

最大すべり摩擦力に基づいたアンチロックブレーキシステム

– 加速度センサを用いた最適スリップ率の推定 –

Anti-lock Brake System based on The Maximum Sliding Frictional Force

– Estimation of the Optimal Slip Ratio by Using an Accelerometer –

青 木 立¹⁾ 中 村 裕 太²⁾

Tatsu AOKI¹⁾ Yuta NAKAMURA²⁾

Abstract:The conventional ABS controls the slip ratio so that the sliding coefficient of friction or the braking effort becomes the maximum. However, the slip ratio from which a coefficient of sliding friction becomes the maximum changes with road surface condition. Thus, when the relation between the coefficient of friction and the slip ratio which is measured beforehand is used, the slip ratio given as a controller reference is not necessarily the optimal. In this paper, ABS based on the optimal slip ratio estimated by using the accelerometer is proposed so that the negative acceleration of vehicles becomes the maximum. Simulation results show that the stopping time and distance of the proposed ABS become shorter than those of the conventional ABS in the cases of four kinds of controllers, namely, P, PD, PI, PID controllers. Though there is no large difference between these four controllers on stopping time and distance, velocity change of vehicles is abrupt in the cases of P and PD controllers. Thus, PI or PID controller is suitable for implementation from a passenger's safety.

Keywords: Antilock Braking System(ABS), Slip ratio, PID control, Quarter car model

1. はじめに

近年、自動車の安全走行の需要が高まっており、多様な安全装置の開発が行われている。安全装置の一つであるアンチロックブレーキシステム (Antilock Brake System, ABS) は、急ブレーキ時にブレーキの制動力を自動的に調整して車両の操舵性や安定性を確保するシステムである。近年、国土交通省によりトレーラ、トラック、バスに ABS を装備することが義務付けられ、さらに、2018 年からは二輪自動車への装備が義務付けられ、多くの車両に搭載されている [1]。

ABS において重要な路面情報はスリップ率である。スリップ率は、車体速度と車輪の外周速度の差を車体速度で除すことにより正規化した指標である。スリップ率が 0 の場合は、車輪が路面を滑ることなく転がっている状態で、スリップ率が 1 の場合は、車輪がロックされた状態で路面を滑っている状態である。そこで、ABS では急ブレーキ時に車体速度に対する車輪速度を制御することで車輪のロックを防ぎ、安定性を確保する。従来提案されている ABS 手法では、最大すべり摩擦時のスリップ率を目標値として、それを実現するために PID 制御、ロバスト制御、最適制御、適応制御、ファジィ制御などが応用されてきた [2][3]。最も簡単な ABS は、PID 制御に基づいてスリップ率を一定値に保つ制御手法であり、その有効性が示されている [4][5][6]。

ところで、すべり摩擦係数は、スリップ率に関する非線形な関数になる、すべり摩擦係数が最大になるときのスリップ

率は、一般に、0.2 程度の値になる。しかし、スリップ率とすべり摩擦係数の関係は、実際の路面状況、すなわち、車輪と路面間のすべり摩擦特性に強く依存するため、時々刻々と変化する路面状況下では、最大すべり摩擦係数を実現するスリップ率は変化する。このため、すべり摩擦係数をリアルタイムで推定する必要がある。しかし、従来のすべり摩擦係数を推定する手法では、センサを内蔵した特殊なタイヤや 4 輪の他に測定用の車輪を装備した専用車両が必要になり、データの取得や解析に多大な時間と費用を費やした [7][8][9]。さらに、従来の推定手法では取得したデータからオフライン作業ですべり摩擦係数を推定したため、推定値が時々刻々と変化する路面状況を必ずしも反映していない。そこで、急ブレーキ時に、車体に搭載した加速度センサにより逐次変化する車体の加速度を計測し、進行方向と逆方向の加速度が最大になるときのスリップ率を随時求め、そのスリップ率を実現するようにブレーキを制御する ABS を提案した [10]。この手法ではすべり摩擦係数が常に最大値近傍になるため、制動距離が従来手法より短縮でき、車体の操舵性も向上する。MATLAB/Simulink を用いたシミュレーションの結果、PID コントローラを用いた場合、従来の ABS と比べ、車体が短時間に停止し、停止距離も短くなることがわかった。

本研究では、著者が提案した上記 ABS について、PID コントローラだけではなく、P コントローラ、PD コントローラ、PI コントローラを使用した場合の有効性の検証を行う。さらに、シミュレーション結果から提案手法に有効なコントローラの選定を行う。

1) 東京都立産業技術高等専門学校 ものづくり工学科 電気電子工学コース

2) 東京都立産業技術高等専門学校 創造工学専攻 電気電子工学コース 在学

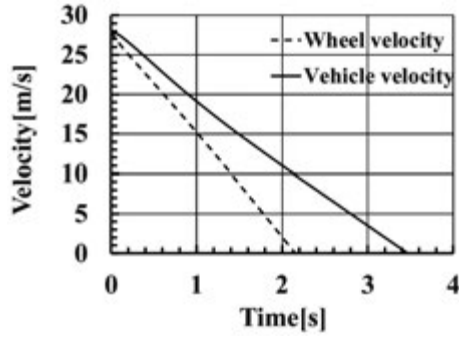


Fig. 1 Vehicle and wheel velocity after sudden brake

2. ABS の概要

走行車両における急ブレーキでは、ブレーキによる車輪の回転制動トルクが路面と車輪の摩擦力より大きくなる。その結果、車輪の回転が静止、すなわちロックと呼ばれる状態になり車体は静止せずに運動を続ける。このロック状態では、車両の操舵性や安定性が失われるため、事故に繋がる危険性がある。ABS が搭載されていない車両が時速約 100 km/h で走行している時、急ブレーキ後の車両と車輪の速度を図 1 に示す。実線が車両速度、破線が車輪速度である。図 1 に示すように先に車輪の回転が停止し、約 1.4 s 後に車両が停止している。この 1.4 s 間では車両の操舵性と安定性が失われ、非常に危険な状態になる。そこで、ブレーキの制動力を自動的に調整して車輪のロックを未然に防ぎ、操舵性や安定性を確保する ABS が考案され、現在、国土交通省により ABS の装備が義務化されている。

3. ABS を搭載した車両モデルの導出

ABS を構築するため、制御対象の数式モデルを運動方程式より導出する。図 2 に最も簡単な 1/4 車両モデルを示す。半径 r m、質量 m kg の車輪が水平路面上を回転しながら x の正方向に進行している。車輪にはブレーキによる制動力 u N、路面からの摩擦力 f_x N 及び垂直抗力 f_N N が作用している。また、タイヤの重心位置を x m、回転位置を θ rad とする。車輪の重心に関する並進速度 \dot{x} m/s と車輪の接地速度 $r\dot{\theta}$ m/s が異なる場合は、タイヤは路面に対して滑っている状態となる。この状態を定量的に捉えるため、式 (1) に示すスリップ率 λ を定義する。

$$\lambda = \frac{\dot{x} - r\dot{\theta}}{\dot{x}} \quad (1)$$

次に、図 2 に示す 1/4 車両モデルにおいて等速運動中に急ブレーキをかけた時の運動を考える。この時、タイヤの水平方向には路面からの動摩擦力 f_x N、回転方向にはブレーキによる制動トルク u N が作用する。なお、図 2 から u は負の値になる。動摩擦力 f_x はすべり摩擦係数 μ と垂直抗力 $f_N = mg$ から次式で与えられる。

$$f_x = -\mu mg \quad (2)$$

ここで、 g は重力加速度とする。車両及び車輪に関する運動方程式を式 (3) 及び式 (4) に示す。

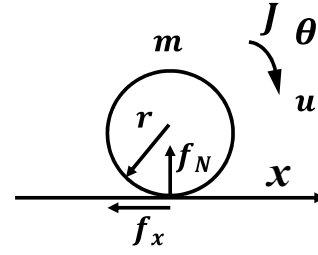


Fig. 2 Quarter car model

$$m\ddot{x} = -\mu mg \quad (3)$$

$$J\ddot{\theta} = u + r\mu mg \quad (4)$$

式 (3) 及び式 (4) を \ddot{x} 及び $\ddot{\theta}$ について表すと

$$\ddot{x} = -\mu g \quad (5)$$

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{J}(u + r\mu mg) \quad (6)$$

となる。ここで、制動時におけるすべり摩擦係数 μ はスリップ率 λ により変化することを考慮すると式 (5) 及び式 (6) は以下のように表現される。

$$\ddot{x} = -\mu(\lambda)g \quad (7)$$

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{J}(u + r\mu(\lambda)mg) \quad (8)$$

さらに、動摩擦力 f_x 及びブレーキの制動力 u は、車輪の重心速度 \dot{x} 及び回転速度 $\dot{\theta}$ が 0 になると作用しなくなる。このことを考慮すると式 (7) 及び式 (8) は以下ようになる。

$$\ddot{\theta} = \begin{cases} 0 & \dot{\theta} = 0 \wedge \dot{x} = 0 \\ \frac{1}{J}u & \dot{\theta} \neq 0 \wedge \dot{x} = 0 \\ \frac{1}{J}r\mu(\lambda)mg & \dot{\theta} = 0 \wedge \dot{x} \neq 0 \\ \frac{1}{J}(u + r\mu(\lambda)mg) & \dot{\theta} \neq 0 \wedge \dot{x} \neq 0 \end{cases} \quad (9)$$

$$\ddot{x} = \begin{cases} 0 & \dot{x} = 0 \\ -\mu(\lambda)g & \dot{x} \neq 0 \end{cases} \quad (10)$$

式 (9) 及び式 (10) より求めた車輪の重心の加速度 \ddot{x} 及び角加速度 $\ddot{\theta}$ を積分することにより、重心速度 \dot{x} 及び重心まわりの角速度 $\dot{\theta}$ が得られる。

$$\dot{x} = \int \ddot{x} dt \quad (11)$$

$$\dot{\theta} = \int \ddot{\theta} dt \quad (12)$$

得られた速度 \dot{x} 及び角速度 $\dot{\theta}$ に基づいて式 (1) よりスリップ率 λ を求める。次いでスリップ率 λ とすべり摩擦係数 μ の特性曲線から動摩擦係数 $\mu(\lambda)$ を求め、式 (9) 及び式 (10) にフィードバックする。なお、スリップ率 λ とすべり摩擦係数 μ の特性曲線は路面状態により変化するため、実測値に基づいて予め求めておく必要がある。

4. 加速度センサを用いた最適スリップ率の推定 [10]

式 (7) に示す車両の運動方程式から車両の停止距離を短くするためにはすべり摩擦係数 μ を大きくすればよい. そこで図 3 に示す従来手法の ABS では, すべり摩擦係数 μ が最大になるスリップ率 λ を目標値として, その目標値になるようにブレーキの制動力を調節していた. しかし, すべり摩擦係数 μ が最大になるスリップ率 λ は, 路面状態により変化する. このため, 事前に計測したデータから求めたスリップ率とすべり摩擦係数 μ の特性曲線を使用した場合, 最大のすべり摩擦係数 μ が得られる最適スリップ率 λ が設定されているとは限らない.

そこで, 提案手法では, 制動距離をさらに短縮するため, 図 4 に示すように車両の加速度 \ddot{x} を加速度センサにより計測し, その加速度から最適スリップ率 $\hat{\lambda}_{opt}$ を逐次推定し, 得られた値を目標スリップ率 λ_r とする. 図 5 に最適スリップ率 $\hat{\lambda}_{opt}$ を推定する手法を示す. 最初に, 計測した車体の加速度 \ddot{x} は負の値になるのでその絶対値を求める. 次に, 急ブレーキ後から連続して演算により求められている加速度の最大値 $|\ddot{x}_{max}|$ と現在得られた加速度の計測値 $|\ddot{x}_t|$ とを比較する. 加速度の計測値 $|\ddot{x}_t|$ の方が最大値 $|\ddot{x}_{max}|$ より大きい場合, 目標スリップ率 λ_r を最適値 $\hat{\lambda}_{opt}$ に更新する. その結果, 提案手法では, すべり摩擦係数 μ が常に最大値近辺になるようにリアルタイムで制御される.

図 6 に車両の 1/4 モデルと加速度センサを示す. 図 6 において, 1:車輪, 2:ブレーキ, 3:車輪角加速度センサ, 4:ブレーキ圧調整機構, 5:コントロールユニット, 6:車体加速度センサを示す. なお, 車輪の角速度 $\dot{\theta}$ 及び車体速度 \dot{x} は各々の加速度センサから得られた値を積分することにより求める.

5. 最適スリップ率に基づいた ABS の有効性の検証

MATLAB/Simulink を用い, 全て連続時間系としてシミュレーションを実行した. シミュレーションでは, 以下に示す PID コントローラを用いた. 微分項にはカットオフ周波数が ω_c rad/s, DC ゲインが 1 のローパスフィルタが挿入されている.

$$C(s) = k_p + k_I \frac{1}{s} + k_D s \frac{\omega_c}{s + \omega_c} \quad (13)$$

ここで, k_p は比例ゲイン, k_I は積分ゲイン, k_D は微分ゲインとする.

シミュレーションパラメータは, 半径 r を 0.2 m, 質量 m を 15 kg, 最大制動トルク u_{max} は 90 Nm, 目標スリップ率 λ_r の初期値は 0.2 に設定した. また, コントローラの各種ゲインは, $k_p = 3893$, $k_I = 5000$, $k_D = 5.67$, $\omega_c = 55$ rad/s に設定した. P コントローラ, PD コントローラ, PI コントローラ, PID コントローラの 4 種類のコントローラを用いた場合について検証した. 図 7 から図 10 に, 速度 100 km/h で等速直線運動している車両に急ブレーキをかけた時の車輪速度及び車両速度を示す.

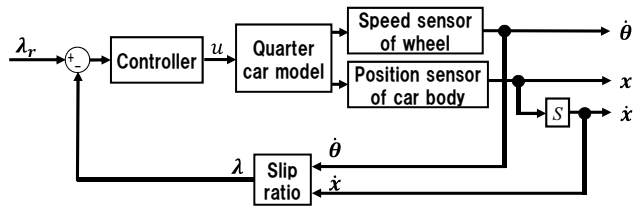


Fig. 3 Conventional ABS

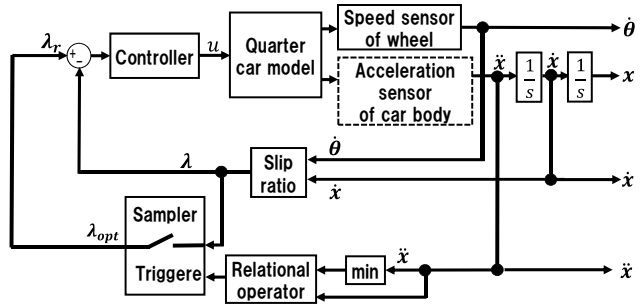


Fig. 4 Proposed ABS

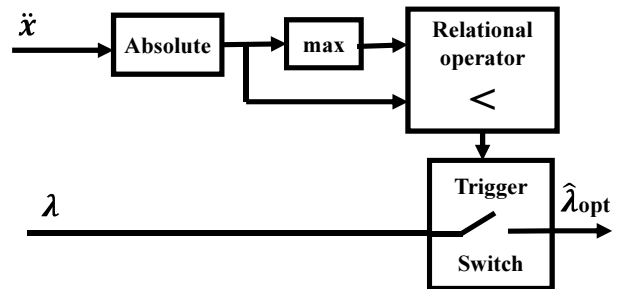


Fig. 5 Estimator of optimal slip coefficient

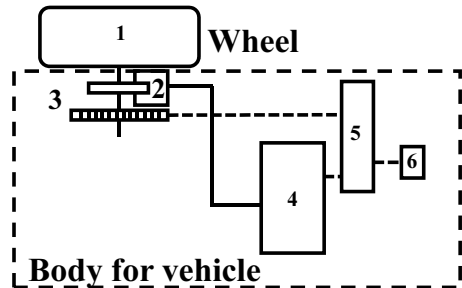
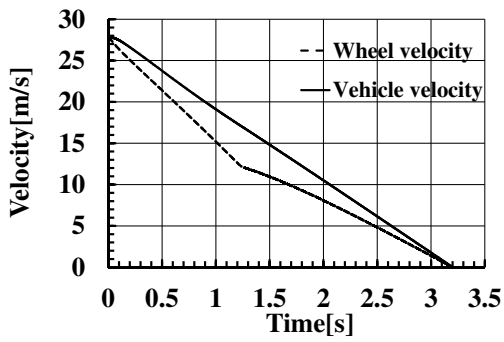
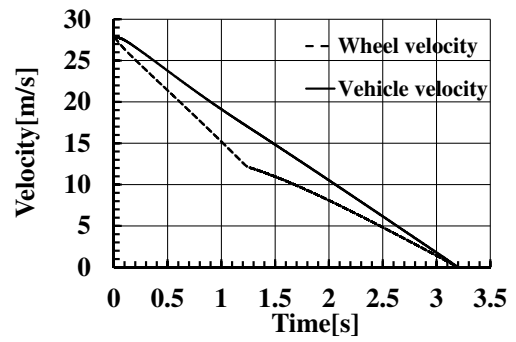


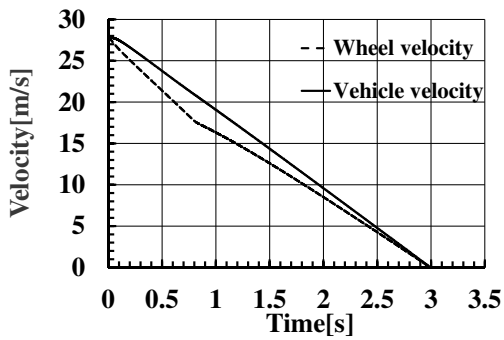
Fig. 6 Quarter car model with an acceleration sensor



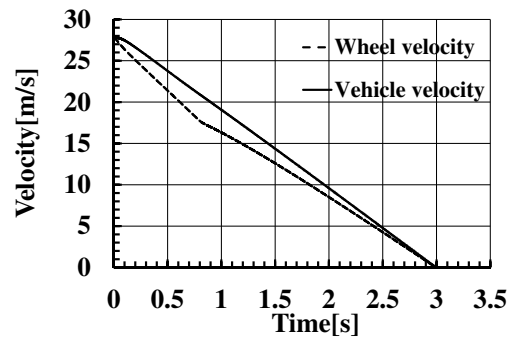
(a) Conventional ABS



(a) Conventional ABS



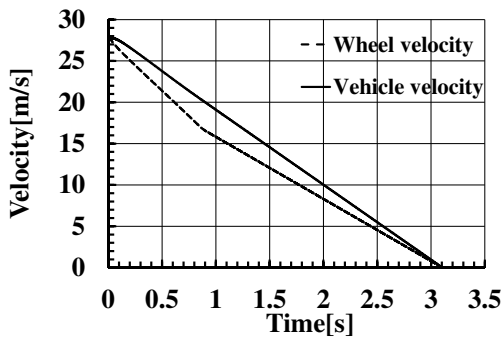
(b) Proposed ABS



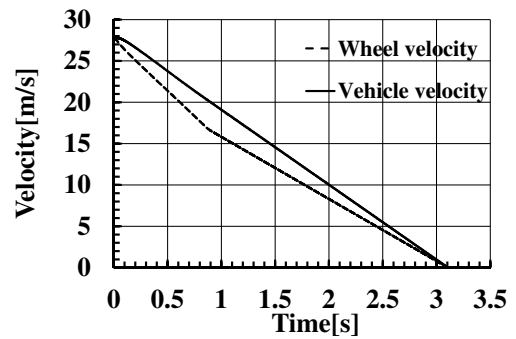
(b) Proposed ABS

Fig. 7 Response of ABS in the case of PID controller

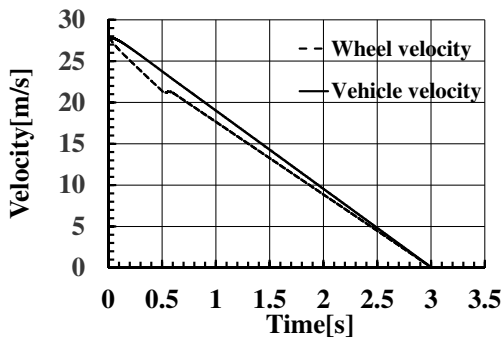
Fig. 9 Response of ABS in the case of PI controller



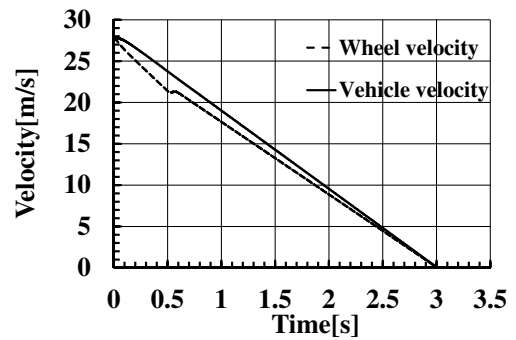
(a) Conventional ABS



(a) Conventional ABS



(b) Proposed ABS



(b) Proposed ABS

Fig. 8 Response of ABS in the case of PD controller

Fig. 10 Response of ABS in the case of P controller

P制御とPD制御において、急ブレーキ直後から約0.6秒近辺で車輪の速度が振動的に変化している。表1及び表2に従来手法と提案手法に関する急ブレーキからの停止時間と停止までの移動距離を示す。なお、-はABSを装備しない場合を示す。提案手法の方が停止時間、制動距離の両方とも短縮されていることがわかる。しかし、従来手法及び提案手法において4種類のコントローラについて有意な差はなかった。PIコントローラを使用した場合の従来手法と提案手法の車体位置 x mを図11に、そのときの両者の比較を図12に示す。提案手法では車体速度が小さくなった場合でも、すべり摩擦力が有効に作用していることがわかる。

6. 結論

著者が以前提案した簡便で低コストなABSについて、PIDコントローラだけではなく、Pコントローラ、PDコントローラ、PIコントローラを使用した場合の有効性の検証を行った。シミュレーションの結果、これら4種類のコントローラによる停止時間及び制動距離に大きな差は認められなかった。しかし、P及びPDコントローラを用いた場合、速度変化が激しいため安全上の課題があり、PI、または、PIDコントローラが実装に適していることがわかった。

今後、コンピュータ制御を想定した離散時間系のコントローラや実際の状況を想定し、センサノイズが混入する場合について、本手法の有効性を検証する予定である。

7. 参考文献

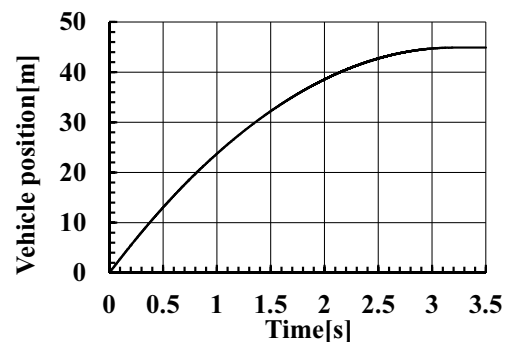
- [1] http://www.mlit.go.jp/report/press/jidosha07_hh_000136.html
- [2] A.A. Aly, E.S. Zeidan, A. Hamed, F. Salem, "An antilock-Braking systems (ABS) control :a technical review," Intelligent Control and Automation, 2, pp.186-195, 2011
- [3] 横山誠, "スライディングモード制御によるアンチロックブレーキシステム," 日本機械学会論文集 (C 編), 63, pp.114-119, 1997
- [4] C. Jain, R. Abhishek, A. Dixit, "A Linear control technique for anti-Lock braking system," Int. Journal of Engineering Research and Applications, 4-8, pp.104-108, 2014
- [5] P. Rohilla, Jitender, Amit, A. Dhinra "Design and analysis of controller for antilock braking system in matlab/simulation," Int. Journal of Engineering Research Technology, 5-4, pp.583-589, 2016
- [6] 青木立, "デジタルPID制御によるアンチロックブレーキシステム-アンチロックブレーキシステムのモデリング-, " 東京都立産業技術高等専門学校 研究紀要, Vol. 12, pp.16-20, 2018
- [7] <https://www.bridgestone.co.jp/corporate/news/2015112502.html>
- [8] http://www.srigroup.co.jp/newsrelease/2017/sri/2017_054.html
- [9] 福原輝幸, "MASS車による冬期路面のすべり摩擦計測," 福井大学地域環境研究教育センター研究紀要「日本海地域の自然と環境」, 10, pp.59-66, 2003
- [10] 中村祐太, 青木立, "加速度センサを用いたタイヤと路面間の最大すべり摩擦係数のリアルタイム推定," Dynamics and Design Conference 2018 講演論文集, 743, 2018

Table 1 Stopping distance in the case of conventional ABS

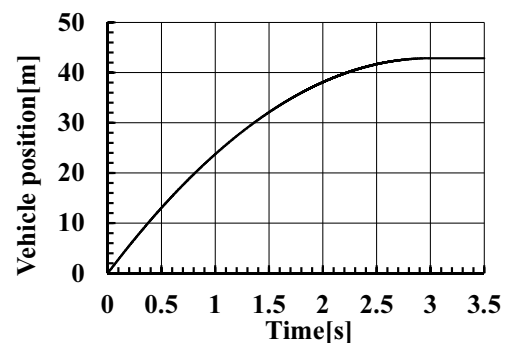
Controller	Stopping time [s]	Stopping distance [m]
-	3.46	46.50
P	3.11	43.85
PI	3.20	44.90
PD	3.11	43.85
PID	3.20	44.90

Table 2 Stopping distance in the case of proposed ABS

Controller	Stopping time [s]	Stopping distance [m]
-	3.46	46.50
P	3.01	42.84
PI	2.99	42.86
PD	3.01	42.84
PID	2.99	42.86



(a) Conventional ABS



(b) Proposed ABS

Fig. 11 Vehicle position in the case of PI controller

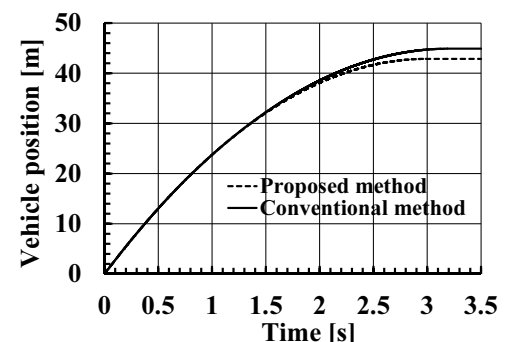


Fig. 12 Comparison of vehicle position