

ブレーキ用車輪速サーボの路面ロバスト性向上

服部義和，高橋俊道

Robust Control of Wheel Speed Using Brake System

Yoshikazu Hattori, Toshimichi Takahashi

要 旨

本報告では，ブレーキのスリップサーボ問題に対して，スライディングモード制御を適用した結果について述べる。まず最初に，単純なスライディングモード制御系を構成し，実車実験によって評価した。その結果から，制御系設計時に考慮していないセンシングやアクチュエータの遅れや制御入力飽和によって，いくつかのケースにおいて十分なロバスト性が補償されない事がわかった。これらの問題を解決するために，非線形タイヤモデルを導入し，パラメータを適応的に学習する適応スライディングモード制御を開発し，実車実験によって有効性を検証した。

Abstract

This paper presents a study on the application of the sliding mode control to the development of the servo control system of brakes in a vehicle. At first, a preliminary method was developed and evaluated by actual vehicle experiments. From those results, it was found that the robustness could not be assured in some cases, because the output response was delayed by the saturation of the control input and by the existence of the lags of sensors and actuators ignored in the controller design. To avoid these problems, the adaptive sliding mode control was then newly developed by the method that the magnitude of the nonlinear part of the input was changed adaptively by introducing the tire model into the control algorithm and by estimating the parameter changes.

キーワード

車輪速制御，スリップサーボ，スライディングモード制御，適応制御，タイヤモデル

1. はじめに

近年，制動力の左右差によって車両に発生するヨーモーメントを用いて，車両運動を制御するシステムが開発されている¹⁻³⁾。既に提案されているシステムでは，タイヤの前後力を積極的に制御することによって，スピンやドリフトアウトといったタイヤ発生力の限界付近での不安定な車両挙

動に対して，安定性や制御性を向上させることが出来る。これらに続く次世代システムに期待されているのは，限界領域に限らず広い走行領域において車両運動性能を向上させることである。しかしながら，限界前の領域では緊急度が低いために，ドライバは限界領域以上に車両の不自然な動きや不連続な挙動を嫌う。そのため，タイヤ発生力のよりスムーズで正確な制御が要求される。一方で，

タイヤ特性は非線形性が強く、飽和特性や路面変化に応じた広範囲のパラメータ変動を伴うため、制御が難しい。これまでにさまざまな非線形制御手法の応用が試みられているが、決め手となる手法は確立していない。

スライディングモード制御は、非線形なシステムに対する有望な制御手法のひとつである⁴⁻⁹⁾。しかしながら、スライディングモードコントローラはハイゲイン特性をもち、センサやアクチュエータの遅れに対して弱い。もしこれらの遅れが大きければ、システムは発散することもある。

また、ブレーキシステムに固有の問題もある。ブレーキを用いた車輪速制御では、車輪速を減速する方向には比較的大きな力を発生することができるが、車輪速を加速する方向の力は、タイヤと路面の間に発生する力に依存するため、特に滑りやすい路面では大きな力を発生することができない。いわば、片側制御である。

本報告では、スライディングモード制御を車輪のスリップ速度サーボに適用する。まず第3章で予備的なスライディングモード制御を一輪モデルに対して設計し、実車実験によって検証する。第4章では、新たに適応スライディングモード制御を開発した。本ロジックにおいては、制御アルゴリズムにタイヤモデルを導入し、パラメータ変化を推定して、コントローラのゲインを適応的に変化させる。

最後に提案した適応スライディングモード制御の実車実験結果を示す。

2. 車輪速サーボ

2.1 構成

次式とFig. 1で表わされるような単輪モデルを考える。

$$\begin{cases} m_{all}\dot{v}_x = -F_x \\ I_{tire}\dot{\omega}_t = F_x R_t - T_b \end{cases} \quad (1)$$

ここで、 m_{all} は質量、 v_x はタイヤの並進速度、 F_x はタイヤと路面の間に発生する力（以下タイヤ前後力）、 I_{tire} はタイヤの慣性モーメント、 ω_t はタイヤの回転角速度、 R_t はタイヤ半径、 T_b はブレーキトルクを表す。

F_x は式(2)で表されるとすると、式(2)を式(1)に

代入して、式(3)を得る。

$$F_x = C_x \frac{v_x - \omega_t R_t}{v_x} = \tilde{C}_x (v_x - \omega_t R_t), \quad (2)$$

$$\dot{v}_{sl} = -\tilde{C}_x \left(\frac{1}{m_{all}} + \frac{R_t^2}{I_{tire}} \right) v_{sl} + \frac{R_t}{I_{tire}} T_b \quad (3)$$

ここで、 C_x 、 $\tilde{C}_x$ は路面状態やスリップ率 ($k = v_{sl}/v_x$) の値によって変化するパラメータで、 v_{sl} はスリップ速度 ($v_x - \omega_t R_t$) である。

さらに、式(3)は、一般性を失うことなく以下のように書ける。

$$\dot{v}_{sl} = A v_{sl} + B u + B h \quad (4)$$

ここで、

$$\begin{cases} A = -\tilde{C}_{x0} K \\ B = \frac{R_t}{I_{tire}} \\ u = T_b \\ h = -\frac{I_{tire}}{R_t} \Delta \tilde{C}_x K v_{sl} \\ K = \frac{1}{m_{all}} + \frac{R_t^2}{I_{tire}} \end{cases} \quad (5)$$

$\tilde{C}_{x0}$ は $\tilde{C}_x$ の線形成分、 $\Delta \tilde{C}_x$ は非線形成分で、タイヤ特性の飽和特性やパラメータ変化などの非線形特性を全て含む。式(4)においては、システムの前線形成分は全て h に集約されている。

2.2 課題

制御の目的は、スリップ速度 v_{sl} を所望の目標スリップ速度 v_{sl}^* に追従させることである。しかしながら、システムには上述したような強い非線形が含まれており、通常の線形制御手法では十分な制御性能が得られない。またブレーキを使った車輪速制御では、制動側は比較的大きな入力を与えることができるが、加速側はタイヤ発生力に依存する為、特に滑りやすい路面では十分な入力を得られない。

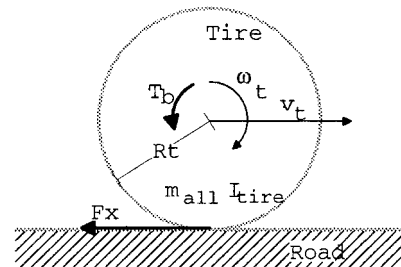


Fig. 1 Plant model.

3. スライディングモード制御

3.1 制御系の設計

スライディングモード制御は、非線形なシステムに有効な制御手法の一つである。ここでは、まず基本的なスライディングモード制御をスリップ率サーボ問題に適用する。

サーボ系を構成する為に、誤差 ($v_{sl}^* - v_{sl}$) の積分 (z) を新たな状態変数として導入し、以下の制御対象に対してスライディングモードコントローラを構成する。

$$\begin{cases} \dot{z} = v_{sl}^* - v_{sl} \\ \dot{v}_{sl} = Av_{sl} + Bu + Bh \end{cases} \quad (6)$$

まず最初に、スイッチングファンクション σ を以下のように選ぶ。

$$\begin{cases} \sigma = Sx \\ S = [s_1 \ s_2] \\ x = [z \ v_{sl}]^T \end{cases} \quad (7)$$

システムの状態がスライディング面 ($\sigma = 0$) に拘束されているときをスライディングモードと呼び、この時には以下が成り立つ。

$$\begin{cases} \sigma = 0 \\ \dot{\sigma} = 0 \end{cases} \quad (8)$$

今、 $s_1 = -1/T_s$, $s_2 = 1$ とすると、スライディングモードでは v_{sl} は目標スリップ速度 v_{sl}^* に一時遅れを伴って収束する。

式(6)～(8)より次式が得られる。

$$\dot{\sigma} = -\frac{1}{T_s}(v_{sl}^* - v_{sl}) + Av_{sl} + Bu + Bh = 0 \quad (9)$$

基本的なスライディングモードコントローラは以下のように求められる。ブロックダイアグラムをFig. 2に示す。

$$\begin{cases} u = u_{eq} + u_{nl} \\ u_{eq} = B^{-1} \left[\frac{1}{T_s}(v_{sl}^* - v_{sl}) - Av_{sl} \right] \\ u_{nl} = -\psi_1 \sigma - \psi_2 \frac{\sigma}{\|\sigma\|} \end{cases} \quad (10)$$

u_{eq} は(9)において、 $h = 0$ と置くことによって得られる。非線形コントローラのゲイン ψ_1 , ψ_2 は、ロバスト性を保証する為に以下のように選ぶ。

$$\begin{cases} \psi_1 > 0 \\ \psi_2 > \max\|h\| \end{cases} \quad (11)$$

システムの安定性は以下のように保証される。

スライディングモードを達成する為の十分条件は、

$$\sigma \dot{\sigma} < 0 \quad (12)$$

今、式(9),(10)を式(12)に代入すると、次式が得られる。

$$\begin{aligned} \sigma \dot{\sigma} &= \sigma (Bu_{nl} + Bh) \\ &= B \left[-\psi_1 \sigma^2 + \sigma \left(h - \psi_2 \frac{\sigma}{\|\sigma\|} \right) \right] < 0 \end{aligned} \quad (13)$$

上記の不等式がつねに成り立つ為には、

$$\begin{cases} \psi_1 > 0 \\ \psi_2 > \max\|h\| \end{cases} \quad (14)$$

よって、式(14)のように ψ_1 , ψ_2 を選べば、システムの状態はスライディング面に拘束される。

チャタリングを防ぐ為に、不連続関数である $\sigma/\|\sigma\|$ を次式で表わすような $g(x)$ に置き換える手法が一般的に用いられており、本稿でも以下 $g(x)$ を用いる。

$$g(\sigma) = \begin{cases} -1 & \sigma < -1 \\ \sigma & -1 \leq \sigma \leq 1 \\ 1 & \sigma > 1 \end{cases} \quad (15)$$

3.2 実験車

実験車は普通乗用車で、前節で設計したコントローラによって各輪を独立に制御した。コントローラはパソコン上でC言語によって記述した。各輪間の干渉や所望のブレーキトルクを得る為のブレーキ油圧制御のダイナミクスは無視した。

3.3 走行試験結果

基本的なスライディングモード制御による実車実験結果を示す。Fig. 3は、ドライアスファルトでの直進制動結果である。さらにFig. 4には路面

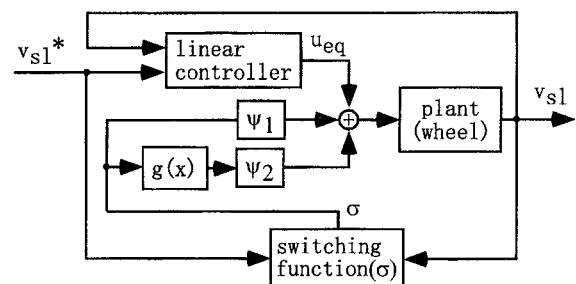


Fig. 2 Block diagram of the preliminary sliding mode control.

違いによる制御結果を示す。ここでは、ウエットコンクリート、圧雪、ウエットタイル（以下スキッドと呼ぶ）を取り上げた。各ケースともに時刻 $t = 1[s]$ 付近で前輪のみにフルブレーキをかけた。

各図に示されているのは、車体速度、車輪速度、目標車輪速度とホイールシリンダ圧である。車輪速度は $R_i \omega_i$ と定義する。ドライバの入力であるマスタシリンダ圧に比例した値として目標スリップ率 (k^*) を与え、これに車速を乗ずることにより目標スリップ速度 ($v_{sl}^* = k^* v_x$) を求めた。ホイールシリンダ圧は、制御入力であるブレーキトルクから代数的に求められる。式(11)の ψ_1, ψ_2 は定数とし、ドライアスファルト路面でチューニングした (Fig. 3)。

Fig. 3では、車輪速度の振動は小さく、目標車輪速度に対してよく追従していることがわかる。しかし、Fig. 4のように、路面状態が変化すると車輪速度と制御入力は振動的になり、十分なロバスト性が確保できていない。その主な原因は入力飽和であり、ドライでチューニングされたコントローラの高いゲインが起因していると考えられる。

4. 適応ゲイン機構の導入

4.1 ゲイン適応形スライディングモード制御系の設計

スライディングモードコントローラの目的はシステムの状態を出来るだけ速くスライディング面に拘束することである。そのためコントローラはハイゲインになる傾向がある。しかし、一般にハイゲインコントローラは設計時に考慮していない遅れに対して敏感で、不安定になりやすい。そのため、ここでは適応ゲイン手法を用いて、出来る

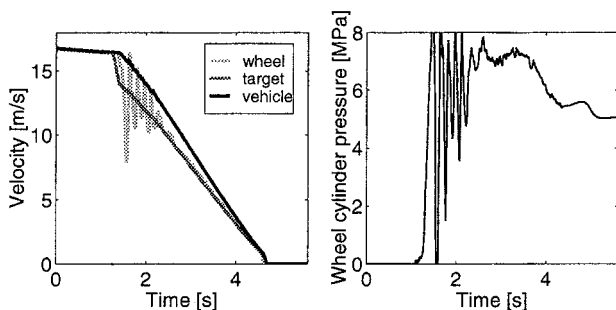


Fig. 3 Straight-line braking on the dry asphalt by preliminary sliding mode controller.

限りコントローラのゲインを小さく抑える方法を考える。

はじめに、非線形成分 h を関数として定式化出来る部分 ($\tilde{h}$) と関数として表現できない部分 (Δh) に分けて考える

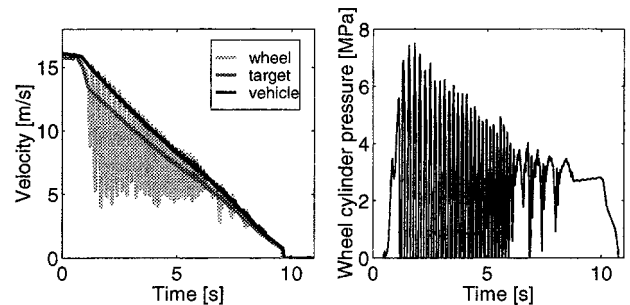
$$h = \tilde{h} + \Delta h \quad (16)$$

また、 $\tilde{h}$ は関数 $f(X, t)$ とパラメータ θ の積として表わせ、 Δh の絶対値は上限を持つとする。

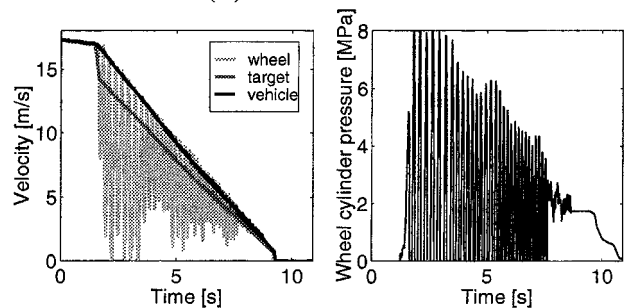
$$\tilde{h} = f(X, t)\theta \quad (17)$$

$$\|\Delta h\| \leq \rho(X, t, \beta) \quad (18)$$

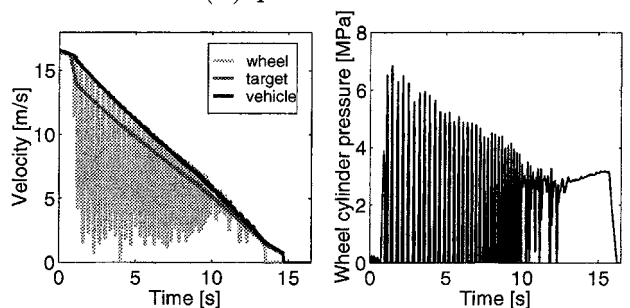
ここで、 $f(X, t)$ は時間 (t) とシステムの入出力や状態変数 ($v_{sh}, v_{sl}^*, v_x, \omega_i$ 等) から成る X の関数とし、 θ



(a) wet concrete



(b) packed snow



(c) skid

Fig. 4 Experimental results of the preliminary sliding mode controller on various road surfaces.

と β は、路面状態変化等によって変動すると考える。

以上のような仮定から、次式のような適応スライディングモードコントローラの u_{nl} が求められる。適応スライディングモードコントローラのブロックダイアグラムをFig. 5に示す。

$$u_{nl} = -(\rho(X, t, \tilde{\beta}) + k(X, t)) \frac{\sigma}{\|\sigma\|} - f(X, t) \tilde{\theta} \quad (19)$$

$$\begin{cases} \dot{\tilde{\theta}} = \Gamma_1 f(X, t) \sigma \\ \rho(X, t, \tilde{\beta}) = \tilde{\beta} \\ \dot{\tilde{\beta}} = \Gamma_2 \frac{\partial \rho}{\partial \tilde{\beta}} \|\sigma\| = \Gamma_2 \|\sigma\| \\ \Gamma_1, \Gamma_2 > 0 \end{cases} \quad (20)$$

式(20)の $\tilde{\theta}$, $\tilde{\beta}$ はそれぞれ θ , β に対する適応パラメータである。 Γ_1 , Γ_2 は適応の速度を決める適応ゲインである。 $k(X, t)$ は非負の関数である。いま、タイヤの力(F_x)は全て非線形パラメータの中に含まれるとすると、非線形パラメータ(h)は以下のように表わせる。

$$\begin{aligned} h &= -B^{-1} K F_x \\ &\approx f(X, t) \theta \end{aligned} \quad (21)$$

式(21)は、適切なタイヤモデルを導入することにより、非線形成分の大部分は関数として記述できることを示している。本稿では、もっとも簡単なタイヤモデルの一つとして、式(22)で表わされる関数を用いた。ここで、 $f(X, t)$ はFig. 6に示すような折れ線関数、 F_{xmax} は最大前後力である。また、

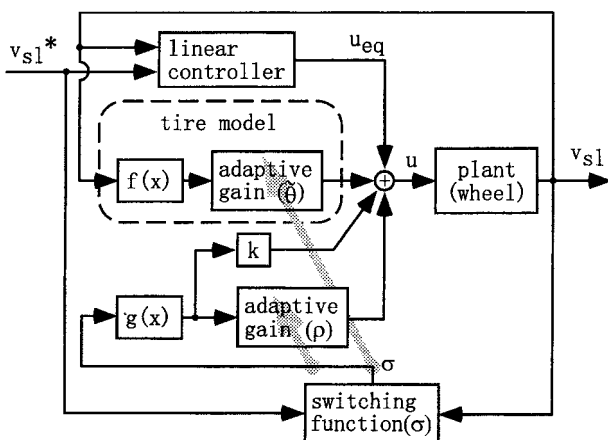


Fig. 5 Block diagram of the adaptive sliding mode control.

C_k はいわゆる正規化ブレーキングスティフネスである。

$$F_x = F_{xmax} f(X, t) \quad (22)$$

式(21),(22)から、 θ は $-(K/B)F_{max}$ に対応することがわかる。もし適応パラメータ $\tilde{\theta}$ が提案した適応手法によって与えられれば、 $\tilde{\theta}$ は $-(K/B)F_{max}$ に収束し、結果的に路面やタイヤの垂直荷重の変化といった条件変化に応じて、コントローラゲインは自動的に調節される。

提案した適応スライディングモード制御ロジックの安定性の証明を以下に示す。リアプノフ関数の候補として、関数 V を式(23)のように置く。 V は明らかに準正定である。もし $\dot{V}$ が負定であれば、 V は漸近的に安定である。

$$V = \frac{1}{2} \sigma^T B^{-1} \sigma + \frac{1}{2} (\tilde{\theta} - \theta)^T \Gamma_1^{-1} (\tilde{\theta} - \theta) + \frac{1}{2} (\tilde{\beta} - \beta)^T \Gamma_2^{-1} (\tilde{\beta} - \beta) \quad (23)$$

いま、

$$\dot{V} = \sigma^T B^{-1} \dot{\sigma} + (\tilde{\theta} - \theta)^T \Gamma_1^{-1} \dot{\tilde{\theta}} + (\tilde{\beta} - \beta)^T \Gamma_2^{-1} \dot{\tilde{\beta}} \quad (24)$$

式(9),(10),(19)を上式に代入して次式を得る。

$$\begin{aligned} \dot{V} &= \sigma^T B^{-1} \dot{\sigma} + (\tilde{\theta} - \theta)^T \Gamma_1^{-1} \dot{\tilde{\theta}} + (\tilde{\beta} - \beta)^T \Gamma_2^{-1} \dot{\tilde{\beta}} \\ &= \sigma^T \left[h - (\rho(X, t, \tilde{\beta}) + k(X, t)) \frac{\sigma}{\|\sigma\|} + f(X, t) \tilde{\theta} \right] \\ &\quad + (\tilde{\theta} - \theta)^T \Gamma_1^{-1} \dot{\tilde{\theta}} + (\tilde{\beta} - \beta)^T \Gamma_2^{-1} \dot{\tilde{\beta}} \end{aligned} \quad (25)$$

再び式(16),(17),(18),(20)を式(25)に代入して変形すれば、次の不等式が得られる。

$$\begin{aligned} \dot{V} &\leq \sigma^T [f(X, t) \tilde{\theta} + \rho(X, t, \tilde{\beta}) \\ &\quad - (\rho(X, t, \tilde{\beta}) + k(X, t)) \frac{\sigma}{\|\sigma\|} - f(X, t) \tilde{\theta}] \\ &\quad + (\tilde{\theta} - \theta)^T \Gamma_1^{-1} \Gamma_1 f(X, t) \sigma + (\tilde{\beta} - \beta)^T \Gamma_2^{-1} \Gamma_2 \|\sigma\| \\ &\leq -k(X, t) \|\sigma\| \\ &\leq 0 \end{aligned} \quad (26)$$

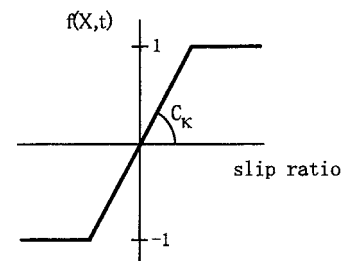


Fig. 6 Assumed non-linear function, $f(X, t)$.

以上のように $\dot{\sigma}$ は $\sigma = 0$ 以外で負定となり、 σ は0に収束する。

4.2 シミュレーション結果

提案した適応スライディングモード制御の効果を検証する為に、以下のようなシミュレーションを行った。制御対象は、ばね上6自由度、ばね下はタイヤ回転方向の1自由度をもつフルビークルで、タイヤの力はマジックフォーミュラと呼ばれるタイヤモデル¹⁰⁾によって記述した。路面状態は2種類 (Road A, Road B) で、Road Aはドライアスファルトに相当する。Road Bでは発生するタイヤの力をRoad Aの20%とした。なお、センサ、アクチュエータの遅れはいずれもないと仮定した。前節で提案した適応スライディングモードコントローラにより、各輪を独立に制御した。以下直進制動の結果を示す。

Fig. 7はそれぞれの路面における左前輪(FL)、左後輪(RL)の適応パラメータ($\tilde{\theta}$)の応答である。

図中の時刻1[s]で制動を開始しており、ここからパラメータの適応も開始する。破線で示された実際の値 (θ : タイヤの最大制動力に $-K/B$ を乗じたもの)と比較すると、適応パラメータは制動開始後速やかに真値に収束している。

すなわち、式(20)で表わされた適応ロジックによって、コントローラゲインは路面状態に応じた適切な値に修正され、必要以上にハイゲインに成ることを防いでいる。

ところで、我々の最終目標は、センサやアクチュエータの遅れを含むような実際のシステムに対して、ロバストな制御系を設計することである。

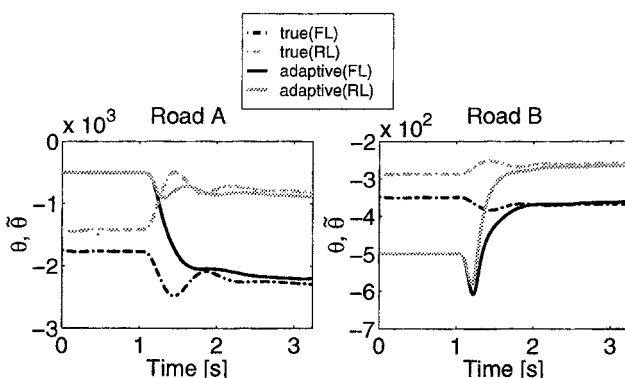


Fig. 7 Convergence of adaptive parameters.

そこで、次に実際に近いセンサ、アクチュエータの遅れを挿入したシミュレーションを行った。アクチュエータの遅れは一時遅れ、センサの遅れは、5[ms]の無駄時間として与えた。

Fig. 8がその結果である。適応パラメータ($\tilde{\beta}$, $\tilde{\theta}$)は発散してしまっている。その理由は以下のように考えられる。

システムは設計時に考慮していない遅れを含んでおり、スイッチングファンクション(σ)を完全に0に拘束することが出来ず、0を挟んで振動を続ける。ここで、式(20)からわかるように、 $\tilde{\beta}$ は $\sigma = 0$ 以外では単純増加する。また、制御入力飽和によって、 σ はいくらかのオフセットを持って振動する為、その積分である θ もまた発散してしまう。

この問題を解決する為に、式(20)の適応ロジックを以下のように修正する。修正の方針は、 σ が0を挟んで振動し始めたら、適応を停止してコントローラゲインを保持するまたは徐々に下げるというものである。なぜならば、 σ が0を行き過ぎるということは、コントローラのゲインは十分に高いと考えられるからである。

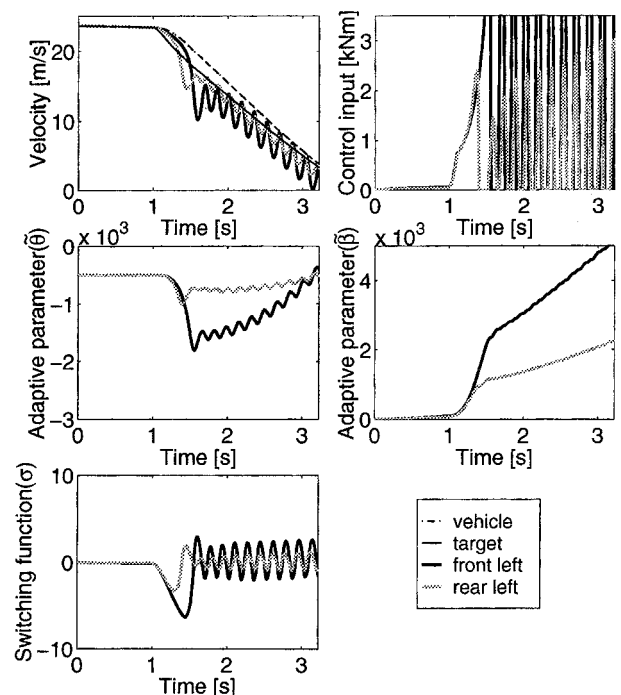


Fig. 8 Adaptive parameters on the system with large delays.

$$\tilde{\theta} = \begin{cases} \Gamma_1 f(x, t) \sigma & t > t_0 + t_\sigma \\ 0 \text{ or } \frac{\tilde{\theta}}{T_\sigma} e^{-(t-t_s)/T_\sigma} & t \leq t_0 + t_\sigma \end{cases} \quad (27)$$

$$\tilde{\beta} = \begin{cases} \Gamma_2 \|\sigma\| & t > t_0 + t_\sigma \\ 0 \text{ or } \frac{\tilde{\beta}}{T_\sigma} e^{-(t-t_s)/T_\sigma} & t \leq t_0 + t_\sigma \end{cases} \quad (28)$$

式(27)と(28)において、 T_σ は適応パラメータを減少させるときの時定数、 t_σ は適応を停止する時間、 t_0 は σ が最後に0をよぎった時刻、 t_s は適応ロジックを停止した時刻である。

Fig. 9は上記の修正適応ロジックによる制御結果である。適応パラメータも発散すること無く、制御結果も良好である。

ただし、提案した修正ロジックは理論的には安定性が保証されない為、路面変化などパラメータ変化時に速やかに適応を開始する為に、 t_σ や T_σ の値は大きく取り過ぎないように注意して選ぶ必要がある。

4.3 走行試験結果

提案した修正適応スライディングモード制御を用いて3.3節と同様の実車実験を行った。その結

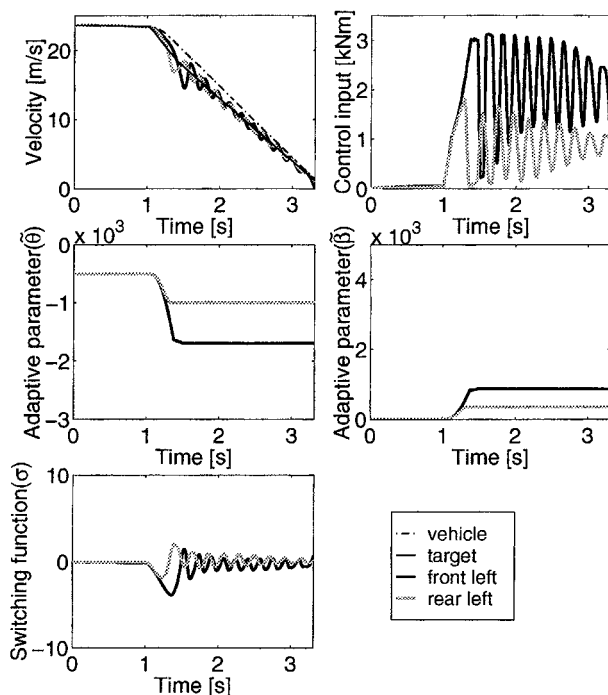
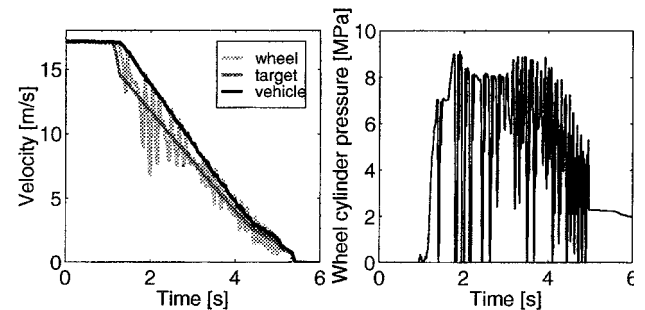


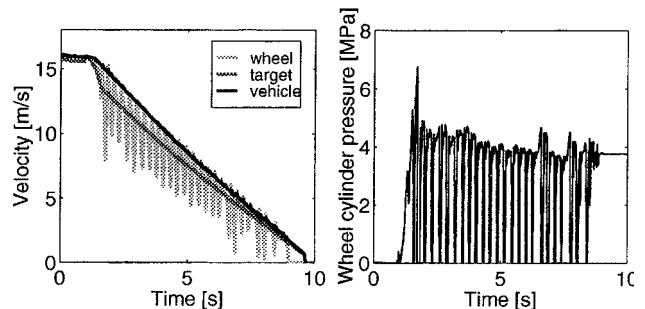
Fig. 9 Simulation results by modified adaptive method.

果をFig. 10に示す。Fig. 3, 4, 10の比較によって、以下のような結果が分かる。

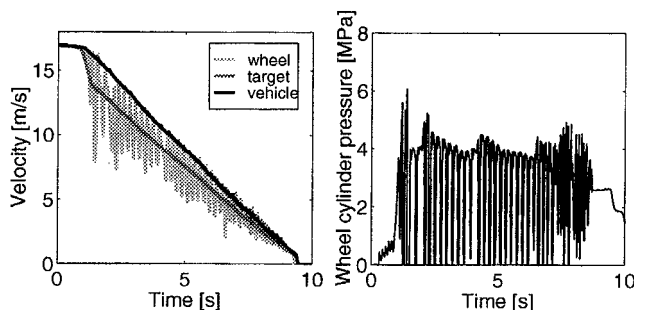
ドライアスファルトにおける修正適応スライディングモードコントローラによる応答 (Fig. 10(a)) は、固定ゲインである基本的なスライディングモ



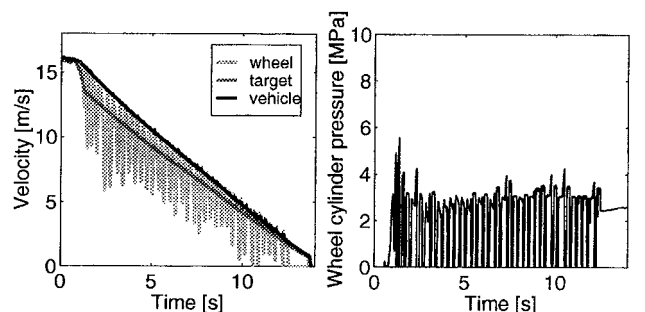
(a) dry asphalt



(b) wet concrete



(c) packed snow



(d) skid

Fig. 10 Experimental results of the modified adaptive method on various road surfaces.

ードコントローラの応答 (Fig. 3) に比べて若干振動的であるが、これは、固定ゲインスライディングコントローラがその路面でチューニングされたものである為で、適応ロジックを用いると、ベストチューニングに比べれば制御性能は若干劣る。

しかしながら、他の路面では明らかに適応スライディングモード制御の方が、車輪速の振動が小さい。また、コントローラゲインである適応パラメータは各種路面に応じて、ドライアスファルトでは大きく、より滑りやすい路面では小さい値に修正されており (Fig. 11)、適応ロジックが適切に機能していることが分かる。

また、式(21),(22)から分かるように、 $\tilde{\theta}$ は $F_{x\max}$ に対応しており、この値から路面の状態が観測できる。

5. まとめ

以上、スライディングモード制御をブレーキのスリップ率制御に適用した。結果について以下にまとめる。

- ・第1に、基本的なスライディングモードコントローラを設計し、実車実験で評価した。その結果、固定ゲインコントローラでは、路面状態変化に対して十分なロバスト性が得られないことがわかった。
- ・ロバスト性の欠如を修正する為に、適応ゲインスライディングモードコントローラを提案した。提案したコントローラを用いて実車実験を行った結果、路面条件の異なるいくつかの実験でロバスト性の向上を確認した。

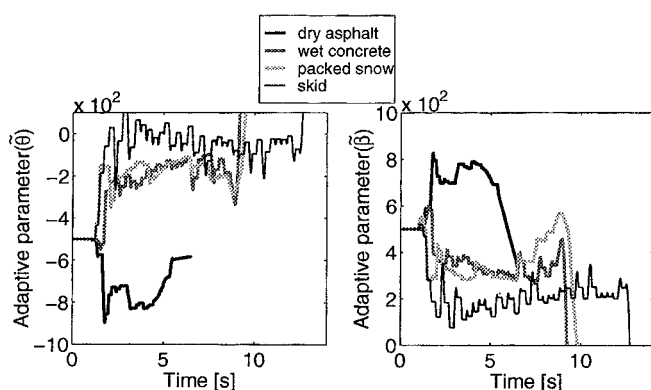


Fig. 11 Adaptive parameters on various road surfaces.

- ・今後の課題としては、センサやアクチュエータの遅れを直接的に考慮した制御系設計により、システムの振動的な応答をさらに改善することがあげられる。

参考文献

- 1) Inagaki, S., et al. : "Analysis on Vehicle Stability in Critical Cornering Using Phase-Plane Method", AVEC'94, No. 50(1994), Tsukuba
- 2) Koibuchi, K., et al. : "Vehicle Stability Control in Limit Cornering by Active Brake", SAE Tech. Pap. Ser. No. 960487, 1996
- 3) Van Zanten, A. T. : "Control Aspects of the BOSCH-VDC", AVEC'96, (1996), 573 ~ 608, Aachen
- 4) Slotine, J. J. E., et al. : "Adaptive Sliding Controller Synthesis for Nonlinear Systems", Int. J. Cntr., 43-6(1986)
- 5) Yoo, D. S., et al. : "A Variable Structure Control with Simple Adaptation Laws for Upper Bounds on the Norm of the Uncertainties", IEEE Trans. Automat. Control., 37-4(1992)
- 6) Kaminaga, M. : "Vehicle Control Using Intelligent Sliding Surface", AVEC'96, (1996), 745 ~ 762, Aachen
- 7) Kawabe : "A Sliding Mode Controller for Wheel Slip Ratio Control System", Vehicle System Dynamics, 27(1997)
- 8) Drakunov, S., et al. : "ABS Control Using Optimum Search via Sliding Modes", IEEE Trans. Control Syst. Technol., 3-1(1995), March,
- 9) Chin, Y. K., et al. : "Sliding Mode ABS Wheel Slip Control", Proc. Am. Control Conf., Vol. 1(1992)
- 10) Pacejka, H. B. : Proc. 1st Int. Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, Vehicle System Dynamics, 21(1991)

著者紹介



服部義和 Yoshikazu Hattori

生年：1965年。

所属：制御研究室。

分野：車両運動解析，制御。

学会等：計測自動制御学会，システム制御情報学会，自動車技術会会員。



高橋俊道 Toshimichi Takahashi

生年：1953年。

所属：機械力学研究室。

分野：車両運動学，タイヤ力学に関する研究。

学会等：自動車技術会，日本機械学会会員。

1996年FISITA 論文賞。