

브레이크 게인 적응 휠 슬립 제어에 관한 연구

A Study on Brake Gain Adaptive Wheel Slip Control

조준상 · 유승진 · 이교일
J. S. Jo, S. J. Yoo and K. I. Lee

Key Words : Vehicle Dynamics Control(차량 동역학 제어), Adaptive Wheel Slip Control(적응 휠 슬립 제어), Adaptive Law(적응 법칙), Control Law(제어 법칙), Brake Gain(브레이크 게인), CarSim Simulation(CarSim 시뮬레이션)

Abstract: The brake gain adaptive wheel slip controller for a vehicle is designed in this paper. The brake gain from braking pressure to braking torque defined by friction coefficient, friction area and effective friction radius is estimated by the adaptive law based on the wheel slip dynamics. And the wheel slip controller is designed based on the estimated brake gain. The robustness of the designed controller is analyzed using Lyapunov function and the convergence of brake gain is verified. Proposed wheel slip controller is verified via CarSim simulation with two kinds of desired wheel slip ratio.

기호 설명

T_w : 제동 토크(Braking torque)
 I_w : 관성 모멘트(Moment of inertia)
 r_w : 타이어 반지름(Radius of tire)
 P_b : 제동 압력(Brake pressure)
 v_x : 종방향 속도(Longitudinal velocity)
 F_x : 제동력(Braking force)
 R_b : 유효 반지름(Effective radius)
 A_p : 마찰 면적(Friction area)
 μ : 마찰 계수(Friction coefficient)
 w : 휠각속도(Wheel angular velocity)

1. 서 론

ABS(Anti-lock Brake System)는 차량이 급격하게 제동을 하는 경우 바퀴가 잠기는 것을 방지하고, 나아가 각 바퀴에서 최대 제동력을 발생하는 최적의 슬립율을 유지하도록 휠 슬립을 제어함으로써 차량의 제동 거리를 최소화하는 것을 목적으로 한다. Buckholtz는 휠 슬립 제어시 비선형성과 불확실성을

극복하기 위하여 sliding mode control을 이용한 휠 슬립 제어를 제안한 바 있다.¹⁾

한편, 차량의 수요가 급증하고 운전자의 안전에 대한 관심이 높아짐에 따라 운행 중 차량의 안정성을 능동적으로 확보하기 위한 기술이 꾸준히 연구되고 있다. 그 중 차량의 불안정한 횡 방향 거동을 바로잡아주는 VDC(Vehicle Dynamics Control)는 기존의 ABS/TCS(Traction Control System)보다 발전된 장치로서, 국내에서는 주로 고급 승용 차량에 장착되어 있다. VDC는 각 차륜에서 개별적으로 제동력을 발생하여 차량의 거동을 제어하는 요 모멘트를 생성하는 것을 목표로 하는데, 이 때 요구되는 제동력을 발생시키기 위하여 각 차륜에서의 휠 슬립이 적절한 목표 값을 추종할 수 있도록 휠 슬립을 제어하는 VDC 시스템에 대한 연구들이 다수 진행되었다.^{2~3)}

ABS와 VDC에 관련하여 앞선 연구들에서는 휠 슬립을 제어하는 과정에서 일반적으로 브레이크 패드와 디스크 사이의 마찰계수를 일정한 값으로 설정하여 브레이크 압력을 제어함으로써 타이어의 슬립을 제어하는 방식을 취하였다. 그러나, 실제 브레이크 디스크와 패드 사이의 마찰계수는 마모, 습기 및 발열 등의 요인들에 의해서 변하기 때문에 이러한 방식에 의한 제어를 통해서 실제 원하는 휠 슬립을 얻지 못할 수 있다. 이를 극복하기 위하여 칼만 필터를 이용하여 차량의 제동력과 브레이크 디스크와 패드 사이의 마찰계수를 동시에 추정하는 연구도 발표

접수일 : 2007년 1월 25일
 이교일(책임저자) : 서울대학교 기계항공공학부
 E-mail : lki@snu.ac.kr, Tel : 02-880-7135
 조준상, 유승진 : 서울대학교 기계항공공학부

된 바 있다.⁴⁾

본 논문에서는 브레이크 디스크와 패드 사이의 마찰계수, 피스톤의 마찰면적과 디스크 로터 중심에서 브레이크 패드까지의 유효반지름이 포함된 브레이크 게인을 적용 법칙을 이용하여 추정하고, 이와 같이 추정된 제동 압력으로부터 제동 토크까지의 브레이크 게인을 바탕으로 제동 압력을 발생하여 각 차륜에서 휠 슬립을 제어할 수 있는 휠 슬립 제어기를 설계하였다. 또한, 차량 동역학 상용 시뮬레이터인 CarSim을 이용하여 설계된 브레이크 게인 적용 휠 슬립 제어기의 성능을 검증하였다.

2. 제동 시스템

제동 압력이 각 차륜에 인가되면 이로 인해 각 타이어에 제동 토크 T_w 가 전달되고, 그 결과 Fig. 1과 같이 노면과 타이어 사이에 제동력 F_x 가 발생하게 된다. 따라서 제동 시 차륜에서의 휠 동역학은 다음과 같다.⁵⁾

$$I_w \dot{\omega} = T_w - r_w F_x \quad (1)$$

Fig. 2와 같은 유압 디스크 브레이크의 경우, 각 차륜에 인가되는 제동 압력을 통해 전달되는 제동 토크 T_w 는 식 (2)와 같고, 따라서 앞서 기술한 제동 시의 휠 동역학은 식 (3)과 같이 표현할 수 있다.

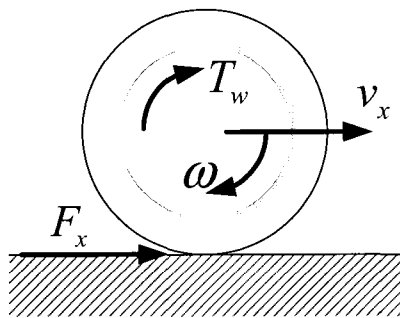


Fig. 1 Wheel Dynamics

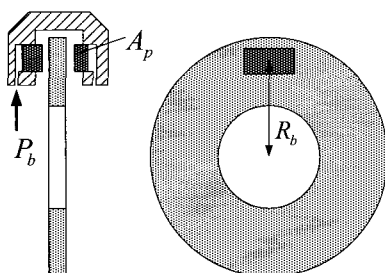


Fig. 2 Hydraulic Disk Brake

$$T_w = -2P_b A_p R_b \mu \quad (2)$$

$$I_w \dot{\omega} = -2P_b A_p R_b \mu - r_w F_x \quad (3)$$

여기서, r_w 는 타이어의 반지름, I_w 는 타이어의 관성 모멘트, P_b 는 각 차륜에 인가되는 제동 압력, R_b 는 디스크 로터 중심에서 브레이크 패드까지의 유효 반지름, A_p 는 피스톤 마찰 면적, 그리고 μ 는 브레이크 패드와 디스크 사이의 마찰계수를 의미한다.

한편, 제동 시의 휠 슬립은 차량의 종방향 속도 v_x 와 타이어의 회전 각속도 w 간의 상대적인 비율로 정의되며, 그 값은 식 (4)와 같다.⁶⁾

$$\lambda = \frac{v_x - r_w \omega}{v_x} \quad (4)$$

Fig. 3은 제동 시의 휠 슬립 λ 와 노면과 타이어 사이에서 발생하는 제동력 F_x 간의 관계를 나타낸 것이다. 이 때, 제동력 F_x 는 타이어에서 발생하는 휠 슬립이 작다는 가정 하에서 휠 슬립과 선형적인 관계에 놓여있다고 볼 수 있으며 따라서 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$F_x = K \lambda \quad (5)$$

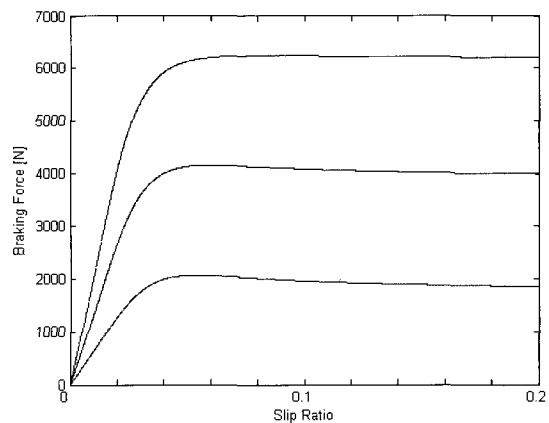


Fig. 3 Braking force vs. Wheel slip

3. 휠 슬립 제어기 설계

3.1 슬립 동역학

앞서 식 (3)에서 얻어진 휠 동역학과 식 (4)에서 얻어진 휠 슬립의 정의를 이용하면 슬립 동역학은 식 (6)과 같이 유도된다.

$$\begin{aligned}\dot{\lambda} &= \frac{r_w^2 F_x}{I_w v_x} - \frac{r_w \omega \dot{v}_x}{v_x^2} + 2A_p R_b \mu \frac{r_w}{I_w v_x} P_b \\ &= f + \theta \frac{r_w}{I_w v_x} P_b\end{aligned}\quad (6)$$

이 때, f 는 식 (7)과 같이 정의하고, 이 값을 알 수 있다고 가정한다. θ 는 각 차륜에 인가되는 제동 압력으로부터 제동 토크까지의 브레이크 계인을 의미한다.

$$f = \frac{r_w^2 F_x}{I_w v_x} - \frac{r_w \omega \dot{v}_x}{v_x^2}\quad (7)$$

오차 e 는 실제 휠 슬립 λ 와 목표 휠 슬립 λ_d 와의 차이로 정의하며, 따라서 오차 동역학은 슬립 동역학을 이용하여 식 (9)와 같이 표현할 수 있다.

$$e = \lambda - \lambda_d\quad (8)$$

$$\dot{e} = \dot{\lambda} - \dot{\lambda}_d = f + \theta \frac{r_w}{I_w v_x} P_b - \dot{\lambda}_d\quad (9)$$

3.2 적응 법칙과 제어 법칙 설계

제동 압력으로부터 제동 토크까지의 브레이크 계인 θ 가 알려진 경우에 목표 휠 슬립 λ_d 를 추종하기 위한 제동 압력은 식 (10)과 같이 계산할 수 있다.

$$P_b = \theta^{-1}(\dot{\lambda}_d - Ke - f) \frac{I_w v_x}{r_w}, \quad e = \lambda - \lambda_d\quad (10)$$

따라서 θ 의 추정치 $\hat{\theta}$ 을 이용한 제어 법칙은 식 (11)과 같이 얻어진다.

$$P_b = \hat{\theta}^{-1}(\dot{\lambda}_d - Ke - f) \frac{I_w v_x}{r_w}\quad (11)$$

브레이크 계인 θ 를 추정하기 위한 적응 법칙을 유도하기 위하여 다음과 같은 Lyapunov 함수를 정의한다.

$$V(e, \tilde{\theta}) \equiv \frac{1}{2} e^2 + \frac{1}{2} \gamma^{-1} \tilde{\theta}^2, \quad \tilde{\theta} = \hat{\theta} - \theta\quad (12)$$

여기서 θ 가 상수라고 가정하면 $V(e, \tilde{\theta})$ 의 시간 미분인 $\dot{V}(e, \tilde{\theta})$ 는 식 (13)과 같이 얻어진다.

$$\begin{aligned}\dot{V}(e, \tilde{\theta}) &= e\dot{e} + \gamma^{-1} \tilde{\theta} \dot{\tilde{\theta}} = e\dot{e} + \gamma^{-1} \tilde{\theta} \dot{\hat{\theta}} \\ &= e\{\tilde{\theta} \hat{\theta}^{-1} (f + Ke - \dot{\lambda}_d) - Ke\} + \gamma^{-1} \tilde{\theta} \dot{\hat{\theta}} \\ &= -Ke^2 + \tilde{\theta} \hat{\theta}^{-1} e (f + Ke - \dot{\lambda}_d + \gamma^{-1} e^{-1} \tilde{\theta} \dot{\hat{\theta}})\end{aligned}\quad (13)$$

따라서 적응 법칙을 식 (14)와 같이 정의하면 시간 미분 $\dot{V}(e, \tilde{\theta})$ 은 식 (15)와 같이 음반한정(negative semi-definite)임을 확인할 수 있다.

$$\dot{\hat{\theta}} = -\gamma e \hat{\theta}^{-1} (f + Ke - \dot{\lambda}_d)\quad (14)$$

$$\dot{V}(e, \tilde{\theta}) = -Ke^2 \leq 0\quad (15)$$

그러므로 $V(e, \tilde{\theta})$ 는 하한정(bounded from below)인 비증가 함수이므로 극한을 가지며, 식 (16)의 적분이 존재하므로 $e \in L_2$ 이다.⁷⁾

$$\int \dot{V}(e, \tilde{\theta}) d\eta = \int -Ke^2 d\eta = V(\infty) - V(0) < \infty\quad (16)$$

또한 $V(e, \tilde{\theta})$ 와 $\dot{V}(e, \tilde{\theta})$ 가 각각 양한정, 음반한정이므로 Invariant set theorem에 의하여 슬립 오차 e 는 $e \rightarrow 0$ 을 만족하며, $V(e, \tilde{\theta})$ 의 한계성에 의하여 $e \in L_\infty$, $\tilde{\theta} \in L_\infty$, $\hat{\theta} \in L_\infty$ 이고 앞선 결과들과 식 (14)에서 얻어진 적응 법칙을 이용하면 $\dot{\hat{\theta}} \in L_2$, $\hat{\theta} \in L_\infty$ 이다.

3.3 견실성 해석

제어 법칙과 적응 법칙의 설계 시에는 모델링 오차를 고려하지 않았으나 실제로는 이러한 요인들이 모두 외란의 형태로 제어 알고리즘의 성능을 저하시키는 요인으로 작용하게 된다. 실제 차륜에서의 제동력과 선형 타이어 모델의 가정 하에서 휠 슬립으로부터 얻어진 제동력과 오차, 그리고 브레이크 압력 센서 값과 실제 압력 간의 오차에 대한 적응 제어 알고리즘의 견실성을 고찰하기 위하여 실제 차륜에서

의 슬립 동역학을 식 (17)과 같다고 가정한다. 여기서 \tilde{f} 는 제동력의 차이에 따른 오차, \tilde{P}_b 는 제동 압력 오차를 의미한다.

$$\begin{aligned} \dot{\lambda} &= f + \tilde{f} + \theta \frac{r_w}{I_w v_x} (P_b + \tilde{P}_b) \\ &= f + \theta \frac{r_w}{I_w v_x} P_b + \xi \end{aligned} \quad (17)$$

식 (17)과 식 (11)에서 결정된 제어 법칙 및 식 (14)의 적응 법칙에 대하여 식 (12)와 같이 정의된 Lyapunov 함수를 이용하여 안정도를 해석하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{V}(e, \tilde{\theta}) &= -Ke^2 + \xi e \leq -Ke^2 + |\xi||e| \\ &\leq -K\left(|e| - \frac{|\xi|}{2K}\right)^2 + \frac{|\xi|^2}{4K} \end{aligned} \quad (18)$$

따라서 위의 식에 의하면, 이득 K 의 적절한 선정에 의하여 휠 슬립오차 e 를 원하는 범위로 제한할 수 있으며, 결과적으로 제안된 브레이크 게인 적응 휠 슬립제어 알고리즘은 제동력 및 제동압력오차에 대해 견실한 특성을 가진다는 것을 확인할 수 있다.

3.4 브레이크 게인의 수렴성

앞서 논의한 대로 제안된 알고리즘에 의하여 휠 슬립오차를 실질적으로 제거할 수 있으므로 $e \approx 0$, $\dot{e} \approx 0$ 이라 가정하면 실제 휠 슬립 오차 동역학은 식 (17)을 이용하여 다음과 같이 표현할 수 있다. 여기서 목표 휠 슬립은 상수라고 가정하여 무시한다.

$$f + \theta \frac{r_w}{I_w v_x} P_b + \xi \approx 0 \quad (19)$$

한편, 제어 법칙과 적응 법칙에 사용된 휠 슬립 동역학인 식(7)은 $e \approx 0$, $\dot{e} \approx 0$ 의 가정 하에서 다음과 같이 표현된다.

$$f + \hat{\theta} \frac{r_w}{I_w v_x} P_b \approx 0 \quad (20)$$

두 식은 모두 근사적으로 0이므로 이들이 동일하다고 가정하면 식(21)을 얻는다.

$$\hat{\theta} \approx \theta + \xi \frac{I_w v_x}{r_w} P_b^{-1} \quad (21)$$

그러므로 적응 법칙의 정확성은 제동력 및 제동 압력 오차에 의해 지배된다.

4. 시뮬레이션 결과

설계된 브레이크 게인 적응 휠 슬립 제어기의 성능을 검증하기 위하여 상용 차량 동역학 시뮬레이터인 CarSim을 사용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 사인파와 톱니 형태의 목표 휠 슬립을 설정하여 설계된 제어기의 슬립 추종성능 및 브레이크 게인 추정성능을 검증하였다.

Fig. 4와 Fig. 5는 사인파 형태의 목표 휠 슬립이 주어진 경우의 시뮬레이션 결과를 나타낸 것이다. 브레이크 게인은 큰 오차없이 추정되었으며, 차륜에서의 휠 슬립은 목표 휠 슬립을 만족스럽게 추종함을 확인할 수 있다.

Fig. 6와 Fig. 7은 톱니 형태의 목표 휠 슬립이 주어진 경우의 시뮬레이션 결과를 나타낸 것이다. 역시 브레이크 게인이 무리없이 추정되었으며, 차륜에서의 휠 슬립은 목표 휠 슬립을 만족스럽게 추종하는 것을 확인할 수 있다.

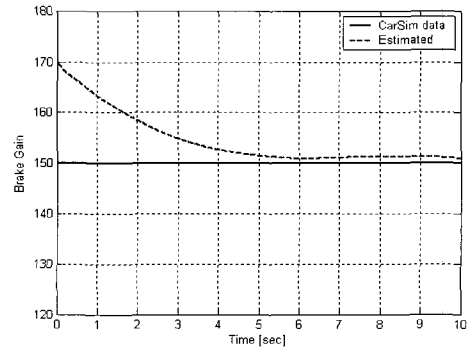


Fig. 4 Brake Gain

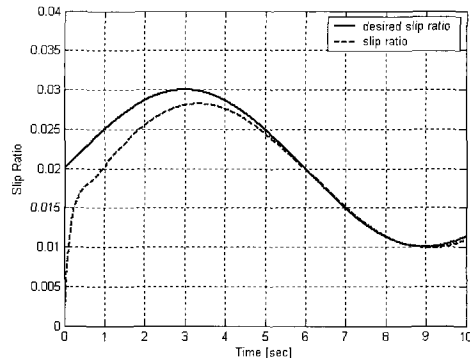


Fig. 5 Wheel Slip

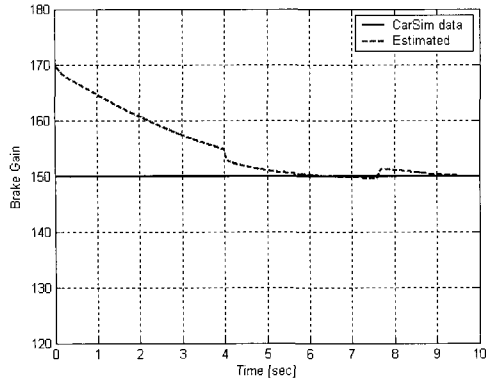


Fig. 6 Brake Gain

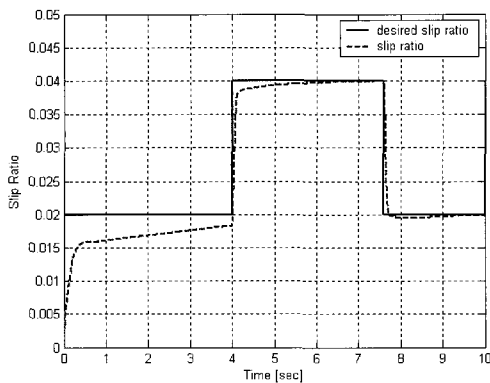


Fig. 7 Wheel Slip

5. 결론

본 논문에서는 브레이크 패드의 마찰계수를 포함한 브레이크 계인을 설계된 적응 법칙에 따라 추정하여 이를 기반으로 차량의 휠 슬립을 제어하는 브레이크 계인 적응 휠 슬립 제어기를 설계하였다. 상

용 차량 동역학 시뮬레이터인 CarSim을 이용하여 다양한 목표 휠 슬립 하에서 시뮬레이션을 수행하여 설계된 휠 슬립 제어기의 성능을 검증하였다. 시뮬레이션 결과를 통하여 설계된 제어기가 브레이크 계인 추정과 목표 휠 슬립 추종에 있어서 만족스러운 성능을 보임을 확인하였다.

참 고 문 헌

- 1) K. R. Buckholtz, "Reference Input Wheel Slip Tracking Using Sliding Mode Control", SAE Technical Paper Series, No. 2002-01-0301, 2002.
- 2) A. T. Van Zanten, R. Erhardt, G. Pfaff, F. Kost, U. Hartmann and T. Ehret, "Control Aspects of the Bosch-VDC", AVEC' 96, pp. 573~607, 1996.
- 3) A. T. Van Zanten, "Bosch ESP Systems: 5 Years of Experience", SAE Technical Paper Series, 2000-01-1633, 2000.
- 4) 홍대건, 허건수, 강형진, 윤팔주, 황인용, "Brake-by-Wire 시스템을 위한 강인한 휠 슬립 제어", 한국자동차공학회논문집, Vol. 13, No. 3, pp. 102~109, 2005.
- 5) T. D. Gillespie, Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers, 1994.
- 6) J. Y. Wong, Theory of Ground Vehicle, John Wiley & Son, 2001.
- 7) P. A. Ioannou and J. Sun, Robust Adaptive Control, Prentice-Hall, 1996.