

ABS制御に関する研究

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 川野裕介 院生
 0511102 御崎隼司 0511103 水沢達哉

1. 緒言

自動車には様々な制御装置が組み込まれており、車両運動の操縦性、安定性、安全性の更なる向上が求められている。自動車の「走る、曲がる、止まる」といった基本運動が出来るのは、タイヤが駆動力、制動力の力を路面に伝達できるからである。

ABS は 1978 年に初めて市販車に搭載されて以来、今日ではほとんどの自動車に搭載されているほど重要なシステムとなっている。¹⁾ 本研究では ABS を制御するために重要なパラメータとなるタイヤ - 路面間の摩擦力とブレーキの油圧システムのモデル化をし、シミュレーションにより制御の効果を確認した。また、ABS 制御用の HILS(Hardware-In-the-Loop Simulator)構築のために必要な油圧系の基礎実験を行う。

2. 理論

2. 1 主な記号

A_c : キャリパシリンダピストン面積[m²], C_d : 流量係数,
 C_s : ブレーキングスティフネス, E_b : ブレーキ倍率, F : 踏力[N], F_x : 制動力[N], F_z : 接地荷重[N], g : 重力加速度[m/s²], J : タイヤ慣性モーメント[kg・m²], l : 接地長さ[m], l_a : 粘着長さ[m], M : 車体質量[kg], n : ブレーキ効率, P : キャリパシリンダ圧力[MPa], P_1 : 排出側圧力[=0], P_s : 供給側圧力[MPa], P_z : 接地圧力[MPa], q : キャリパシリンダの流量[m³/s], q_1, q_2 : ソレノイドバルブの流量[m³/s], R_w : 車輪中心からパッド中心までの距離, r : タイヤ半径[m], S : スリップ比, S_l : バルブ絞り面積[m²], T_b : ブレーキトルク[N], u_1, u_2 : 入力信号(開時 1, 閉時 0), V : キャリパピストン体積[m³], v_b : 車体速度[m/s], v_w : 車輪速度[m/s], κ : 作動油の体積弾性係数, ρ : 作動油の密度[kg/m³], μ_x : タイヤ滑り摩擦係数, μ_s : 路面摩擦係数, μ_p : パッド摩擦係数

2. 2 タイヤモデル²⁾

制動力はスリップ比と路面摩擦係数に依存している。スリップ比および路面摩擦係数と、制動力は次式で示す。

$$S = \frac{v_b - v_w}{v_b} \geq 0, \quad \mu = \frac{F_x}{F_z} \quad (1)$$

$$F_x = C_s S \left(\frac{l_a}{l} \right)^2 + \mu_x P_z \left(1 - 3 \left(\frac{l_a}{l} \right)^2 + 2 \left(\frac{l_a}{l} \right)^3 \right) \quad (2)$$

車体速度を 60km/h とした時の、路面状況の変化による制動力係数のグラフを Fig.1 に示す。

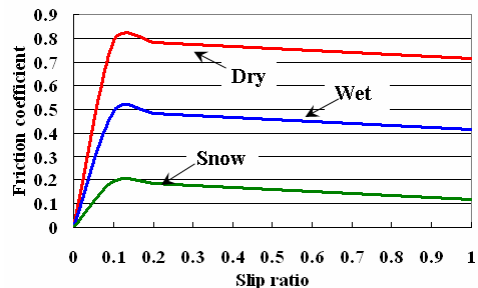


Fig.1 Friction coefficient between tire and road (Slip ratio characteristic at 60km/h)

2. 3 1/4 車両モデル³⁾

1/4 車両モデルの概略図を Fig.2 に示す。また、タイヤの運動方程式、ブレーキトルクを式(3)～式(5)に表す。

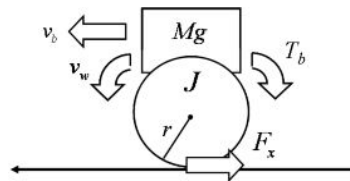


Fig.2 Quarter vehicle model

$$\frac{J}{r} \frac{dv_w}{dt} = F_x r - T_b \quad (3)$$

$$T_b = \frac{dP}{dt} \cdot K_b \cdot \mu_p \cdot R_w \quad (4)$$

$$K_b = A_c \cdot E_b \cdot n \quad (5)$$

2. 4 油圧モデル

ブレーキの油圧システムの概略図を Fig.3 に示す。

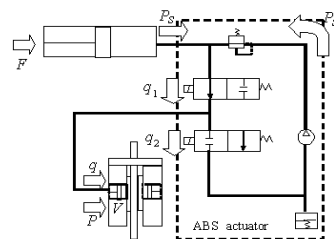


Fig.3 Oil hydraulic system for ABS

Fig.3 において、キャリパシリンダに流れ込む流量は式(6)と、ベルヌーイの連続の式である式(7)で表される。

$$q = C_d S_1 \left(\sqrt{\frac{2|P_s - P|}{\rho}} u_1 - \sqrt{\frac{2|P - P_t|}{\rho}} u_2 \right) \quad (6)$$

$$q = A_c \frac{dy}{dt} + \frac{V}{\kappa} \frac{dP}{dt} \quad (7)$$

ブレーキパッドがブレーキディスクに接触した後のみを考慮しディスク面の変位は一定としてあるため、 $\frac{dy}{dt} = 0$ となる。よってキャリパシリンダ内の圧力変化は次式で表される。

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\kappa}{V} C_d S_1 \left(\sqrt{\frac{2|P_s - P|}{\rho}} u_1 - \sqrt{\frac{2|P - P_t|}{\rho}} u_2 \right) \quad (8)$$

3. シミュレーション結果及び考察

本研究では、式(6)、(7)で示される油圧系非線形モデルを用い、以下に示すルールベース制御によりシミュレーションを実施した。

- (i) $S \leq 0.1$: 増圧 (増圧側開, 減圧側閉)
- (ii) $0.1 \leq S \leq 0.2$: 保持 (増圧側閉, 減圧側閉)
- (iii) $0.2 \leq S$: 減圧 (増圧側閉, 減圧側開)

また、路面摩擦係数は、乾燥路面： $\mu_0=0.8$ 、湿潤路面： $\mu_0=0.5$ 、雪道： $\mu_0=0.2$ とした。

Fig.4 と Fig.5 はそれぞれ、車体の初速度が 60km/h の時の乾燥路面と湿潤路面での車体速度と車輪速度の時系列応答である。なお、本研究ではスリップ比を 0.1~0.2 に制御するので、その中間である 0.15 を目標スリップ比とした。

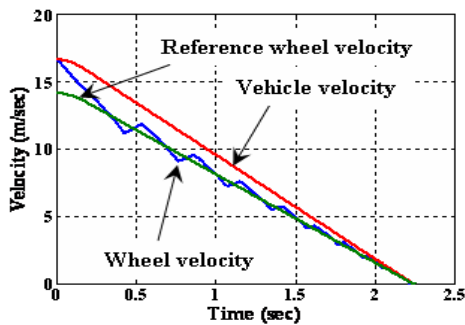


Fig.4 Simulation result of ABS control ($V_0=60\text{km/h}$, Dry)

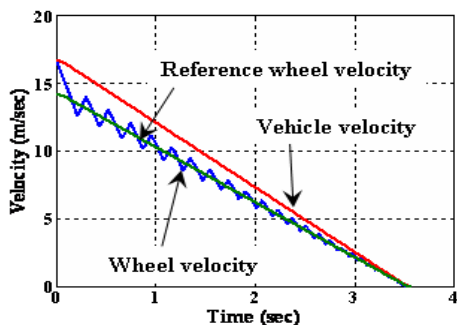


Fig.5 Simulation result of ABS control ($V_0=60\text{km/h}$, Wet)

Fig.4 と Fig.5 より、車輪速度が目標車輪速度近傍に保たれていることから、ABS の制御が行われている事が分かる。

4. 実験結果及び考察

2 輪車用実物大実験装置を用いて、油圧の応答特性試験を行った。具体的には、手動でマスターシリンダをフルストロークさせ、圧力センサを用いてキャリパシリンダ圧を測定した。データは A/D コンバータを介して HILS 用 PC に収録した。また、ノイズ除去のために 1 次のデジタルローパスフィルタをかけている。

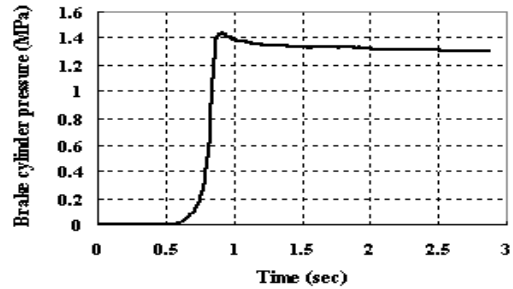


Fig.6 Experimental result of braking pressure using real size test stand

Fig.6 より、測定開始より約 0.6 秒後に圧力が増加し始めている事が確認でき、キャリパシリンダ圧はおおよそ 1.3MPa で安定した。油圧系の時定数は、0.25 秒であった。

今回の実験により、今後 HILS を活用した ABS の制御実験に必要な油圧ハードの整備が完了した。

5. 結言

タイヤ - 路面間の摩擦力のモデル化を行い、シミュレーションにより ABS 制御の効果を確認した。

また、2 輪車用実物大実験装置を ABS 制御用に改良し、基礎実験により油圧系の時定数を明らかにした。

参考文献

- 1) 中西順三:自動車用 ABS の研究, 山海堂, 4/12 (1993)
- 2) 山崎大生: 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, 日本機械学会第 13 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, 06-52, 151/154 (2006)
- 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), 63-611, 114/119 (1997)
- 4) 山崎俊一: タイヤの $\mu-s$ 特性の力学とその応用, 日本ゴム協会誌, 74-4, 143/147 (2001)
- 5) 野波健蔵, 西村秀和, 平田光男: MATLAB による制御系設計, 東京電機大学出版局, 163/201, 203/222 (2002)