

# 油圧ABSと協調した回生ブレーキ制御による空転防止効果の改善

正員 坂井 真一郎 (東京大学)

正員 堀 洋一 (東京大学)

Regenerative braking control cooperating with hydraulic ABS to improve the anti skid effect

Shin-ichiro Sakai, Member, Yoichi Hori, Member (The University of Tokyo)

Regenerative braking controller cooperating with hydraulic ABS(Anti-lock Braking System) is proposed for electric vehicles (EVs). Usual regenerative braking system consists both electric braking and hydraulic braking. Proposed method is a feedback control of motor torque to change the wheel's dynamics during the wheel lock or wheel skidding. If wheel is adhesive, this controller do nothing. Regenerative braking torque is equal to the reference value. On the contrary, for skidding wheel, this feedback controller changes the transfer function from hydraulic braking torque to the wheel velocity. The wheel seems to have "heavy" inertia equivalently. This improves the short-time dynamics of ABS, suppressing the slip ratio oscillation. It causes 20% shorter braking distance in the simulation results. Thus proposed method can contribute to enhance the safety of pure EVs, parallel & series hybrid EVs and fuel cell EVs.

キーワード : 電気自動車, ハイブリッド自動車, アンチロックブレーキ, 回生ブレーキ, 車両運動性能

## 1. はじめに

電気自動車 (EV) は商品化の段階を迎えつつある。特に“プリウス”のようなハイブリッド自動車 (HEV) は既に相当の台数が市場に出ている。燃料電池車 (FCEV) も依然注目と期待を集めており、各メーカーが激しい開発競争を繰り広げている。

これら広義の意味での EV は全て駆動系にモータを有する車両である。そこにはモータ制御をベースとしたモーションコントロール技術を適用する大きな可能性がある。モータの高速トルク応答性や出力トルク値把握の容易さなどを活用できれば、制御により車両走行の安全性を高めることが可能である。逆に制御によってタイヤへの安全性能要求を緩和することで、走行抵抗の小さいタイヤなどを開発・適用できる可能性もある。このような背景から我々は、電気自動車における新しい車両運動制御に関して、様々な角度から基礎的な実験・検討を行ってきた<sup>(1)</sup>。これら基礎的な議論を基に、ハイブリッド自動車などへの適用も視野に入れたより応用的な検討をここでを行い、その結果を例示しておくことは、産業界に対して一層の貢献となるだろう。

本論文では回生ブレーキシステムにおける空転防止制御系を取り上げて議論を行う。モータによる制動である回生ブレーキは、純電池式 EV (PEV) や HEV の別なく広く用いられているが、これは油圧ブレーキと組み合わされることが常である。制動用アクチュエータとしてはモータ単体ではトルクが不足していること、蓄電池の状態によっては回生効果が得られないことなどが原因である。特にモータ容量の小さいパラレル HEV では、この傾向が顕著である。このような車両での空転防止制御には、油圧ブレーキの制御による通常の ABS(Anti-lock Braking System) が用いられている。モータトルクを空転防止を目的として制御することは全く考慮されていない。

そこで本論文では、回生ブレーキの制御を行って油圧ブレーキトルクから車輪への伝達特性を調整し、これによって ABS の性能を補強改善する手法を提案する。モータ制御による車両運動制御としては、油圧ブレーキ ABS との協調を考慮する必要がある点で応用的である。

## 2. 回生ブレーキ制御系の設計

2.1 油圧ブレーキと ABS 制御アルゴリズム 初めに油圧ブレーキにおける ABS に関して簡単に述べておく。油圧ブレーキにおいては、ホイールブレーキシリンダ部で油圧をブレーキパッドに与え、これによりホイールの制動を行っている。通常走行時には、ドライバーの入力したブレーキペダル踏力が倍力装置によって増幅され、高圧源となって油圧を駆動している (図 1)。

この時発生する制動力が路面の能力に対して過剰であると、いわゆるタイヤロックが発生してタイヤが空転滑走状態に陥る。スリップ率  $\lambda$  は、制動時には

$$\lambda \stackrel{\text{def}}{=} \frac{V_w - V}{V} \quad (1)$$

の様に定義される変数である。タイヤ空転が発生してスリップ率の大きさが増加すると、タイヤにおける横力の発生が失われ、2次元の車両運動が不安定化する。前後方向の挙動を考えると、大空転に伴い発生する制動力が低下して制動距離が長くなってしまふ。これらの理由からタイヤの空転は防止する必要がある、この目的で ABS が開発され実用化されている。

タイヤに空転が発生して ABS が動作すると、ABS コントローラがソレノイドバルブへの通電を on/off して油圧回路の切り替えを行い、ホイールブレーキシリンダを高圧源や低圧源と接続してブレーキシリンダへの入力油圧増減を調整する。これによってタイヤの空転が防止される。ソレノイドバルブの数や油圧回

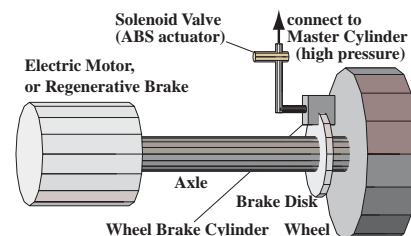


Fig. 1. Hydraulic and Regenerative Brake.

路の構成は、各メーカーやシステムによって様々である。ABS 制御アルゴリズムについても各メーカーのノウハウ的な要素が大きく、その詳細は一般にはあまり発表されていないが、最も基本的には (1) タイヤの空転を検出し、(2) それに応じて油圧入力力の on/off を切り替える、というものとなっている。

2.2 回生ブレーキの制御目的 一方、回生ブレーキはエネルギー回収を目的として適用されていて、今のところ ABS のような空転防止制御には用いられていない。図 2 に、通常の回生ブレーキシステムのブロック図を示す。回生ブレーキトルクの大きさは回生効率などを考慮して上位コントローラに決定されて、フィードフォワード的に与えられる。

本論文では、ABS が動作する空転滑走時に回生ブレーキの積極的なフィードバック制御を行い、制動距離の短縮など ABS 性能の改善を行う手法を提案する。この制御系の目的は、(1) 通常制動時には上位から指示される回生ブレーキトルク値を発生し、(2) 空転滑走時には ABS 性能を改善するようにブレーキトルクを調整する、というものである。本論文ではこれをモータのマイナーループ的なフィードバック補償によって実現することを試みる。このような意図から、通常制動時と空転滑走時で制御器を切り替えるようなことはせず、常にある単一の補償器を適用することとする。

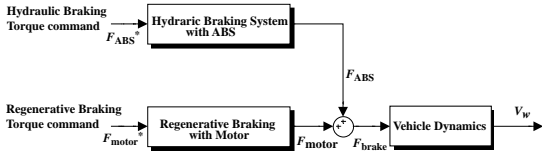


Fig. 2. Conventional Regenerative Braking with hydraulic ABS.

2.3 車両の空転粘着モデル ここで制御系設計の為に定式化を行う。制動時の車両挙動は、最も簡単には図 3 のような一輪モデルで扱うことができる。

その運動は、車体と車輪に関する運動方程式

$$M \frac{dV}{dt} = F_d(\lambda) - F_a - F_r \quad (2)$$

$$M_w \frac{dV_w}{dt} = F_m - F_d(\lambda) - F_r \quad (3)$$

によって記述できる。但し  $M, V$  は車体重量と車体速度。また  $M_w, V_w, F_m$  はそれぞれ、車輪イナーシャ  $J_r$  の質量換算値、車輪回転速度  $\omega$  の速度換算値、モータトルク  $T_m$  の力換算値である。 $F_a, F_r$  は空気抵抗と走行抵抗である。

$$M_w \stackrel{\text{def}}{=} \frac{J_r}{r^2}, \quad V_w \stackrel{\text{def}}{=} \omega r, \quad F_m \stackrel{\text{def}}{=} \frac{T_m}{r} \quad (4)$$

ここで、 $F_d(\lambda)$  は路面とタイヤの間に作用する制動・駆動力である。これは最も簡単にはスリップ率  $\lambda$  の非線形関数と考えることができる<sup>†</sup>。その依存性の一例を図 4 に示す。図では制駆動力  $F_d$  をタイヤにおける垂直荷重力  $N$  で規格化した値  $\mu$ ,

$$\mu = \frac{F_d}{N} \quad (5)$$

を示している。この  $\mu - \lambda$  曲線の形状やそのピーク値  $\mu_{\text{peak}}$  は、路面状況によって様々である。

このような非線形関数を含む方程式は制御系設計のためにはやや複雑である。そこで、本論文では空転と粘着を単に車輪慣性の変動として扱うことにする。ブレーキトルク  $F_{\text{brake}}$  から車輪速度  $V_w$  までの伝達をプラント  $P(s)$  とすると、

$$P(s) = \begin{cases} P_{\text{adh}}(s) = \frac{1}{(M+M_w)s} & : \text{粘着時} \\ P_{\text{skid}}(s) = \frac{1}{M_w s} & : \text{空転滑走時} \end{cases} \quad (6)$$

と近似することができる。このようなモデリングは、式 (4) と  $F_d(\lambda)$  に対する摂動モデルから得られるものである<sup>(1)</sup>。

<sup>†</sup>最近ではスリップ速度  $V_s = V_w - V$  の関数と扱う例も多く見られる

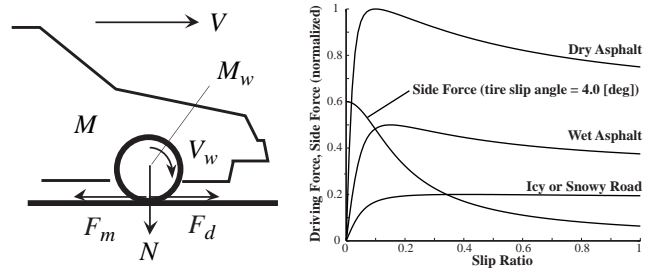


Fig. 3. One wheel model.

Fig. 4.  $\mu - \lambda$  curve.

## 2.4 回生ブレーキ制御系の定式化

2.4.1 フィードバック補償器の設計 式 (6) のような簡単なプラントモデルを基に、ここで制御器の設計を行う。図 1 にあるように、回生ブレーキトルク (モータトルク)  $F_{\text{motor}}$  と油圧ブレーキトルク  $F_{\text{ABS}}$  とは物理的に異なる場所に入力されており、モータ制御系として眺めてみれば、油圧ブレーキトルク  $F_{\text{ABS}}$  は一種の外乱トルクとして扱うことができる。そこで、フィードバック補償器によってこの外乱トルクに対する伝達特性を調整することを考える。

提案する制御系は図 5 の様なものである。油圧ブレーキトルク  $F_{\text{ABS}}$ 、回生ブレーキトルク指令値  $F_{\text{motor}}^*$  から車輪速度  $V_w$  までの伝達関数はそれぞれ、以下ようになる。

$$V_w = \frac{1}{1+P(s)Q(s)} P(s) F_{\text{ABS}} + \frac{1+P_n(s)Q(s)}{1+P(s)Q(s)} P(s) F_{\text{motor}}^* \\ = H(s) P(s) F_{\text{ABS}} + G(s) P(s) F_{\text{motor}}^* \quad (7)$$

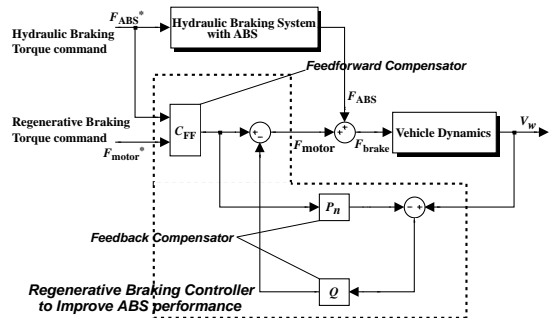


Fig. 5. Block diagram of proposed controller.

空転の発生により車輪のダイナミクスは式 (6) のように  $P_{\text{adh}}(s)$  から  $P_{\text{skid}}(s)$  へと変動する。ここではこれを防止するべく、空転発生時にこの変動を補償し、“あたかもタイヤが重いように見える制御”を行うことを考える。つまり空転発生時に  $H(s) = P_{\text{adh}}/P_{\text{skid}} = M_w/M + M_w$  となればよい。このためには式 (7) から、空転時に  $1+P(s)Q(s) = 1+M/M_w$  となればよい。従って式 (6) より、

$$Q(s) = P_{\text{skid}}(s)^{-1} \frac{M}{M_w} = Ms. \quad (8)$$

もちろんこれは実装できないので、高周波での性能を犠牲にして

$$Q(s) = Ms \frac{1}{\tau s + 1} \quad (9)$$

とする。

このような  $Q(s)$  を適用した場合、空転が発生していない通常制動時の伝達は、 $P(s) = P_{\text{adh}}(s)$  より

$$H(s) = \frac{\tau s + 1}{\tau s + 1 + \frac{M}{M+M_w}} \quad (10)$$

となる。

次に回生ブレーキトルク指令値  $F_{motor}^*$  に対する応答を考える。ここでは通常制動時に  $G(s) = 1$  となるように設計するが、これは単に

$$P_n(s) = P_{adh}(s) = \frac{1}{(M + M_w)s} \quad (11)$$

としておくことで実現できる。

図6に、設計された  $Q(s), P_n(s)$  を適用した場合の  $F_{ABS}, F_{motor}^*$  から実際にタイヤに入力されるブレーキ力  $F_{brake}$  への伝達関数を示す。空転滑走時に伝達が低下するような特性となっていることが理解される。図6には、車輪速度までの伝達関数を示す。空転が発生した時に車輪慣性が重い様に見える制御となっていることが分かる。

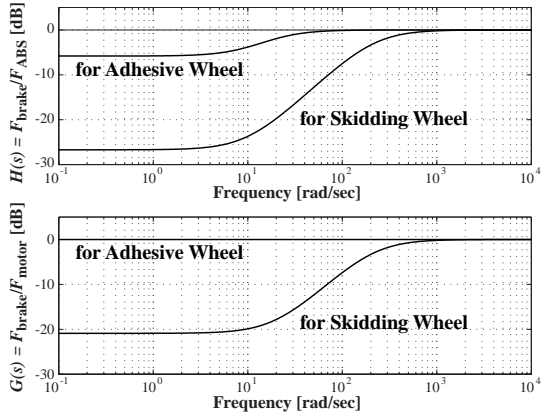


Fig. 6. Bode diagram of  $H(s), G(s)$ .

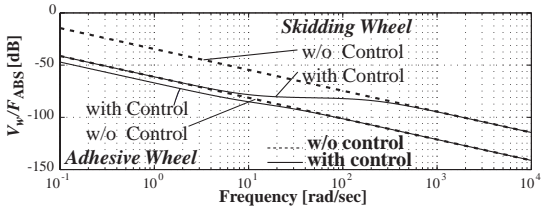


Fig. 7. Bode diagram of  $H(s)P(s)$ .

2.4.2 フィードフォワード補償器の設計 ここで設計したフィードバック補償器に残された問題は、式(10)にある。これは通常制動時の油圧ブレーキトルクから最終ブレーキトルクまでの伝達関数であるので、 $H_{adh}(s)$  と表記する。従って  $H_{adh}(s) = 1$  であれば、通常制動時に油圧ブレーキトルクがそのままタイヤに与えられることになり、望ましい。しかし  $H_{adh}(s)$  は低周波領域で

$$H(0)_{adh} = \frac{M + M_w}{2M + M_w} \quad (12)$$

のようにおおよそ  $1/2$  というゲインを持っている。これは例えば、 $F_{ABS} = -4000$  [N] の油圧ブレーキトルクと  $F_{motor}^* = 0$  [N] という回生ブレーキトルク指令値を与えたときに、実際にはモータが約 2000[N] のトルクを発生してしまい、最終ブレーキ力が約 -2000[N] になってしまうことを意味している。これは望ましくない。

そこでこの  $H_{adh}(0)$  をフィードフォワード補償器  $C_{FF}(s)$  によって補償することを考える。 $C_{FF}(s)$  への入力には油圧ブレーキトルク指令値  $F_{ABS}^*$  を用いる<sup>†</sup> (図5)。

このフィードフォワード補償器  $C_{FF}(s)$  は従って単に、

$$C_{FF}(s) = 1 - H_{adh}(0) = \frac{M}{2M + M_w} \quad (13)$$

<sup>†</sup>実際の油圧ブレーキトルク値を検出しているのではない。油圧ブレーキトルク発生時の誤差の影響は、後のシミュレーションで検討。

とすればよい。

以上のように設計された制御系により、粘着制動時には上位系に指示された通りの回生ブレーキトルクを発生し、空転時には“あたかも車輪が重いように見える”制御が行われることになる。このようなフィードバック制御単体の有効性については、すでに実験的な確認も行われている<sup>(2)(1)</sup>。

### 3. シミュレーションによる提案手法の検討

ここで提案手法の有効性の検討をシミュレーションにより行う。シミュレーションは2.3節で示した一輪モデルにより行った。妥当なタイヤモデルを用いることが重要であるが、ここでは最も一般的な Magic Formula を用いている<sup>(3)</sup>。路面の状態は  $\mu - \lambda$  曲線の最大値  $\mu_{peak}$  によって指定している。

また、ABSの制御アルゴリズムであるが、ここでは最も簡単にスリップ率指令値と実際のスリップ率偏差に応じた、bang-bang 制御を行うとしている。車体速度推定の必要性や実際のABSアルゴリズム<sup>(4)</sup> などから、この空転検出には一定のむだ時間  $\tau_{Ds}$  が存在するとした。また油圧ブレーキトルクの制御にも、あるむだ時間  $\tau_{DABS}$  と遅れ時間  $\tau_{ABS}$  があるとしている<sup>(5)</sup>。

回生ブレーキは、特にハイブリッド自動車においては十分な大きな制動トルクは発生できないことが多い。そのためシミュレーションでも回生ブレーキトルクに上限値を設定している。モータトルク応答にもわずかな一次遅れ要素  $\tau_{motor}$  を持たせている。シミュレーションにおける主なパラメータを表1に示す。

|             |                  |          |
|-------------|------------------|----------|
| 車重          | $M$              | 1100[kg] |
| 車輪慣性モーメント   | $M_w$            | 53.3[kg] |
| 車輪半径        | $r$              | 0.26[m]  |
| 空転検出むだ時間    | $\tau_{Ds}$      | 50[ms]   |
| 油圧制御むだ時間    | $\tau_{DABS}$    | 20[ms]   |
| 油圧制御一次遅れ    | $\tau_{ABS}$     | 50[ms]   |
| 最大油圧ブレーキトルク | Max. $F_{ABS}$   | 4000[N]  |
| 最大回生ブレーキトルク | Max. $F_{motor}$ | 2000[N]  |
| モータトルク一次遅れ  | $\tau_{motor}$   | 1[ms]    |

Table 1. Parameters in the simulations.

3.1 滑りにくい路面上での動作 初めに滑りにくい路面上でのシミュレーション結果を示す ( $\mu_{peak} = 1.0$ )。タイヤ空転は発生しない(最下段図)。左列は  $F_{motor}^* = 0^*$  の場合であるが、この時確かに回生ブレーキはトルクを生じていない。一方  $F_{motor}^* = -1500$  [N]<sup>\*</sup> の場合(右列)には、フィードフォワード補償器  $C_{FF}(s)$  の働きによってきちんと指令された通りの回生ブレーキトルクをモータで生じている。もちろん上位の分配器が油圧ブレーキトルク指令値を配分するので、最終ブレーキトルク  $F_{brake}$  は左列と変わらない(2段目図)。

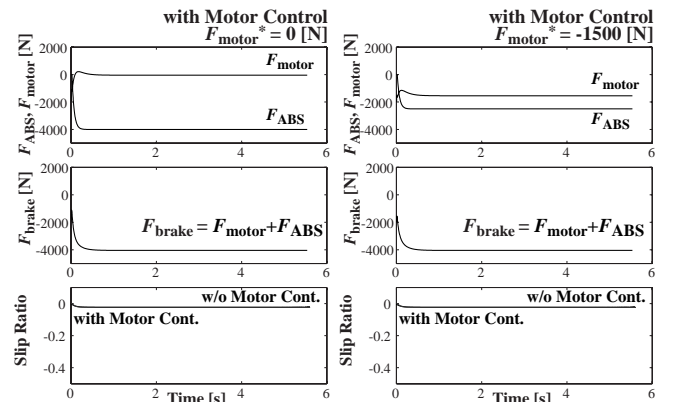


Fig. 8. Simulation results with adhesive road.

3.2 滑りやすい路面上での動作 次に滑りやすい路面上での結果を示す ( $\mu_{\text{peak}} = 0.5$ )。前節と同値のブレーキトルクはこの時過剰となり、タイヤ空転が発生する。図9は  $F_{\text{motor}}^* = 0$  [N] の場合の結果である。左列は提案手法なし (ABSのみ) の場合、右列が提案手法を適用した場合である。空転が発生するとABSが動作し、スリップ率をある値 (ここでは  $\lambda^* = -0.1$ ) に保つように、油圧ブレーキトルクを空転状態に応じて高速に増減する (1段目)。しかしここには、空転検出の遅れや油圧系の遅れなどが存在し、これにより車輪速度あるいはスリップ率が振動的になる。一方提案手法を適用した場合には、このような車輪速度の急激な変動は抑圧される。車輪慣性が粘着時程度に“重く”なるように、フィードバック制御系が働くためである。指令されている  $F_{\text{motor}}^* = 0$  [N] が実現されるわけではないが、空転発生時であるので回生効率より安全な制動の方が重要であろう。スリップ率の振動が抑えられる結果、制動力が確保され、これにより制動距離が短縮される。制動距離短縮の効果は、このシミュレーションでは2割程度であった。図10は、同様のシミュレーションを  $F_{\text{motor}}^* = -1500$  [N] の場合に行ったものである。同様に2割程度の制動距離短縮の効果を得られている。

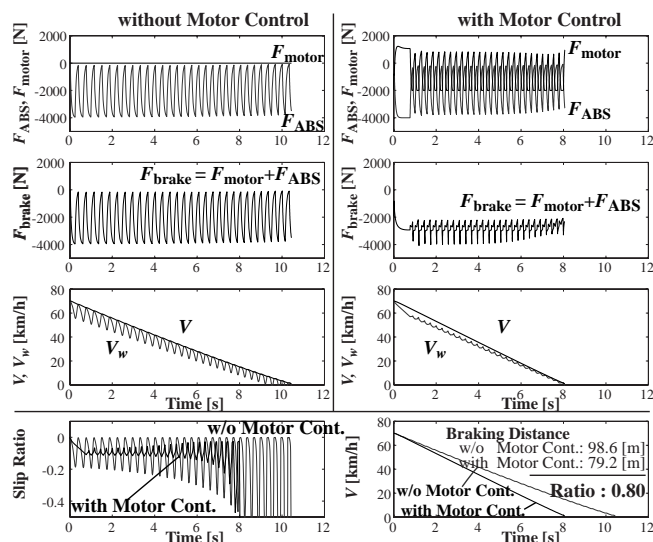


Fig. 9. Simulation results with slippery road. ( $F_{\text{motor}}^* = 0$  [N])

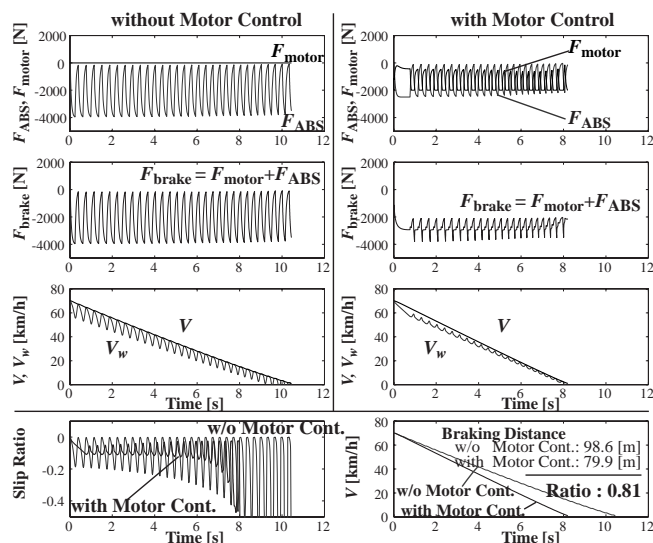


Fig. 10. Simulation results with slippery road. ( $F_{\text{motor}}^* = -1500$  [N])

3.3 ブレーキトルク値にオフセットがあった場合 油圧系統において最終的にトルクをホイールに与えるのはブレーキパッドである。このパッド表面の状態などによって、発生するトルクにはある不確かさが生じてしまう。その影響をここで示しておく。影響があるのはフィードフォワード制御器  $C_{\text{FF}}$  の動作のみであるので、 $C_{\text{FF}}$  で用いている油圧ブレーキトルク指令値の1.25倍のトルクが実際には車輪に与えられたとして、シミュレーションを行った。その結果を図11に示す。空転が発生しておらず、フィードフォワード補償で回生ブレーキトルクが決まる場合には (左列) この誤差の影響が顕著に現れる。指令された通りの回生ブレーキトルク  $F_{\text{motor}}^* = -1500$  [N] はこのため実現されない。一方空転が発生した場合には、回生ブレーキトルクを制御する主体はフィードバック補償器であるので、このような油圧ブレーキトルク値の誤差はほとんど影響しない。制動距離短縮の効果を見ても、図10の結果とほとんど変わらない。このような結果から、油圧ブレーキトルク値の不確かさの影響は、粘着状態にある通常制動時の回生効率のみに影響し、ABS性能改善の効果にはほとんど影響しないことが理解される。

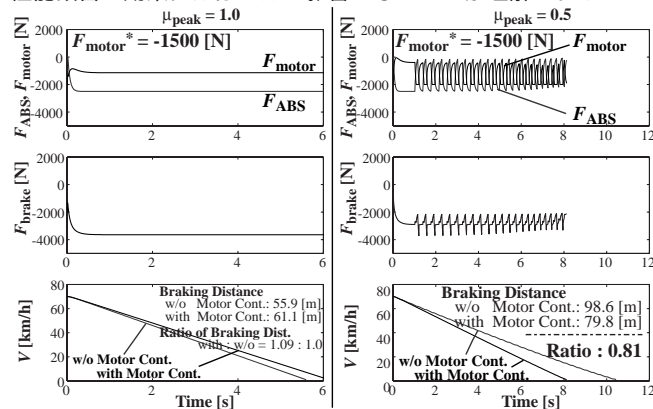


Fig. 11. Simulation results with offset-error in hydraulic braking torque generation.

#### 4. 結論

HEV, PEV などほとんどのEVには回生ブレーキが油圧ブレーキと共に用いられている。本論文ではモータの高速トルク応答性を活かした回生ブレーキのフィードバック制御系を構築し、油圧ABS性能の改善を行う制御手法を提案した。見かけの車輪慣性を重くできるため、ABSのむだ時間や遅れ時間における車輪ダイナミクスを改善でき、これによりスリップ率振動が抑圧され制動距離短縮などの効果が得られる。その効果は本論文でのシミュレーションでは2割程度であった。提案手法は車輪速度のみをフィードバック信号に用いており、ABSに関する情報やスリップ率などを用いていない点でも実用的である。今後はABSのパラメータに対する改善効果の依存性や、実験的検討などを行う必要がある。

#### 文献

- (1) 坂井真一郎. 東京大学博士論文 [online]: 電気自動車の新しい車両運動制御に関する研究. <http://www.hori.t.u-tokyo.ac.jp/997/sakai/Research/download.html>, 1999.
- (2) 鶴岡慶雅, 豊田靖, 堀洋一. 電気自動車のトラクションコントロールに関する基礎研究. 電気学会論文誌D, Vol. 118-D, No. 1, pp. 45-50, 1998.
- (3) H. B. Pecejka and E. Bakker. The Magic Formula tyre model. In *Proc. 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis*, Delft, Netherlands, 1991.
- (4) 松田俊郎. ABSの最新実用知識. 自動車工学, Vol. 11, pp. 30-67, 1990.
- (5) T. Tabe, N. Ohka, H. Kuraoka, and M. Ohba. Automotive antiskid system using modern control theory. In *Proc. IEEE IECON'85*, pp. 390-395, San Francisco, USA, 1985.