

# 제동시의 철도차량을 위한 동적모델

## Dynamic Modeling of a Railway Vehicle under Braking

박준혁<sup>†</sup> · 구병춘<sup>\*</sup>  
Joon-Hyuk Park · Byeong-Choon Goo

### Abstract

This paper describes the dynamic modeling of a railway vehicle when it is under braking force. It is important for the enhancement of braking performance to establish a proper dynamic model of a railway vehicle because the braking performance is affected by some dynamic forces generated by a railway vehicle when it undergoes braking. In this paper, a dynamic model for one vehicle is suggested to compute the dynamic behavior of a railway vehicle in the HILS(Hardware In-the-loop Simulation) system for the railway vehicle braking devices. To simplify the dynamic model, friction between a wheel and a rail is assumed that there exist only the static and the dynamic friction forces. Static friction coefficient is also assumed to be a function of the running speed. Some simulations are carried out with various braking forces, and the braking characteristics according to the change of the braking force are discussed. This study can provide some fundamental results to construct the HILS system for braking devices of a railway vehicle.

**Keywords** : Railway Vehicle, Dynamic modeling, Braking  
철도차량, 동적 모델, 제동

## 1. 서 론

철도차량에서의 제동시스템은 철도가 고속화됨에 따라 더욱 중요한 역할을 담당하게 되어 보다 안전하고 강건한 제동능력이 요구되고 있다. 제동시스템이 안전하고 적절한 제동력을 발휘하기 위해서는 여러 제동장치에 적절한 제동력이 분배되어야 하며 제동장치와 제동장치간, 제동장치와 차량간에 유기적인 결합이 이루어지도록 제어가 설계되어야 하며 이를 위한 실제실험이 선행되어야 한다. 그러나 실제실험은 실험규모, 비용, 그리고 안전문제 등으로 인해 구현되기 어렵기 때문에 기존의 제동시스템설계는 그동안의 경험과 국내외 기술자료들에 의존하여 행하여지고 있다. 따라서 실제주행시험을 대신할 수 있는 실험장치의 필요성이 대두되고 있으며 그 중에 실제시험을 대신할 방안으로 제동시스템을 위한 HILS(Hardware In-the-Loop Simulation)가 주목받고 있다.

HILS 시스템은 소프트웨어와 하드웨어가 결합된 형태의 실험장치로서 실제로 구현되기 어려운 부분은 소프트웨어를

통해 구현하며 많은 비선형성을 내포하여 소프트웨어로 처리하기 어려운 부분은 하드웨어를 통해 구축하는 방법이다[1].

철도차량의 제동시스템을 위한 HILS를 구축하기 위해서는 실험규모 및 비용이 많이 들어가는 실제차량 대신 차량동역학부분을 소프트웨어를 통해 구현하고 제동장치부분을 하드웨어를 통해 구현하는 것이 타당하다. 이를 위한 철도차량의 동적모델은 황원주 등[2]이 고속전철의 제동시스템을 위한 HILS 구축을 위하여 수립한 바 있다. 이 연구에서는 각 철도차량에 대한 모델링을 수행하되 시뮬레이션에서는 20량을 하나의 질량으로 모델링하였으며 대차와 차체를 하나의 강체로 간주하였다. 이후 차량 2대에 대한 HILS 구축을 위하여 모델링이 확대되었으며[3], 한국형 고속전철을 위하여 7량 모델에 대한 연구로 발전하였다[4]. 상기한 기존연구들에서는 계산량을 줄이기 위하여 차체와 대차를 하나의 강체로 간주하거나 차체와 대차사이의 상대운동이 매우 작아서 무시할 수 있다고 가정하여 대차프레임의 피치(pitch), 주행방향에 대한 차체와 대차프레임간의 상대변위, 대차프레임과 윤축의 상대변위 등에 대한 해석이 수행 되지못하였다. 그러나 실제차량에서는 차체와 대차프레임, 그리고 윤축이 현가장치에 의해 서로 연결되어있기 때문에 상호간에 작용력이 존재한다.

<sup>†</sup> 책임저자 : 회원, 한국철도기술연구원, 철도시스템연구본부  
E-mail : jhpak74@krrri.re.kr  
TEL : (031)460-5276 FAX : (031)460-5279

<sup>\*</sup> 한국철도기술연구원, 철도시스템연구본부

본 논문에서는 상기한 기존연구에서 수행되었던 철도차량의 동적모델을 보완하여 보다 정확한 특성을 예측하기 위한 동적모델을 수립하고자한다. 이를 위하여 차체와 대차를 이차현가장치로 연결된 두 개의 질량시스템으로 가정한다. 이차현가장치는 주행방향과 수직방향으로 차체와 대차를 연결하여 차체와 대차프레임간의 상대운동이 가능하도록 모델링하며, 대차프레임과 윤축도 일차현가장치로 연결되어 주행방향과 수직방향의 상대변위를 해석할 수 있도록 모델링한다. 따라서 본 연구는 차체와 대차간의 상대운동, 대차프레임의 피치, 대차프레임과 윤축간의 상대운동에 대한 해석이 가능하도록 동적모델링을 구축하고자 한다.

제동장치모델의 경우, 디스크 또는 답면제동이 사용되는 저속구간에서 주로 활주(skid)현상이 발생하고 있으며 본 논문에서는 답면제동만을 고려하도록 한다. 차륜과 레일의 마찰력은 모델링을 간단히 하기위하여 우선 정지마찰력과 운동마찰력만 존재한다고 가정하며 정지마찰력의 마찰계수는 차량속도의 함수이고 제륜자의 마찰계수 또한 차량속도에 영향을 받는다고 모델링한다.

## 2. 철도차량의 동적모델

### 2.1 차륜 모델

차륜이 외력을 받으며 레일 위를 이동할 때 차륜의 거동을 좌우하는 주된 요소 중의 하나는 차륜과 레일사이의 마찰력이다. 본 연구에서는 앞에서 언급한 바와 같이 정지마찰력과 운동마찰력만 존재한다고 가정하도록 한다.

정지마찰력이 작용하는 경우는 차륜에 존재하는 모든 외력이 정지마찰력보다 작아서 차륜이 미끄러짐이 없이 굴러가는 이상적인 경우로 모든 외력은 차륜이 이동하는데 사용된다. 그러나 차륜에 인가되는 외력이 최대정지마찰력보다 큰 경우에는 운동마찰력이 작용하게 되는데, 이때에는 외력에 운동마찰력을 뺀 값이 차륜을 이동시키고 그 이상 되는 토크는 차륜이 레일위에서 미끄러지며 회전을 하는데 사용된다.

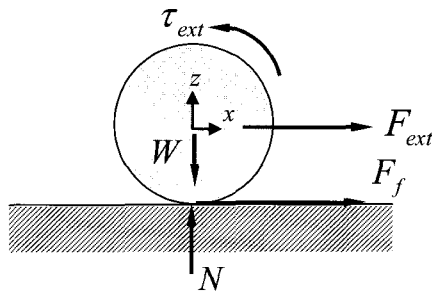


Fig. 1. Free body diagram of a rolling wheel on the rail

Fig. 1과 같이 차륜이 레일 위를 구른다고 하자. 이때,  $F_f$ 는 차륜과 레일사이의 마찰력이고,  $F_{ext}$ 는 마찰력에 의한 반력을 포함한 차륜에 걸리는 모든 외력,  $\tau_{ext}$ 는 차륜에 걸리는 모든 토크(torque),  $W$ 는 차륜에 걸리는 하중,  $N$ 은 하중에 대한 레일의 반력을 의미한다.

Fig. 1의 차륜에 대한 운동방정식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$m_w \ddot{x} = F_{ext} + F_f \tag{1}$$

$$I_w \ddot{\theta} = \tau_{ext} + rF_f \tag{2}$$

여기서  $r$ 은 차륜의 반경을 의미한다. 차륜에 작용하는 모든 외력의 합이 정지마찰력 보다 작아서 차륜이 미끄러짐 없이 구르는 경우에는  $\ddot{x} = -r\ddot{\theta}$ 이므로 이를 식 (1)에 적용하되, 식(1)의 좌우양변에  $r$ 을 곱하여 정리하면 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$-m_w r^2 \ddot{\theta} = rF_{ext} + rF_f \tag{3}$$

식 (2)와 (3)을 이용하여  $rF_f$  항을 소거하고 정리하면 차륜이 미끄러짐 없이 굴러갈 때의 운동방정식을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\left| \frac{m_w r \tau_{ext} + I_w F_{ext}}{m_w r^2 + I_w} \right| \leq |\mu_s W| \tag{4}$$

$$m_w \ddot{x}_w = \frac{-m_w r \tau_{ext} + m_w r^2 F_{ext}}{m_w r^2 + I_w}$$

$$I_w \ddot{\theta}_w = \frac{I_w \tau_{ext} - r I_w F_{ext}}{m_w r^2 + I_w} \tag{5}$$

여기서  $\mu_s$ 는 정지마찰계수로서 차량속도에 대한 함수로 표현된다[3]. 차륜이 미끄러짐 없이 구르기 위한 조건은  $F_f$ 가 최대정지마찰력보다 작을 때로서  $F_f$ 는 식(1)과 (4)를 이용하여 구할 수 있다.

차륜이 상기한 조건을 넘어 미끄러지며 회전하는 경우에는 차륜에 작용하는 외력과 상관없이 일정한 운동마찰력이 작용하되, 운동마찰력의 작용 방향은 차륜의 회전력과 이동력을 더한 값의 반대 방향으로 작용하므로 차륜의 운동방정식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$m_w \ddot{x}_w = F_{ext} - \text{sgn}(\dot{x}_w + r\dot{\theta}_w) \mu_d W \tag{6}$$

$$I_w \ddot{\theta}_w = \tau_{ext} - \text{sgn}(\dot{x}_w + r\dot{\theta}_w) r \mu_d W \tag{7}$$

$$m_w \ddot{x}_1 + C_{px} \dot{x}_1 + K_{px} x_1 - C_{px} \dot{x}_3 - K_{px} x_3 = F_1 \tag{8}$$

$$m_w \ddot{x}_2 + C_{px} \dot{x}_2 + K_{px} x_2 - C_{px} \dot{x}_3 - K_{px} x_3 = F_2 \tag{9}$$

$$m_b \ddot{x}_3 + (C_{sx} + 2C_{px}) \dot{x}_3 + (K_{sx} + 2K_{px}) x_3 - C_{sx} \dot{x}_7 - C_{px} (\dot{x}_1 + \dot{x}_2) - K_{sx} x_7 - K_{px} (x_1 + x_2) = 0 \tag{10}$$

$$m_b \ddot{x}_4 + (C_{sx} + 2C_{px}) \dot{x}_4 + (K_{sx} + 2K_{px}) x_4 - C_{sx} \dot{x}_7 - C_{px} (\dot{x}_5 + \dot{x}_6) - K_{sx} x_7 - K_{px} (x_5 + x_6) = 0 \tag{11}$$

$$m_w \ddot{x}_5 + C_{px} \dot{x}_5 + K_{px} x_5 - C_{px} \dot{x}_4 - K_{px} x_4 = F_5 \tag{12}$$

$$m_w \ddot{x}_6 + C_{px} \dot{x}_6 + K_{px} x_6 - C_{px} \dot{x}_4 - K_{px} x_4 = F_6 \tag{13}$$

$$m_v \ddot{x}_7 + 2C_{sx} \dot{x}_7 + 2K_{sx} x_7 - C_{sx} (\dot{x}_3 + \dot{x}_4) - K_{sx} (x_3 + x_4) + F_{cn} - F_{c(n+1)} = 0 \tag{14}$$

$$m_b \ddot{z}_3 + (2C_{pz} + C_{sz}) \dot{z}_3 + (2K_{pz} + K_{sz}) z_3 - K_{sz} z_7 - C_{sz} \dot{z}_7 = 0 \tag{15}$$

$$m_b \ddot{z}_4 + (2C_{pz} + C_{sz}) \dot{z}_4 + (2K_{pz} + K_{sz}) z_4 - K_{sz} z_7 - C_{sz} \dot{z}_7 = 0 \tag{16}$$

$$m_v \ddot{z}_7 + 2C_{sz} \dot{z}_7 + 2K_{sz} z_7 - C_{sz} (\dot{z}_3 + \dot{z}_4) - K_{sz} (z_3 + z_4) = 0 \tag{17}$$

$$I_w \ddot{\theta}_1 = \tau_1 \tag{18}$$

$$I_w \ddot{\theta}_2 = \tau_2 \tag{19}$$

$$I_b \ddot{\theta}_3 - \{C_{px} (\dot{x}_1 + \dot{x}_2 - 2\dot{x}_3) + K_{px} (x_1 + x_2 - 2x_3)\} h_1 + \{C_{sx} (\dot{x}_3 - \dot{x}_7) + K_{sx} (x_3 - x_7)\} h_2 + \left\{ C_{pz} \left( \frac{b_1^2}{2} \dot{\theta}_3 \right) + K_{pz} \left( \frac{b_1^2}{2} \theta_3 \right) \right\} = 0 \tag{20}$$

$$I_b \ddot{\theta}_4 - \{C_{px} (\dot{x}_5 + \dot{x}_6 - 2\dot{x}_4) + K_{px} (x_5 + x_6 - 2x_4)\} h_1 + \{C_{sx} (\dot{x}_4 - \dot{x}_7) + K_{sx} (x_4 - x_7)\} h_2 + \left\{ C_{pz} \left( \frac{b_1^2}{2} \dot{\theta}_4 \right) + K_{pz} \left( \frac{b_1^2}{2} \theta_4 \right) \right\} = 0 \tag{21}$$

$$I_w \ddot{\theta}_5 = \tau_5 \tag{22}$$

$$I_w \ddot{\theta}_6 = \tau_6 \tag{23}$$

$$I_v \ddot{\theta}_7 - \{C_{sx} (\dot{x}_3 + \dot{x}_4 - 2\dot{x}_7) + K_{sx} (x_3 + x_4 - 2x_7)\} h_3 + \left\{ C_{sz} \left( \frac{b_2^2}{2} \dot{\theta}_7 \right) + K_{sz} \left( \frac{b_2^2}{2} \theta_7 \right) \right\} - (F_{cn} - F_{c(n+1)}) h_4 = 0 \tag{24}$$

여기서  $sgn(\ )$ 은 ( )의 부호에 따라 -1, 0, 1을 갖는 함수이며  $\mu_d$ 는 운동마찰계수이다.

## 2.2 답면 제동력 모델

일반적으로 제동력을 높이려면 제륜자 압력을 높이거나 마찰계수를 증대시켜야 한다. 제동력의 대소는 제동거리, 제동시분, 역행시분, 운전시분에 영향을 주기 때문에 적절한 제동력의 산정은 철도시스템에 있어 매우 중요하다.

답면제동 토크는 제륜자압력과 제륜자와 답면의 마찰계수에 의하여 결정된다. 본 논문에서는 제륜자가 주철로 이루어져 있다고 가정하고 Reizfeld's 실험공식[5]을 이용하여 차륜 답면과 제륜자사이의 마찰계수를 구하였다. Fig. 2는 Reizfeld's 실험식에 따라 구한 속도와 제륜자마찰계수와의 관계를 나타낸다. 그림에서 볼 수 있듯이 제동 시의 속도가 빠를수록 제륜자의 마찰계수는 작은 것을 확인할 수 있다. 따라서 일정한

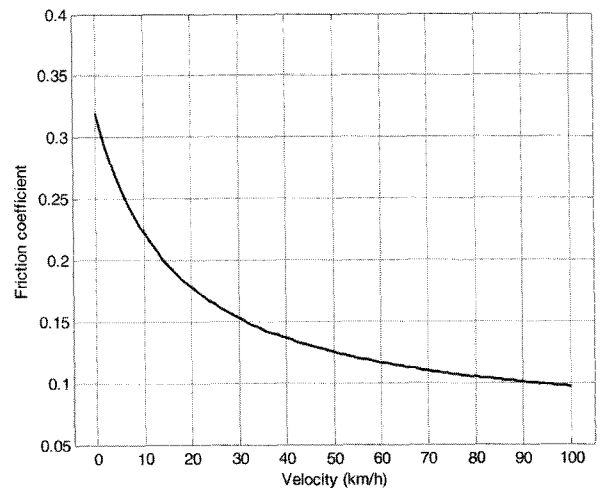


Fig. 2. Friction coefficient of the brake shoe versus velocity according to Reizfeld's experimental formula

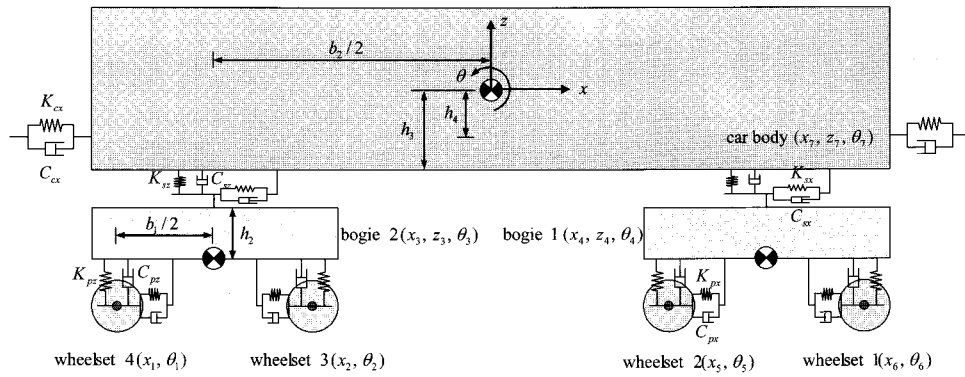


Fig. 3. Schematic diagram of a railway vehicle for dynamic modeling

제륜자압력이 작용하는 경우 저속에서 제동력이 급격히 커질 수 있으며 그 결과, 저속에서 활주가 일어날 가능성이 더 높다.

2.3 차량 모델

Fig. 3은 차체 및 대차의 동적모델 수립을 위한 개념도이다. 대차프레임은 휠셋과 x축 및 z축에 대하여 스프링 및 댐퍼로 구성되어있는 일차현가장치로 연결되어있고 또한 차체와 이차현가장치로 연결되어있다. 휠셋은 레일에서 미끄러질 수는 있으나 탈선할 수는 없다고 가정하였으며 대차와 차체의 롤(roll)운동은 발생하지 않는다고 가정하였다. 마지막으로 공기저항에 대한 영향 또한 무시하였다.

상기한 가정에 의하여 하나의 차량에 대한 동적모델은 9자유도 모델로 가능하며 차륜을 포함하면 총 17자유도 모델로 표현된다. 17자유도에 대한 운동방정식은 식 (8)~(24)와 같이 표현할 수 있다.

여기서  $F_1, F_2, F_5, F_6$ 은 바퀴에 작용하는 외부토크에 의해 바퀴의 병진방향으로 작용하는 힘이고,  $\tau_1, \tau_2, \tau_5, \tau_6$ 은 바퀴에 작용하는 외부토크와 바퀴에 병진방향으로 작용하는 일차현가장치의 힘에 의해 발생한 토크의 합이다.  $F_1, F_2, F_5, F_6$  및  $\tau_1, \tau_2, \tau_5, \tau_6$ 은 식(1)~(7)에 의하여 계산이 가능하다. 식(14)와 (24)의  $F_{cn}, F_{c(n+1)}$ 은 각각 n번째 연결기와 (n+1)번째 연결기에 의한 힘을 의미하며 차량이 두 대 이상일 때 모델링이 필요하다.

3. 모의실험

본 장에서는 2장에서 구한 동적모델을 이용하여 모의실험을 수행하였다. 17자유도 운동방정식은 오일러(Euler) 수치적분을 이용하여 컴퓨터를 통하여 계산하였으며 우선 1차량만을 대상으로 하였다.

모의실험은 차량이 100km/h로 주행하다가 4개의 휠셋에

Table 1. Modeling parameters for simulation

Parameters (Units)	Values
$K_{pz}$ (N/m)	$2 \times 1.628E6$
$K_{px}$ (N/m)	$2 \times 6.668E6$
$C_{pz}$ (N·s/m)	$2 \times 4E3$
$C_{px}$ (N·s/m)	$2 \times 1.6E4$
$K_{sz}$ (N/m)	$2 \times 0.34E6$
$K_{sx}$ (N/m)	$11.47E6$
$C_{sz}$ (N·s/m)	$2 \times 16E3$
$C_{sx}$ (N·s/m)	$2 \times 2E3$
$b_1$ (m)	2.1
$h_1$ (m)	0
$h_2$ (m)	0.546
$h_3$ (m)	13.8
$h_3$ (m)	0.9
$m_v$ (kg)	22.8E3
$m_b$ (kg)	3.82E3
$m_w$ (kg)	1.64E3
$I_v$ (kg·m <sup>2</sup> )	0.0225E3
$I_b$ (kg·m <sup>2</sup> )	1.46E3
$I_w$ (kg·m <sup>2</sup> )	434E3

답면제동에 의한 제동토크가 동시에 가해진다고 가정하였으며 차륜이 레일에서 미끄러질 때 운동마찰 계수는 0.01~0.02 사이에 있다고 가정하고 범위내 임의의 값을 사용하였다[6]. 모의실험에서 사용된 파라미터 값들은 Table 1과 같다. Table 1의 값들은 전동차 파라미터 값과 유사하게 정한 값으로 제동시의 동적거동을 파악하는데 무리 없이 사용될 수 있다.

Fig. 4는 제륜자 압착력 69.8kN이 모의실험 시작후 2초부터 4개의 휠셋에 동시에 작용할 때 차량의 변위와 속도를 나타낸 그림이다. 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 차륜/레일의

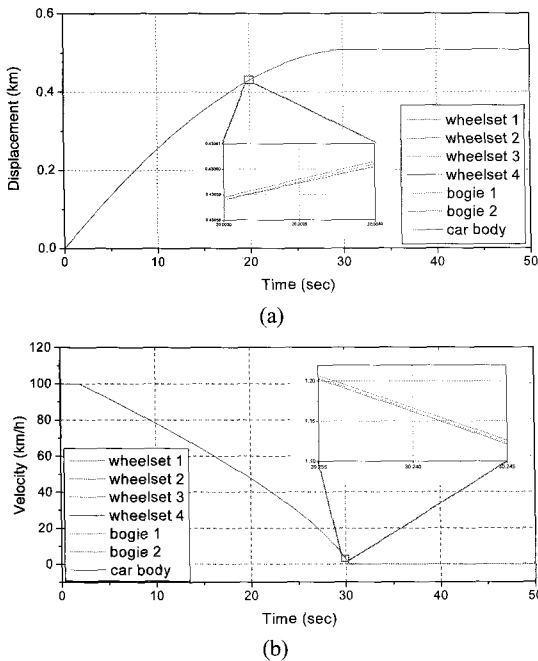


Fig. 4. Dynamic behavior of a vehicle under 69.8kN of brake shoe pressing force: (a) displacement and (b) velocity

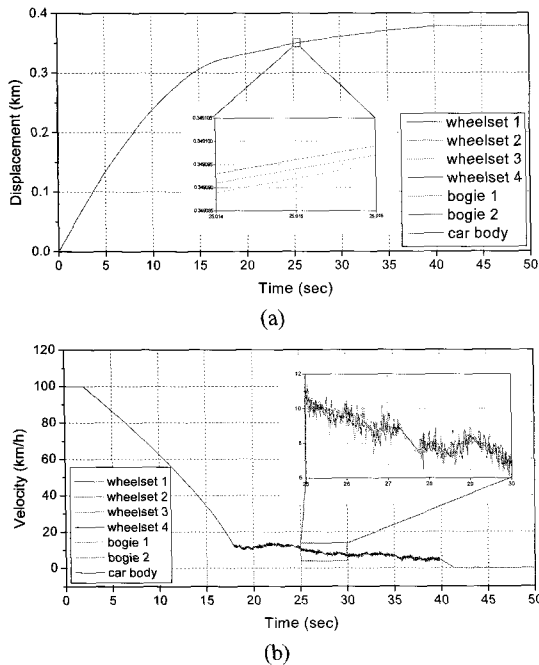


Fig. 5. Dynamic behavior of a vehicle under 116.3kN of brake shoe pressing force: (a) displacement and (b) velocity

미끄러짐에 의한 활주현상이 발생하지 않고 제동이 원활히 이루어지는 것을 알 수 있다. 그러나 제동력이 작아서 제동거리가 약 450m로 비교적 길게 나타났다.

Fig. 5는 제륜자 압착력이 116.3kN일 때 차량의 거동을 모의실험한 결과이다. 속도가 비교적 빠른 구간에서는 제륜자

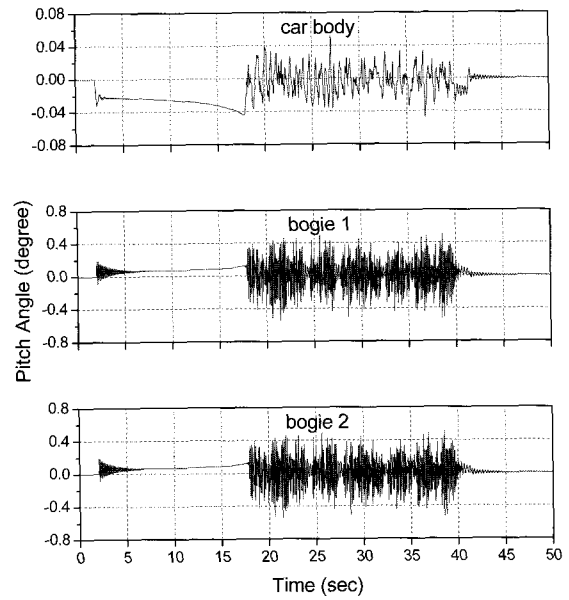


Fig. 6. Pitch angle of each part under skid

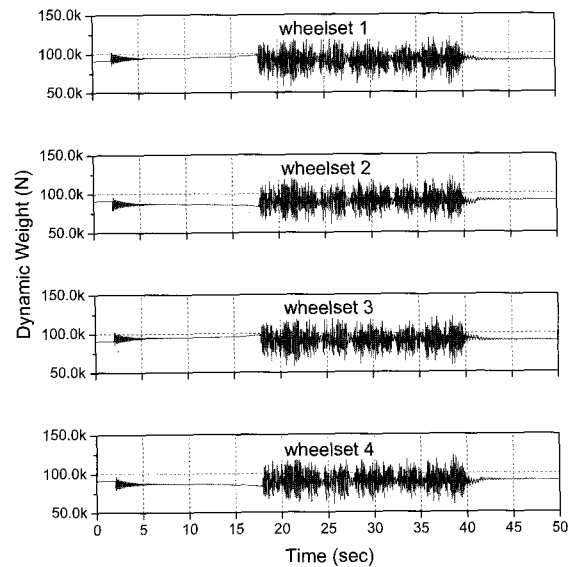


Fig. 7. Dynamic weights of each wheelset under skid

와 답면사이의 마찰계수가 작기 때문에 제동토크 또한 작아 지므로 활주 없이 제동이 작용하나 주행속도가 약 15km/h 이하가 되면 마찰계수가 급격히 커져서 큰 제동토크에 의해 휠셋의 회전이 급격하게 멈추어 활주가 발생한다. Fig. 6은 제동시에 차체 및 대차의 피치각을 나타낸 것으로서 차체는 앞으로 기울어지나 대차는 뒤쪽으로 기울어지는 것을 확인할 수 있으며 피치각은 대차의 움직임이 더 심한 것으로 나타났는데 이는 이차현가장치가 대차의 진동이 차체로 전달되는 것을 상당부분 저감시키기 때문이다.

활주가 발생하는 또 다른 요인으로 Fig. 7에서 볼 수 있는

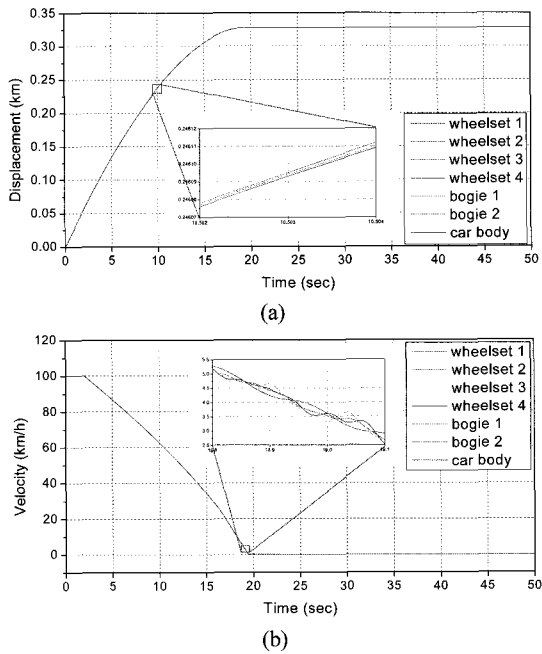


Fig. 8. Dynamic behavior of a vehicle under variable brake shoe pressing force: (a) displacement and (b) velocity

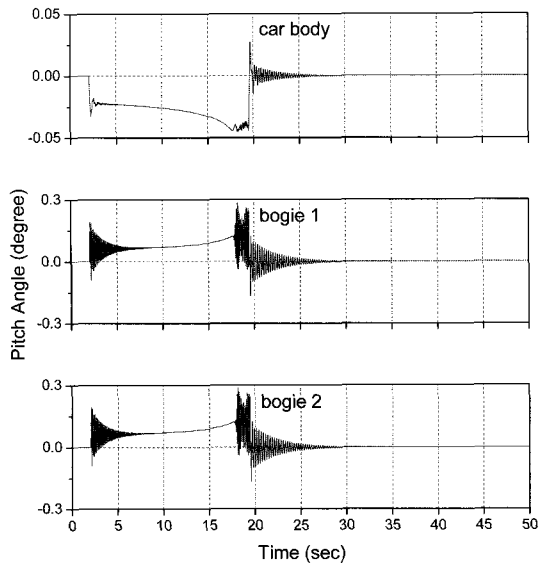


Fig. 9. Pitch angle of each part with anti-skid algorithm

바와 같이 동적하중의 변화가 있을 수 있다. 전륜(wheelset 1, 3)이 받는 동하중은 제동이 작용하게 되면 차체의 앞쪽으로 기울어지므로 정하중보다 커지게 되나 후륜(wheelset 2, 4)의 동하중은 이와는 반대로 작아진다. 그 결과 차륜/레일의 마찰 계수가 각 휠셋에 동일하더라도 후륜의 경우에는 축하중이 작아 활주가 전륜보다 먼저 발생하게 된다.

활주가 발생하면 차륜담면에 찰상이 일어나고 차륜이 원활하게 회전하지 못하므로 승차감이 나빠지며 제동거리가 또한

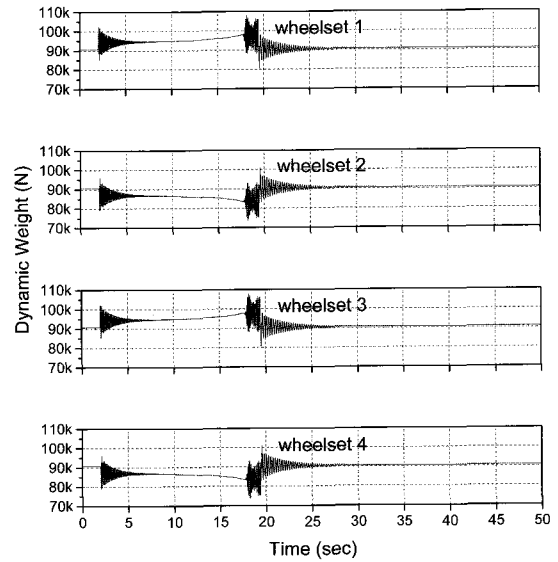


Fig. 10. Dynamic weights of each wheelset with anti-skid algorithm

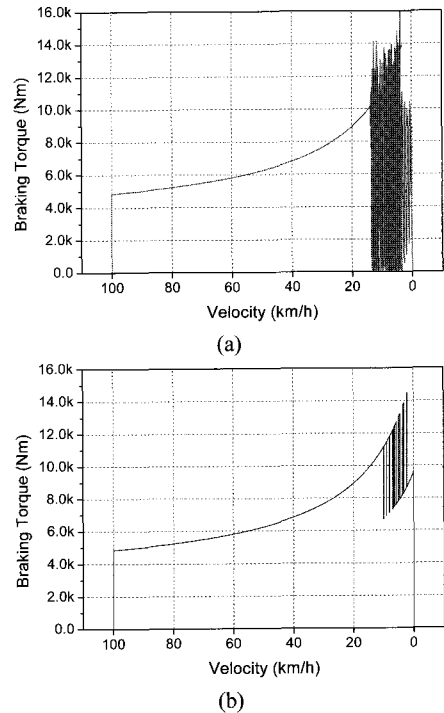


Fig. 11. Braking torque: (a) under skid and (b) with anti-skid algorithm

늘어나게 된다. Fig. 5에서도 확인할 수 있듯이 제륜자 압착력을 크게 높였음에도 불구하고 제동거리는 약 320m로 크게 단축되지 못했음을 알 수 있다.

Fig. 8은 제동시 활주를 방지하기 위하여 제륜자 압착력을 가변시키는 모의실험을 수행한 결과이다. 제동초기에는 Fig. 5의 경우와 마찬가지로 116.3kN으로 제륜자 압착력이 가해지다가 휠셋의 회전속도와 차량의 주행속도를 비교하여 활주

가 발생하는 순간에 제륵자 압착력을 69.8kN으로 감하도록 알고리즘을 구성하였다. 그림에서 확인할 수 있는 바와 같이 활주현상이 제거되었으며 제동거리도 약 270m로 단축되었음을 알 수 있다.

Fig. 9는 제동시 차량과 대차의 피치각을 나타낸 것으로 Fig. 6과 비교하여보면 승차감이 월등히 향상되었음을 알 수 있다. 이는 활주가 제거됨에 따라 차체의 이상진동이 발생하지 않기 때문이다. 각 휠셋에 걸리는 동하중의 변화도 Fig. 10에서 보듯이 앞서 수행한 모의실험보다 더 작은 값을 보이고 있다.

Fig. 11은 활주가 발생하였을 때와 활주방지 알고리즘이 적용되었을 때 휠셋에 작용하는 제동토크를 도시한 것이다. 제륵자와 답면의 마찰력은 차륵이 회전하지 않을 때에는 '0'으로 모델링되기 때문에 활주발생시 제동토크에 심한 변화가 일어나는 것처럼 도시된다. 이는 간접적으로 휠셋이 활주구간에서 회전과 미끄러짐을 반복한다는 것을 보여준다. 활주방지 알고리즘이 적용되면 그림에서 보듯이 활주발생 순간에 활주방지 알고리즘에 의하여 제동토크가 작아지는 것을 확인할 수 있으며 이후 동하중 변화에 따라 활주방지 알고리즘이 제륵자 압착력을 가감하다가 최종적으로 차량이 정차하는 것을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 제동 시에 나타나는 철도차량의 거동을 예측하기위하여 동적모델을 수립하고, 이를 이용하여 활주현상이 발생한 차량과 활주방지 알고리즘이 적용된 차량의 거동을 비교 분석하였다.

철도차량의 제동시스템용 HILS를 구축하는데 있어 차량동역학부분을 S/W로 처리하기위한 적절한 동적모델은 되도록 실제현상과 근접하도록 모델링을 수행하되, 계산량을 최소화하여 실시간 HILS가 가능하도록 하여야하므로 최적 조건이 성립되어야 한다. 그러나 기존 제동시스템과 새롭게 개선된 제동시스템의 성능을 HILS를 통해 상대비교 및 평가한다는 측면에서 보면 적절히 간략화된 동적모델이 HILS 개발에 더 유용할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 많은 비선형성을 내포하고 있는 차륵/레일의 접촉 메커니즘을 정지마찰력과 운동마찰력으로 간단히 모델링 하였으며 직선노선에서 제동 시의 모의실험 결과를 통해, 본 연구의 동적모델이 정성적으로 타당하게 수립되었음을 확인하였다.

#### 참 고 문 헌

1. 노지훈, 황태훈, 박기홍, 이수진, 정유철, 박인혜(2004), "ESP ECU를 위한 HILS 시스템에 관한 연구," 한국자동차공학회 2004년도 춘계학술대회논문집 pp.679-685.
2. 황원주, 강철구(2001), "고속전철 제동시스템의 HILS," 제어·자동화시스템공학 논문지, 제7권 5호, pp.432-436.
3. 이남진, 강철구(2002), "동적 모델에 의한 고속전철의 제동력 시뮬레이션," 제어·자동화시스템공학 논문지, 제8권 1호, pp.46-53.
4. 정재봉, 강철구(2004), "한국형 고속전철의 제동 특성 해석," 제어·자동화시스템공학 논문지, 제10권, 3호, pp.232-238.
5. 박광복(1999), "철도차량공학", 삼성종합출판.B5(182×257mm).
6. Simon Iwnicki(2006), "Handbook of Railway Vehicle Dynamics," CRC Press. B5(182×257mm).

(2007년 6월 1일 논문접수, 2007년 7월 20일 심사완료)