \frac{(K_\mu + \Delta K_\mu)(r + \Delta r)^2}{(J + \Delta J)(v_0 + \Delta v_0)}(k_b + \Delta k_b)(f + \Delta f) - \frac{K_\mu r^2}{J v_0} k_b f \end{bmatrix} \\ D &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad w_d = 0 \end{aligned}$$

Δ はモデル化誤差やパラメータ変動を意味する。システム行列の変動 ΔA 、制御行列 B の変動 ΔB 、外乱 D はマッチング条件を満足する。

次にオブザーバの設計を検討する。同次元オブザーバは次式で示される。

$$\dot{\hat{x}} = (A - LC)\hat{x} + Ly + Bu \quad (9)$$

ただし、 $A - LC$ の固有値は負であるように選ぶ。しかし式(9)は線形オブザーバであるため、システムのパラメータ変動や外乱がある場合、推定値は不正確となる。そこでVSSオブザーバとして設計する³⁾。

$$\dot{\hat{x}} = (A - LC)\hat{x} + Ly + Bu + v \quad (10)$$

ここで、切換関数は次式である。

$$v = M \operatorname{sgn}(y - C\hat{x}) \quad (11)$$

このときハイゲイン M によって誘発する高周波振動を抑えるように次の制御則を採用する。

$$v = \begin{cases} (M_1 \cdot \operatorname{diag}(y - C\hat{x}) + M_2) \operatorname{sgn}(y - C\hat{x}) & |y - C\hat{x}| \geq \varepsilon \\ (M_1 \cdot \operatorname{diag}(y - C\hat{x}) + M_2) (y - C\hat{x}) / \varepsilon & |y - C\hat{x}| < \varepsilon \end{cases} \quad (12)$$

VSSオブザーバのブロック図を図2に示す。

4. シミュレーションによる検討

提案するシステムは車輪滑走時における粘着力を、VSSオブザーバにより推定する。検討するシステムの諸元をTable 1に示す。をVSSオブザーバによる推定システムは式(10)より次式で示される。

$$\begin{bmatrix} \dot{\hat{v}}_w \\ \dot{\hat{\mu}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{r^2 F_z}{J} \\ 0 & -\frac{K_\mu r^2 F_z}{J v_0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{v}_w \\ \hat{\mu} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{r^2}{J} k_b f \\ \frac{K_\mu r^2}{J v_0} k_b f \end{bmatrix} p + L \left\{ \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_w \\ \mu \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{v}_w \\ \hat{\mu} \end{bmatrix} \right\} - v \quad (13)$$

ここで、オブザーバゲイン L は最適制御のフィードバックゲイン F として選ぶ⁷⁾。

$$L = F = B^T P \quad (14)$$

ただし、 P は任意の $Q > 0$ に対して、次のリカッチ方程式の解である。

$$PA + A^T P - PBB^T P + Q = 0 \quad (15)$$

本研究では、 Q 、 R を以下のように設計する。

$$Q = \begin{bmatrix} 10^{-7} & 0 \\ 0 & 10 \end{bmatrix}, R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

すると、リカッチ方程式の解からオブザーバゲイン L を得る。行列 L は以下となる。また、 M_1 、 M_2 は以下の値とし、 $\varepsilon = 0.03$ とした。

$$L = \begin{bmatrix} 0.0003 & 0.0142 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$M_1 = \begin{bmatrix} -0.0003 & 98.0658 \\ 0 & -2.1769 \end{bmatrix}, M_2 = \begin{bmatrix} -1 \times 10^{-3} & 0 \\ -1 \times 10^{-4} & 0 \end{bmatrix}$$

滑走制御シミュレーションは、ルールベース制御A、Bの2種類で行うこととし、制御方法の違いが粘着力推定に及ぼす影響を調べた⁶⁾。ルールベース制御2種類で比較した理由は、いずれも鉄道車両で実用化されている実績があるためである。

各制御の具体的な制御則を以下に示す。

(1) ルールベース制御則A

$$\text{if} \left(\begin{array}{l} (v - v_w) \geq 3.89 \\ \text{or} \\ \dot{v}_w < -0.833 \\ \text{or} \\ \lambda > 0.15 \end{array} \right) u = -1$$

$$\text{elseif} (\dot{v}_w > -1.11) \quad u = 0$$

$$\text{else} \{ (v - v_w) < 1.11 \quad u = 1$$

Table 1 Main parameters of wheel-slip model

Simulation condition	Value
Wheel axle inertia [kgm ²]	1830
Wheel contact load F_z [kN]	968
Initial velocity v_0 [km/h]	1300
Brake cylinder diameter d [m]	0.180
Brake magnification E_b [-]	350
Brake efficiency η [-]	0.90
Nominal friction coefficient f [-]	0.252

Fig. 2 Block diagram of VSS observer

(2) ルールベース制御B

$$\left. \begin{array}{l} \text{if} (v \geq 11.1) \\ \quad (v - v_w) \geq 5.56 \\ \quad \text{or} \\ \quad \lambda \geq 0.2 \text{ and } \dot{v}_w < -0.833 \\ \quad \text{or} \\ \quad \lambda > 0.5 \\ \text{else} \\ \quad \dot{v}_w < -2.78 \quad \text{and} \quad v - v_w \geq -0.278 \\ \quad \text{or} \\ \quad v - v_w > -0.833 \quad \text{and} \quad \dot{v}_w < -0.833 \\ \quad \text{or} \\ \quad \lambda > 0.5 \\ \quad \text{elseif} (\dot{v}_w > -0.556) \\ \quad \text{elseif} (v - v_w) < 1.11 \end{array} \right\} \begin{array}{l} u = -1 \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ u = 0 \\ u = 1 \end{array}$$

ルールベース制御則Aは速度域によらず一定の滑走検知感度である。一方、ルールベース制御則Bは、速度11.1m/s (40km/h) 以上の高速域で大きな滑走を許容し、ブレーキシリンダ圧力を高く維持する制御である。

計算結果の例を図3～6に示す。図3～4に示した結果は、在来線平均値による粘着条件において、ブレーキ摩擦材の摩擦係数が一定の場合の計算結果である。図中Realはビームモデル^{1), 2), 15)}による理論値を、EstimatedはVSSオブザーバによる推定結果例を示す。制御則によらず、いずれも粘着力の推定が良好に行われている。

次にブレーキ摩擦材の摩擦係数の変動に対し、車輪・レール間の接線力係数の推定が可能か検討する。摩擦係数が変化する場合、速度特性のみに着目し以下の式を用いた。

$$f = 0.00003(v_w \times 3.6)^2 - 0.0046(v_w \times 3.6) + 0.5412 \quad (16)$$

ブレーキ摩擦材の摩擦係数の変動がある場合の推定結果を図5～6に示す。摩擦係数一定の条件と比較し推定精度が劣化している。特に30秒前後で推定結果とビームモデルの値に誤差が生じている。この理由は車両停止間際のビームモデルの車輪・レール間の接線力係数の変動に対して、空気圧の応答性が遅いためであることが原因の一つと考え

Fig. 3 Simulation results of μ estimation (Rule-based controller (A), friction coefficients are constant)

Fig. 6 Simulation results of μ estimation (Rule-based controller (B), friction coefficients are varied)

Fig. 4 Simulation results of μ estimation (Rule-based controller (B), friction coefficients are constant)

Fig. 5 Simulation results of μ estimation (Rule-based controller (A), friction coefficients are varied)

られる。

しかしながら従来の技術では歪ゲージをブレーキキャリパに直接貼り付け、ブレーキ力を測定する以外に接線力係数を測定する手段がなかった。一方、本推定方法は、歪ゲージをブレーキキャリパに張り付けることなく、接線力係数の大凡の推定が可能であることを示している。

5. 推定実験

VSSオブザーバによる摩擦推定を実物大試験機⁶⁾を用いた実験と実車両による試験データを用いて検証した。いずれの場合も車輪が滑走するようなレール湿潤条件とした。

VSSオブザーバの精度は外乱オブザーバ^{1), 2)}を用いた接線力係数推定値と比較することで検討することとした。なお外乱オブザーバによる推定に必要なセンサは、実物大試験装置に常設されているブレーキ摩擦材の摩擦係数測定用ロードセルと、車輪軸端に設けられたロータリーエンコーダを用い、それぞれ、ブレーキトルクと車輪速度を計測している。

図7, 8に実物大試験機における推定結果を示す。VSSオブザーバの推定結果は外乱オブザーバによる推定結果とほぼ同等である。VSSオブザーバは状態変数に車輪速度、制御入力にブレーキシリンダ圧力を用い、接線力係数は推定される状態変数である。ブレーキトルクを直接測定するセンサ機能付きキャリパ¹⁶⁾を用いなくても車輪・レール間の摩擦推定が可能であるといえる。

次に、実車両を用いたデータ収録^{17), 18)}からVSSオブザーバにより推定した結果について述べる。オブザーバのパラメータは実車の諸元を基にノミナルモデルを含めて設定した。実験時の車両走行速度は120, 100, 80, 40km/hである。図9に実車両走行時の試験結果の一例を示す。ブレーキが作用し、車輪・レール間のスリップに応じて接線力係数が推定されている様子が見える。図10に実車両走行試験データによる車輪・レール間の摩擦係数推定値の速度特性を示す。推定値は在来線平均値¹⁹⁾から1 σ 低い値を中心に、 $\pm 2 \sigma$ の間に分布している。以上より、歪ゲージをブレーキキャリパに張り付けることによってブレーキ力を直接測定しなくてもVSSオブザーバを用い車輪・レール間の摩擦係数の推定が可能であることが示された。

Fig. 7 Experimental results of μ estimation using VSS observer (Rule-based controller (A))

Fig. 8 Experimental results of μ estimation using VSS observer (Rule-based controller (B))

Fig. 9 Example of adhesion test results using real vehicles

6. 考 察

シミュレーション結果と、実物大試験機ならびに実車実験の結果が一致しない理由について考察する。

まず、シミュレーション結果は、VSSオブザーバが車輪・レール間の接線力係数の推定が可能であるか、事前に検証するために実施し、パラメータは実車両の電動車を想定しており、実物大試験機の諸元に基づいていない。よって、シミュレーション結果と実験結果は一致していない。

実験条件を完全に一致させることは、実物大試験機の接線力係数、ならびにブレーキ摩擦材の摩擦係数は実験により変動し、図10に示されるように車輪・レール間の摩擦係数（接線力係数）は、非常にばらつくため、困難であると考えられる。さらに、車輪軸の慣性モーメント、ならびに

Fig. 10 Distribution of adhesion coefficient estimated by VSS observer using real vehicles

車両の前後方向の慣性力を模擬する慣性モーメントのノミナル値は、試験機の仕様ならびにフライホイールの設定で合わせることが可能であるが、それぞれの慣性モーメントは実測値ではない。勿論、実測値を測定できればよいが、実物大試験機であるため、慣性モーメントを測定するハードウェアに妥当な装置がなく、もしあるとしても、慣性モーメントを測定するために多大なコストが必要となると考えられる。

さらに、シミュレーションで用いたブレーキ材の摩擦係数は、JIS規格の平均値から求めた2次関数の回帰式を用いている。一方、実物大試験機ではブレーキ摩擦材の摩擦係数は測定可能なものの、車輪・レール間の接線力係数を外乱オブザーバで推定する。今回の実験結果によれば、図7、8により外乱オブザーバと提案するVSSオブザーバの推定地がよく一致しているため、シミュレーションと比較を再度行うことが重要ではなく、非線形性を有する空気ブレーキシステム、ブレーキ摩擦材の摩擦係数変動や、車輪・レール間の接線力係数の推定が重要である。

次に、VSSオブザーバを採用する利点について考察する。ブレーキ力をダイレクトに検出する技術¹⁶⁾は、センサ部分のメンテナンスの問題、センサフェール時の課題、初期コストの問題点がある。これに対しVSSオブザーバによる粘着推定は、車両の各軸にブレーキ圧センサを有するブレーキシステムであれば、コントローラであるブレーキ受量器のソフト変更のみで実用化が可能と考えられる。ブレーキ力のダイレクトセンシングの問題点を解決できるばかりか、特別なセンサを用いなくても簡易に車輪・レール間の前後方向の摩擦係数が推定できるため、中小の鉄道事業者でも実施できると考えられる。

7. 結 言

パラメータ変動や外乱入力のある系の状態推定に有効なVSSオブザーバを用い、直接計測が困難な車輪・レール間の摩擦推定を検討した。その結果、従来の技術ではまったく推定することが出来なかった車輪・レール間の摩擦の推定が可能であることが示された。

さらに実物大試験機と現車試験において収録したデータをVSSオブザーバによって推定した結果、有効性が示された。

謝 辞

本研究の遂行に当たりご協力いただいた各位に感謝申し上げますとともに、丁寧なご査読と重要なご指摘を頂いた校閲委員の先生方に深く感謝の意を示す。

参 考 文 献

- 1) 山崎大生, 永井正夫, 鎌田崇義: 鉄道車両における滑走制御のための粘着モデルに関する研究, 機論 (C) 70-696, 2407/2412 (2004)
- 2) H. Yamazaki, M. Nagai, T. Kamada: A Study of Adhesion Force Model for Wheel Slip Prevention Control, *JSME International Journal* (C), 47-2, 496/501 (2004)
- 3) 野波健蔵, 田宏奇: スライディングモード制御, コロナ社, 2/169 (1999)
- 4) 野波健蔵, 西村秀和, 平田光男: MATLABによる制御系設計, 東京電機大学出版, 75/193 (1998)
- 5) 山崎大生, 鎌田崇義, 永井正夫: スライディングモード制御理論に基づいた鉄道車両の滑走制御, 日本フルードパワーシステム学会論文集, 37-3, 36/42 (2006)
- 6) 山崎大生, 狩野泰, 鎌田崇義, 永井正夫, 木村哲也: 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 (実物大試験機を用いた制御実験), 日本フルードパワーシステム学会論文集, 37-6, 73/79 (2006)
- 7) 山崎大生: 離散時間系スライディングモード制御に基づいた鉄道車両の車輪速度サーボブレーキ, 機論 (C), 73-735, 2968/2975 (2007)
- 8) H. Yamazaki, Y. Karino, T. Kamada, M. Nagai, T. Kimura: Effect of Wheel Slip Prevention based on Sliding Mode Control Theory for Railway Vehicles, *Vehicle System Dynamics*, 46-4, 255/270 (2008)
- 9) 早勢実: システム制御工学入門, オーム社, 150/151 (1980)
- 10) 森下巖, 上野俊行: デジタル制御工学, オーム社, 123/132 (1987)
- 11) 田宏奇, 野波健蔵, 久保田政彦: 弾性ロータ・磁気軸受系のVSSオブザーバを有する離散時間スライディングモード制御, 機論60-569 (C), 94/101 (1994)
- 12) 野波健蔵, 田宏奇: ロバスト最小次元VSSオブザーバを適用した弾性ロータ・磁気軸受系のスライディングモード制御, 機論60-571 (C), 897/905 (1994)
- 13) ウメルジャン サウット, ハイレット トフティ, 中野和司: 電子制御スロットルシステムの同定とロバスト制御, 計測自動制御学会論文集, 39-12, 1150/1155 (2003)
- 14) 久保博嗣, 野波健蔵: VSSオブザーバを用いた自律型ラジコンカーのVSS車間距離制御, 機論68-667 (C), 129/135 (2002)
- 15) 酒井秀男: タイヤ工学, グランプリ出版, 17/191 (1987)
- 16) 長谷川泉, 山崎大生, 保田秀行, 大泉健一: 摩擦ブレーキ力の直接制御方法の開発, 平成10年度鉄道技術連合シンポジウムJ-RAIL'98講演論文集, 367/370 (1998)
- 17) 山崎大生, 森智彦, 狩野泰, 西森久宜, 小原孝則, 宗重倫典, 松岡成康, 大山忠夫: 2次元理論に基づく粘着力のモデル化とVSSオブザーバを用いた車両の粘着力推定, 第13回 鉄道技術連合シンポジウム J-Rail 2006, 151/154 (2006)
- 18) 森智彦, 狩野泰, 山崎大生, 松岡成康, 宗重倫典: 在

来線電車における粘着の一考察：第13回 鉄道技術連
合シンポジウム J-Rail 2006, 483/486 (2006)

19) 大山忠夫：粘着の話—車輪とレール間の粘着力とその
有効利用—, レールアンドテック出版, 48 (2002)