

기준 슬립 발생기 및 적응 슬라이딩 모드 기법을 이용한 철도차량 제동력 제어

임태형*, 김승수**, 최정주**, 이병룡***, 양순용#

Adhesive Force Control of Railway Rolling Stock Using Reference Slip Generator and Adaptive Sliding-mode Technique

Tae Hyeong Lim*, Seong Soo Kim**, Jeong Ju Choi**, Byung Ryong Lee*** and Soon Yong Yang#

ABSTRACT

In the braking of railway rolling stock, the slip that is the relative velocity between train body and its wheel affects the adhesive force which is connected to the braking force. The coefficient of the adhesive force changes in accordance with the slip and the condition of a rail road. Namely, its value increases upon the maximum on a rail condition, and there it declines conversely while the magnitude of slip keeps rising on. First, this paper introduced a reference slip generator so that can utilize maximum adhesive forces with a disturbance observer for estimating unmeasurable current adhesive forces which is as an input of the generator. And, an adaptive sliding-mode control system has been synthesized for minimizing the error between reference and current slip. Finally the effectiveness of the proposed control system is evaluated by computer simulation.

Key Words : Railway Rolling stock (철도차량), Reference Slip Generator (기준 슬립 발생기), Adhesive Force (점착력), Disturbance Observer (외란관측기), Sliding-Mode Control (슬라이딩 모드 제어)

기호설명

B = Friction coefficient between brake pad and wheel [$N \cdot s/m$]

F_r = Driving resistance for rolling stock [N]

J = Inertia of wheel [$kg \cdot m^2$]

M = Mass of rolling stock [kg]

T_b = Braking torque [Nm]

μ = Adhesive coefficient

$v, r\omega$ = Velocity of rolling stock and wheel [m/s]

ω_c = Cut-off frequency for disturbance observer [rad/s]

1. 서론

철도차량은 오래 전부터 전 세계적으로 널리 사용되고 있는 대중 교통수단이다. 오늘날 고성능 전

접수일: 2006년 8월 29일; 게재승인일: 2007년 2월 23일

* 울산대학교 기계자동차 대학원

** 울산대학교 산학협력단

*** 울산대학교 기계자동차공학부

교신저자: 울산대학교 기계자동차공학부

E-mail: soonyy@ulsan.ac.kr Tel. (052) 259-2820

기 모터와 GTO(Gate Turn Off thyristor), IGBT (Insulated Gate Bipolar Transistor) 그리고 VVVF (Variable Voltage Variable Frequency) 인버터와 같은 고속용 반도체 소자의 발달로 그 최대 운행속도가 점점 커지고 있으며, 이에 따라 철도차량의 안전과 직결되는 고성능 제동장치 개발이 부각되고 있다. 일반적으로 철도차량은 다양한 형태의 제동장치가 장착되는 바, 이는 크게 전기식과 기계식 제동 장치로 구분된다. 이 두 가지 형태의 제동 장치는 차량의 제동조건에 따라 혼합제어 방식으로 사용하고 있으며, 일반적으로 고속주행에서는 전기식 제동장치가, 저속에서는 기계식 제동장치가 사용된다. 한편 기계식 제동 장치는 정전 등으로 인해 전기식 제동장치를 사용할 수 없는 긴급한 상황에서도 그 기능이 보장되도록 되어 있으며, 이는 노면과 차량 바퀴 사이 간의 점착력에 의해서 제동이 일어나도록 한다.¹ 점착력의 특징은 점착계수에 비례하여 그 값이 커지지만, 점착계수는 차량과 바퀴의 상대속도인 슬립에 의해서 비선형적인 영향을 받는다. 일반적으로, 이 점착계수는 슬립이 일어나는 동안에 슬립 크기에 비례하여 값이 증가하다가 일정 슬립 크기 이상에서는 다시 값이 감소하는 특성을 나타낸다. 또한 노면의 상태에 따라서 그 점착계수는 상이한 값을 가진다.^{2,3} 그러나 이 점착계수는 차량이 주행하는 동안 실시간으로 계측이 불가능하므로 실제 제동에 있어서는 고정된 슬립을 바탕으로 제동 시스템이 구성된다. 따라서 고정된 슬립을 이용한 제동 제어시스템은 차량 주행 중 발생하는 노면의 변화에 따른 점착계수를 실시간으로 고려할 수 없으므로 제동효율을 저하시키는 요인이 된다.

따라서 이 논문에서는 제동 효율을 높이기 위하여 기준 슬립 발생기를 이용하는 제동제어 시스템을 제안하였다. 슬립 발생기를 설계하기 위해서 외란 관측기를 사용하였고, 이를 바탕으로 슬라이딩 모드 제어시스템을 설계하였다. 슬라이딩 모드 제어기는 비선형 강인제어기법으로서, 간단한 구조의 차량 모델에 대해서 이에 포함되지 않은 모델 불확실성에도 그 안정성을 보장하도록 하였다. 이때, 차량 모델 식에 포함되어 있는 미지의 파라미터들을 추정하기 위한 알고리즘을 추가하였다. 마지막으로 제안된 제어시스템에 대해서 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 그 성능을 검증하였다.

2. 철도차량의 제동 및 슬립생성 모델

철도차량의 슬립 현상을 해석하기 위해서, 1/4 차 보기(bogie) 모델 식을 도입하였고, 차량은 고정된 레일 위를 달리므로 주행방향에 대한 거동만을 고려하였다. 1/4차 보기 모델에 대한 개략도를 Fig. 1에 나타내었고, 차량 및 바퀴에 대한 동역학 식은 각각 식 (1), (2)와 같다. 그리고 차량의 바퀴와 노면 사이에 발생하는 점착력 및 슬립은 각각 식 (3), (4)와 같이 나타낼 수 있다.^{4,5}

$$J\dot{\omega} = rF_a - T_b - B\omega \quad (1)$$

$$M\dot{v} = -F_a - F_r \quad (2)$$

$$F_a = \mu(\sigma)N \quad (3)$$

$$\sigma = v - r\omega \quad (4)$$

여기서 J 는 바퀴의 관성, T_b 는 제동토크, B 는 브레이크 패드의 마찰계수, M 은 차체의 중량, F_r 은 주행저항, μ 는 점착계수, N 은 바퀴 접촉면에서의 수직하중, 그리고 v , $r\omega$ 는 각각 차량 및 바퀴의 속도이다.

일반적으로 제동 성능은 점착력에 비례하여 그 성능이 결정되며, 점착력은 점착계수에 비례한다. 그리고 점착계수는 슬립의 함수로 이들의 관계는 Fig. 2와 같이 나타낼 수 있다. Fig. 2에서 점착계수는 슬립이 증가함에 따라 그 값이 증가하다가 다시 감소하는 것을 볼 수 있다. 또한 동일한 슬립에 대해서도 레일 표면의 상태에 따라 점착계수는 달라진다. 이는 슬립이 증가함에 따라 제동력이 증가하지만, 제동력이 점착력보다 커지게 되면, 과도한 슬립이 발생하고 이로 인해 바퀴의 마모가 커지게 된다.

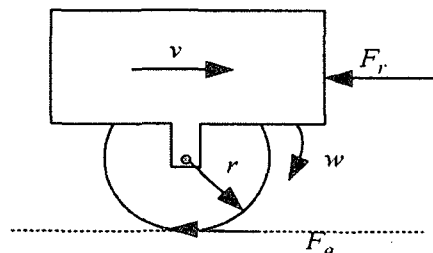


Fig. 1 Schematic diagram of the railway rolling stock

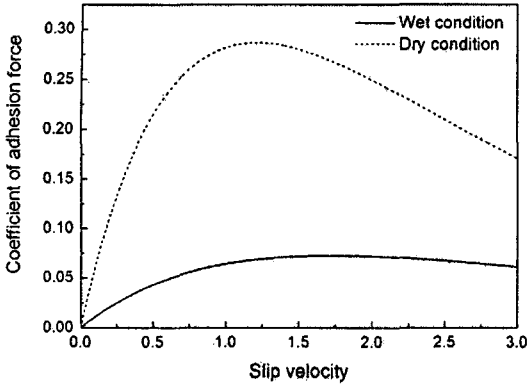


Fig. 2 Coefficient of the adhesion force on the slip velocity

이러한 차량 바퀴의 마모방지와 충분한 제동력 확보를 위해서는 철도차량 제동시스템에 있어서 슬립 제어가 이루어져야 한다. 슬립 제어 시스템 설계를 위해서는 최대 제동력을 얻을 수 있는 기준 슬립이 필요하다. 그러나 점착력은 주행 중 노면상태에 따라 상이하며 실시간으로 측정이 불가능하다. 따라서 차량의 바퀴 동력학 식 (1)을 이용하여 식 (5)와 같은 외란 관측기 설계를 통해 간접적으로 점착력을 추정할 수 있다.^{2,4} 식 (5)에서 s 는 라플라스 연산자이며, ω_c 는 cut-off 주파수이다. 식 (5)와 같이 추정된 점착력을 바탕으로 슬립과 점착력과의 관계에서 최대 점착력은 $\frac{d\hat{\mu}}{d\sigma} = 0$ 조건에서 구할 수 있다. 따라서 최대점착력을 구할 수 있는 조건식에서 슬립에 대한 점착계수의 편미분식은 식 (6)과 같이 나타낼 수 있다. 이를 이용하여 최대 점착력을 얻기 위한 기준 슬립은 식 (7)의 알고리즘에 의해 얻을 수 있다.²

$$\hat{F}_a = \frac{\omega_c}{s + \omega_c} \frac{1}{r} (Js\omega + T_b + B\omega) \quad (5)$$

$$\frac{d\hat{\mu}}{d\sigma} = \frac{1}{N} \frac{d\hat{F}_a}{dt} / \frac{d\sigma}{dt} \quad (6)$$

$$\sigma_{ref}^{k+1} = \begin{cases} \sigma_{ref}^k + \alpha \frac{d\hat{F}_a}{d\sigma_{ref}^k} & \text{if } \frac{d\hat{F}_a}{d\sigma_{ref}^k} \neq 0 \\ \sigma_{ref}^k & \text{otherwise} \end{cases} \quad (7)$$

3. 강인 슬립제어 시스템

이 논문에서는 강인 슬립제어 시스템을 설계하기 위해서, 최대 점착력을 얻기 위한 기준 슬립속도 알고리즘을 고려하였고, 이 기준 슬립과 실제 슬립의 오차를 제어하는 비선형 슬라이딩모드 제어기를 제안하였으며, 이에 대한 블록선도는 Fig. 3에 나타내었다. 우선, 슬라이딩 평면은 식 (8)과 같이 선정하였다.⁴

$$s(t) = e + \lambda \int_0^t e dt \quad (8)$$

여기서, $e = \sigma_{ref} - \sigma$

식 (8)의 미분은 식 (9)와 같다.

$$\dot{s} = \dot{\sigma}_{ref} - (\dot{\nu} - r\dot{\omega}) + \lambda e \quad (9)$$

보기 동역학 식 (1), (2)를 조합하면 식 (9)는 식 (10)과 같이 다시 쓸 수 있다.

$$\dot{s} = \dot{\sigma}_{ref} + \frac{F_a}{M} + \frac{F_r}{M} + r \left(\frac{rF_a - T_b - B\omega}{J} \right) + \lambda e \quad (10)$$

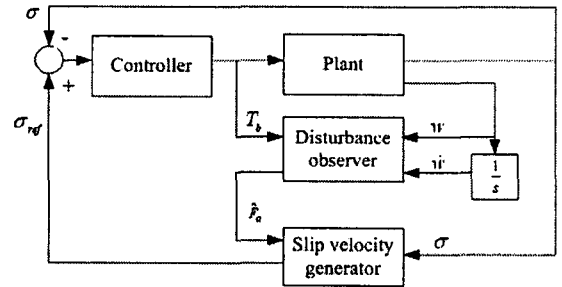


Fig. 3 Block diagram of the anti-slip brake system

차량의 주행 저항 F_r 을 차량 속도의 함수 $C_r \nu$ 로 가정하면, 식(10)의 슬라이딩 평면 동역학 식에서 미지의 파라미터들 M, J, C_r 등을 포함한 불확실성 Ψ 를 식 (11)로 놓을 수 있다.

$$\begin{aligned} \Psi &= \frac{r^2 F_a}{J} + \frac{F_a}{M} + \frac{F_r}{M} \\ &= \frac{C_r \nu}{M} + \frac{r^2 F_a}{J} + \frac{F_a}{M} = \theta^T \phi \end{aligned} \quad (11)$$

$$\text{여기서, } \theta^T = \left[\frac{C_r}{M} \quad \frac{r^2}{J} + \frac{1}{M} \right], \phi^T = [v \quad \hat{F}_a]$$

식 (11)에 의해서 슬라이딩 평면의 미분 식 (10)은 식 (12)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{s} = \dot{\sigma}_{ref} - \frac{r}{J} T_b - \frac{rB\omega}{J} + \theta^T \phi + \lambda e \quad (12)$$

이때 슬라이딩 모드 시스템의 도달 조건(reaching condition)을 만족하기 위한 슬라이딩 평면 미분식은 다시 식 (13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{s} &= \dot{\sigma}_{ref} - \frac{r}{J} T_b - \frac{rB\omega}{J} + \theta^T \phi + \lambda e \\ &= -Ds - Ksgn(s) \end{aligned} \quad (13)$$

식 (13)으로부터, 슬라이딩 모드 제어시스템을 이용한 계동 제어입력은 식 (14)와 같이 유도된다.

$$\hat{T}_b = \frac{J}{r} \left(\dot{\sigma}_{ref} - \frac{rB\omega}{J} + \hat{\theta}^T \phi + \lambda e + Ds + Ksgn(s) \right) \quad (14)$$

또한 식 (11)로 표현된 미지 신호 Ψ 를 추정하기 위해서 Lyapunov 함수 V 를 다음과 같이 선정한다.

$$V = \frac{1}{2} s^2 + \frac{1}{2\gamma} \tilde{\theta}^2 \quad (15)$$

여기서 $\tilde{\theta} = \theta - \hat{\theta}$, γ 은 양의 한정인 설계 파라미터이다.

식 (13)과 식 (14)를 조합하면, 다음 식 (16)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{V} &= s\dot{s} - \frac{1}{\gamma} \tilde{\theta} \dot{\tilde{\theta}} \\ &= s \left(-\frac{r}{J} \hat{T}_b - \frac{rB\omega}{J} + \theta^T \phi + \lambda e \right) - \frac{1}{\gamma} \tilde{\theta} \dot{\tilde{\theta}} \\ &= -Ds^2 - sKsgn(s) + s(\theta - \hat{\theta})\phi - \frac{1}{\gamma} \tilde{\theta} \dot{\tilde{\theta}} \\ &= -Ds^2 - sKsgn(s) + \tilde{\theta} \left(s\phi - \frac{1}{\gamma} \dot{\tilde{\theta}} \right) \end{aligned} \quad (16)$$

Lyapunov 함수의 미분 식 (16)으로부터, Lyapunov 안정도 조건에서 식 (17)과 같은 파라미터 갱신식을 얻을 수 있다.

$$\dot{\hat{\theta}} = \gamma s \phi \quad (17)$$

또한 선정된 갱신 식을 이용하면 Lyapunov 함수의 미분이 음의 한정임을 확인할 수 있다.

$$\dot{V} = -Ds^2 - sKsgn(s) \leq 0 \quad (18)$$

4. 시뮬레이션

제안한 제어시스템의 성능을 평가하기 위해서 MathWorks사의 Matlab 6.1 의 시뮬링크를 이용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션을 위해 사용된 차량의 보기 모델 파라미터는 Table 1에 나타내었다.

시뮬레이션 수행을 위해서 차량이 건조한 노면과 젖은 노면을 매 20초 간격으로 왕복하여 주행하는 것으로 간주하였고, 이를 위해서 차량과 노면

Table 1 Parameters of the rail rolling stocks

J : Inertia of wheel	r : Radius of wheel	B : Friction coefficient between brake pad and wheel	M : Mass of rolling stock
182.59 (kg · m ²)	0.43 (m)	0.252 (N · s/m)	21000 (kg)

사이에 발생하는 점착계수를 식 (19)로 나타내었다. 이 때 슬립 크기에 따른 점착계수 선도는 Fig. 4와 같다.

$$\mu = ce^{-a\sigma} - de^{-b\sigma} \quad (19)$$

여기서 계수 a, b, c, d 는 건조한 노면을 고려하기 위해서 각각 0.54, 1.2, 1, 1 그리고 젖은 노면에 대해서는 각각 0.4, 0.8, 0.29, 0.29로 선정하였다. 그리고 차량의 초기 속도는 200 km/h로 고속 주행하는 것으로 간주하였다. 이러한 가정 하에 시뮬레이션을 통해 생성된 기준 슬립은 Fig. 5와 같다. 결과에서와 같이 선정된 기준 슬립 선도는 노면 변화에 대해서 상이한 기준 슬립이 발생함을 알 수 있다. 선정된 기준 슬립을 바탕으로 이때의 점착력의 크기를 Fig. 6에 나타내었다. 그림에 표시된 것과 같

이 선정된 기준 슬립은 노면의 조건 변화에 대해서 최대의 점착력을 얻을 수 있도록 선정되었음을 알 수 있다. 이에 대한 차량의 속도 변화를 Fig. 7 나타내었다. 또한 제안한 슬립속도 생성 알고리즘을 이용한 경우의 제어력의 효율을 확인하기 위하여, 슬립 속도를 고정으로 했을 경우와 비교하여 제동시 점착력의 이용효율을 Fig. 8과 같이 나타내었다. 이는 기준 슬립을 이용한 제어 시의 점착력 크기(제동시간에 대한 적분치)를 100으로 했을 때, 고정 슬립($\sigma=1, 1.2, 1.5, 1.8$)을 이용한 제어 시의 점착력 크기를 비교한 것으로 약 4 ~ 7 %의 차이를 보여준다. 시뮬레이션 결과와 같이 제안된 제어시스템에서의 점착력 증가는 곧 제동 효율의 증대를 의미한다.

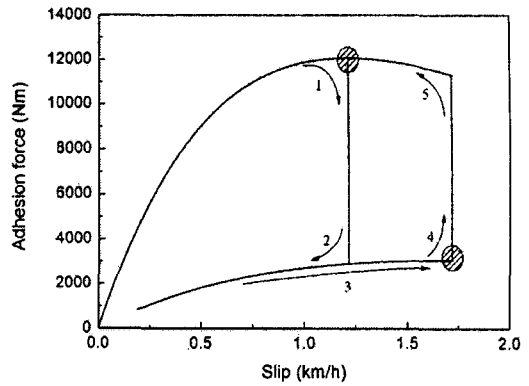


Fig. 6 Adhesion force on different rail conditions

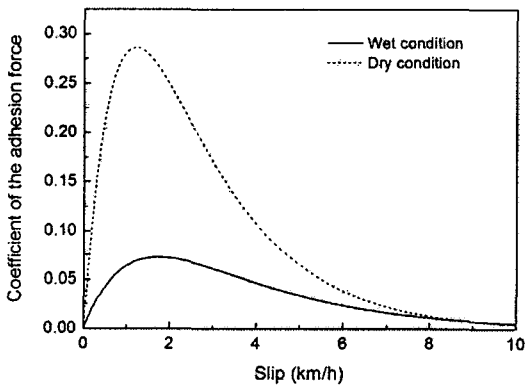


Fig. 4 Coefficient of the adhesion force on the different rail conditions

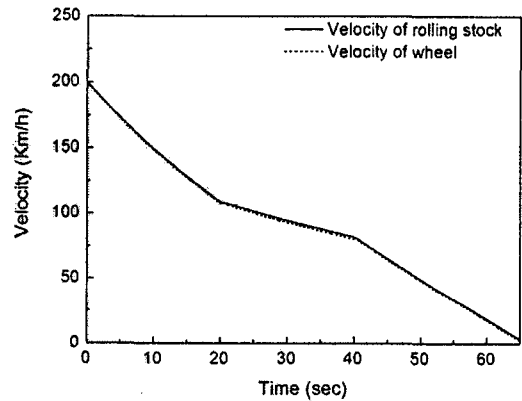


Fig. 7 Velocity of rolling stock

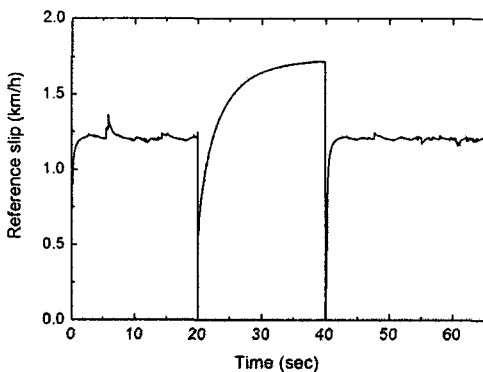


Fig. 5 Reference slip on the different rail conditions

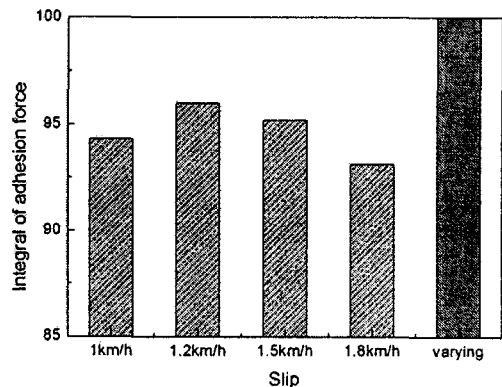


Fig. 8 Adhesion forces

5. 결론

철도 차량의 제동 성능은 차량의 바퀴와 노면 사이에 발생하는 점착력에 지배적인 영향을 받는다. 이러한 점착력은 노면의 조건에 따라 그 특성이 상이하므로 이 논문에서는 노면 조건 변화에 대해 최대 점착력의 크기를 얻을 수 있는 기준 슬립 발생기를 제안하였다. 제안된 기준 슬립 발생기의 성능을 평가하기 위해 기계식 제동 시스템에서 슬립 속도 변화에 따른 철로 노면과 차량 바퀴 사이에서 발생하는 점착력의 특성 변화를 고려하였다. 이를 바탕으로 비선형 강인제어기법인 슬라이딩 모드 제어기를 이용한 슬립제어 시스템을 설계하였다. 제안된 슬라이딩 모드제어기는 시스템 파라미터 변화에 대해서도 강인 제어 성능을 얻을 수 있도록 적응제어 기법을 이용하였다. 제안된 제어 시스템의 성능을 평가하기 위해 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하여 기준 슬립속도 생성 알고리즘이 노면 변화에 대해서 최대 점착력을 이용할 수 있는 슬립 속도를 생성하는 것을 확인하였고, 고정 슬립에 대한 제동 성능과 비교했을 때 그 제동 성능이 향상됨을 확인 할 수 있었다.

후 기

이 연구는 Post BK 21 사업의 지원에 의한 것입니다.

참고문헌

1. Cheok, A. D. and Shiomi, S., "A Fuzzy Logic Based Anti-skid Control System for Railway Application," Knowledge-based Intelligent Electronic System, pp. 195-201, 1998.
2. Ishikawa, Y. and Kawamura, A., "Maximum Adhesive Force Control in Super High Speed Train," Power Conversion Conference, Vol. 2, No. 3, pp. 951-954, 1997.
3. Takaoka, Y. and Kawamura, A., "Disturbance Observer Based Adhesion Control for Shinkansen," Proceedings Advanced Motion Control, 6th International Workshop, pp. 169-174, 2000.
4. Ohishi, K., Ogawa, Y., Miyashita, I. and

- Yasukawa, S., "Anti-slip Re-adhesion Control of Electric Motor Coach Based on Force Control using Disturbance Observer," Industry Applications Conference, Vol. 2, No. 2, pp. 1001-1007, 2000.
5. Song, J., "Performance evaluation of a hybrid electric brake system with a sliding mode controller," Mechatronics, Vol. 12, pp. 339-358, 2005.
6. Malvezzi, M., Toni, P., Allotta, B. and Colla, V., "Train Speed and Position Evaluation using Wheel Velocity Measurement," IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics Proceedings, pp. 220-224, 2001.
7. Kim, G. and Jho, J., "Anti-Slip Control and Speed Sensor-less Vector Control of the Railway Vehicle," Journal of the Korean Society for Railway, Vol. 8, No. 3, pp. 216-221, 2005.
8. Kim, G., Lee, H., Ahn, T., Hong, J., Han, S. and Jeon, K., "Anti-Slip Control by Adhesion Effort Estimation of Railway Vehicle," Journal of the Korean Society for Railway, Vol. 6, No. 4, pp. 116-123, 2003.
9. Kwon, S., Huh, U., Kim, H. and Kim, J., "Re-adhesion Control with Estimated Adhesion Force Coefficient for Wheeled Robot using Fuzzy Logic," The 30th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, pp. 2530-2535, 2004.