

# 철도차량 이차현가장치 댐퍼 매개변수 변화에 따른 고유모드 특성에 대한 연구

## A Study on the Eigenmode Characteristics by Changing Damping Parameters of Secondary Suspension (Damper) on Railway Vehicles

신유정<sup>1,✉</sup>, 유원희<sup>2</sup>, 박준혁<sup>2</sup>, 허현무<sup>2</sup>  
Yu-Jeong Shin<sup>1,✉</sup>, Won-Hee You<sup>2</sup>, Joon-Hyuk Park<sup>2</sup> and Hyun-Moo Hur<sup>2</sup>

1 과학기술연합대학교 미래첨단교통시스템공학과 (Dept. of Future Traffic System University of Science & Technology)

2 한국철도기술연구원 주행추진연구실 (Vehicle Dynamics Research Dept. Korea Railroad Research Institute)

✉ Corresponding author: yjshin@krri.re.kr, Tel: 031-460-5261

Manuscript received: 2011.1.6 / Revised: 2011.3.24 / Accepted: 2011.4.12

*Railway vehicles are capable of indicating several types of instability. This phenomenon, which is called hunting motion, is a self excited lateral oscillation that is caused by the running velocity of the vehicle and wheel/rail interactive forces. The interactive forces act to change effectively the damping characteristics of railway vehicle systems. This paper will show the impact of instability on the transfer function behavior using damping characteristics of secondary suspension. The vehicle dynamics are modeled using a 17 degree of freedom considering linear wheel/rail contact. The paper deals with certain condition of the damper characteristics that one is about various damping coefficient and another is equipped damper direction.*

Key Words: Ride Comfort (승차감), Natural Frequency (고유진동수), Hunting Frequency (사행동), Railway Vehicle (철도차량), Secondary Suspension (이차현가장치)

### 기호설명

$m_{wi}$  = Mass of wheelset ( $i=1\sim 4$ ) (kg)

$I_{wi}$  = Inertia of wheelset ( $i=1\sim 4$ ) ( $\text{kgm}^2$ )

$m_{Tj}$  = Mass of truck ( $j=1,2$ ) (kg)

$I_{Tj}$  = Inertia of truck ( $j=1,2$ ) ( $\text{kgm}^2$ )

$m_c$  = Mass of carbody (kg)

$I_c$  = Inertia of carbody ( $\text{kgm}^2$ )

$W_a$  = Load per Wheelset (N)

$r_0$  = Wheel rolling radius (m)

$k_{px}$  = Primary longitudinal stiffness (N/m)

$k_{py}$  = Primary lateral stiffness (N/m)

$k_{pz}$  = Primary vertical stiffness (N/m)

$k_{sx}$  = Secondary longitudinal stiffness (N/m)

$k_{sy}$  = Secondary lateral stiffness (N/m)

$k_{sz}$  = Secondary vertical stiffness (N/m)

$c_{px}$  = Primary longitudinal damping (Ns/m)

$c_{py}$  = Primary lateral damping (Ns/m)

$c_{pz}$  = Primary vertical damping (Ns/m)

$c_{sx}$  = Secondary longitudinal damping (Ns/m)

$c_{sy}$  = Secondary lateral damping (Ns/m)

$c_{sz}$  = Secondary vertical damping (Ns/m)

$a$  = Half of wheelset contact distance (m)

$V$  = Velocity (m/s)

$F_x, F_y, M_{sp}$  = Creep force and moment

$f_{11}, f_{12}, f_{33}, f_{22}$  = Kalker's creep coefficient

- $\xi_x, \xi_y, \xi_{sp}$  = Creepage of contact patch on wheel/rail
- $C_{ij}$  = Kalker's creepage and spin coefficients
- $L_{x1}$  = Half of truck wheelbase (m)
- $L_{x2}$  = Half of distance between truck centers (m)
- $L_{y1}$  = Half of lateral distance between primary suspensions (m)
- $L_{y2}$  = Half of lateral distance between secondary suspensions (m)

1. 서론

최근 대중교통 수단에 대한 사회적 관심으로 경제성과 친환경성이 중요시되고 있으며, 이러한 요구에 적절한 대안으로 철도시스템의 역할이 증대되고 있다. 고속 철도차량의 개발과 더불어 새로운 차량구조에 대한 연구 개발도 활발히 진행되면서 눈부신 성장을 하고 있으며, 특히 기존의 기구계로만 구성되었던 분야에서도 기구학적인 면과 반능동 댐퍼 및 액추에이터와의 조합과 같이 그 응용 범위가 넓어지고 있다. 도시철도시스템은 일반적으로 급곡선부에서 큰 횡방향(차륜/레일)힘에 의해 차륜과 레일의 심각한 마모 및 주행안정성 저감 등과 같은 많은 문제들을 야기시킨다. 특히 급곡선이 많은 우리나라에서는 승차감과 주행 안정성의 확보가 중요시되고 있으며, 철도차량의 고속화 추세와 더불어 여러 철도선진국에서는 주행 안정성 확보 및 양질의 승차감과 같은 고객을 위한 서비스를 향상시키기 위해 이미 오래전부터 다방면으로 많은 연구가 진행되어 왔다.<sup>1</sup>

철도 차량의 횡방향 진동을 제어하기 위해서는 통상 대차와 차체 사이에 댐퍼를 장착하게 되는데, 전동차의 경우 주행안정성면을 중시하여 높은 감쇠계수의 댐퍼를 장착하게 된다. 이는 전동차가 곡선구간을 주행할 때 고정된 높은 감쇠계수를 지닌 수동댐퍼의 특성 때문에 주행안정성 측면에서 오히려 역효과가 발생할 수 있다. 이러한 이유로 감쇠계수를 변화시킬 수 있는 가변 오리피스(variable orifice) 댐퍼를 비롯하여 MR (Magneto-Rheological) 댐퍼, ER(Electrorheological) 댐퍼 등과 같은 반능동 현가장치에 대한 연구가 활발히 이뤄지고 있다.<sup>2-4</sup>

본 논문에서는 승차감과 직접적으로 관련이 있는 철도차량의 이차현가장치의 댐퍼 매개변수 변화에 따른 운동 특성에 대해 해석을 수행하고, 댐퍼의 장착 위치(주행방향, 횡방향)에 따른 시스템

전달함수의 응답 특성에 대해 알아보았다.

2. 철도차량의 동적 모델

본 장에서는 철도차량의 동역학 모델을 해석목적에 맞게 수학적으로 모델링하고 주행조건을 변화시켜가면서 시스템의 구조 및 파라미터 간의 상관관계를 알아보려고 한다. 철도차량의 수학적 모델은 일반적으로 다물체 접근이 적용되며 윤축, 대차프레임, 차체를 강체로 놓고 이것을 다양한 현가장치에 의해 연결된 것으로 표현된다(Fig.1). 윤축과 대차를 연결하는 현가장치를 일차현가장치(Primary suspension)라 하고, 대차와 차체를 연결하는 현가장치를 이차현가장치(Secondary suspension)라 한다. 현가장치의 강성값은 주행속도 및 구조적 특징에 따라 다르고, 일차현가장치는 주행안정성, 이차현가장치는 승차감과 밀접한 관련이 있다.<sup>5,6</sup> 본 장에서는 철도차량의 이차현가장치 댐퍼의 감쇠계수 변화에 따른 운동특성을 파악하기 위하여 다음과 같이 모델링 하였다.

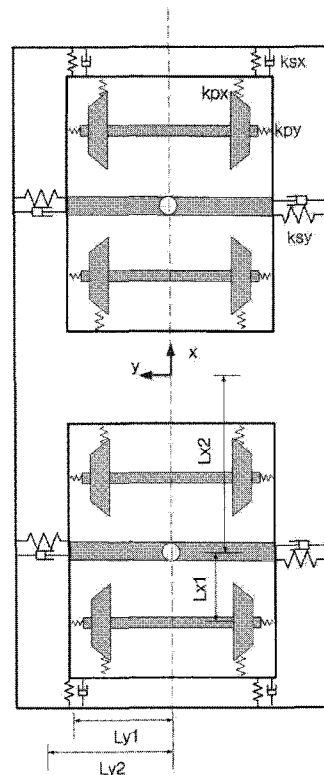


Fig. 1 Dynamic Model of Conventional Railway Vehicle

**2.1 철도차량 모델링**

철도차량의 운동방정식으로 기술되는 시스템은 그 동적 시스템의 내부상태를 설명하는 상태변수 (state variable)  $x$  를 이용하여 1 계 연립 상미분방정식으로 나타낼 수 있다.

철도차량 모델링은 Table 1 에서 보는 바와 같이 윤축의 횡방향(lateral)과 요방향(yaw)을 고려하고, 대차와 차체에 대해서는 횡방향(lateral), 요방향(yaw), 롤방향(roll)을 고려하여 17 자유도로 표현하였으며 시스템 상태방정식의 일반형과 상태변수 벡터는 다음과 같이 나타낼 수 있다.<sup>7,8</sup>

Table 1 Degree of freedom of vehicle model

Parameters	Lateral	Yaw	Roll
Wheelset 1	$y_1$	$\psi_1$	-
Wheelset 2	$y_2$	$\psi_2$	-
Wheelset 3	$y_3$	$\psi_3$	-
Wheelset 4	$y_4$	$\psi_4$	-
Truck 1	$y_{T1}$	$\psi_{T1}$	$\Phi_{T1}$
Truck 2	$y_{T2}$	$\psi_{T2}$	$\Phi_{T2}$
Carbody	$y_c$	$\psi_c$	$\Phi_c$

$$x = [y_i, \psi_i, y_{Tj}, \psi_{Tj}, y_c, \psi_c, \dot{y}_i, \dot{\psi}_i, \dot{y}_{Tj}, \dot{\psi}_{Tj}, \dot{y}_c, \dot{\psi}_c]^T \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ \dot{y} &= Cx + Du \end{aligned} \quad (2)$$

$$A = \begin{bmatrix} O_{17 \times 17} & I_{17 \times 17} \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$B = \begin{bmatrix} O_{17 \times 1} \\ -M^{-1}F \end{bmatrix} \quad (4)$$

여기서  $x$  는 시스템의 상태를 나타내는 상태벡터이며,  $n$  차 시스템에 대하여  $n$  개의 요소를 포함한다.  $A$  는 시스템 매트릭스,  $B$  는 입력벡터,  $C$  는 변환상수벡터,  $D$  는 직접전달항을 나타낸다.

**2.2 차륜/레일의 접촉특성**

차륜과 레일 사이의 구름접촉 특성은 하중과 응력 및 접촉면에서의 환경조건에 따라 많은 영향을 받는다. 본 논문에서는 차량의 주행특성 해석을 목적으로 기존에 가장 많이 사용되고 있는 Kalker 의 선형 이론을 이용하여 해석하였다. 차륜과 레일의 접촉에 의한 힘은 차륜과 레일의 접촉면(contact patch)에서 압축력(compressive force)에 의해 탄성변형이 일어나고 접촉영역에서 서로 상대적인 움직임에 의해 크립력(creep force)이 발생한다. 그리고 이때 발생하는 미소 슬립을 크리피지(creepage)라 한다. 본 논문에서는 Hertz 의 접촉이론과 Kalker 의 차륜과 레일의 접촉력을 계산하는 방법을 적용하였으며, 접촉면 반경  $a/b$  의 함수를 이용하여 선형화된 크립력(creep force)은 다음과 같이 표현된 식을 통해 계산하였다.

$$F_x = -f_{33} \cdot \xi_x \quad (5)$$

$$F_y = -f_{11} \cdot \xi_y - f_{12} \cdot \xi_{sp} \quad (6)$$

$$M_z = -f_{12} \cdot \xi_y - f_{22} \cdot \xi_{sp} \quad (7)$$

여기서  $F_x, F_y, M_z$  는 각각 종방향 크립력, 횡방향 크립력 및 크립모멘트를 나타내며, 이 식에 필요한  $f_{11}, f_{12}, f_{22}, f_{33}$  은 Kalker 의 선형 계산방법에 의해 계산되는 크립계수(creep coefficient)를 나타내는 것으로 식(8) ~ 식(11)을 통해 계산된다. 이 크립계수를 계산할 때 사용되는  $C_{11}, C_{23}, C_{33}, C_{22}$  는 Fig. 2 와 같이 표현되는 차륜과 레일의 접촉면의 크기와 반경 및 영률( $E$ : Young's modulus)에 의해 결정되는 값으로 Kalker 에 의해 정의된 값을 사용하였다.<sup>9</sup>

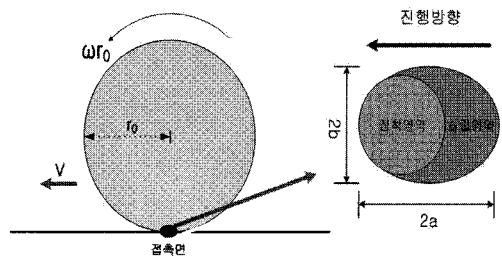


Fig. 2 Contact patch of wheel/rail

$$f_{11} = E \cdot C_{22} \cdot (a \cdot b) \tag{8}$$

$$f_{12} = E \cdot C_{23} \cdot (a \cdot b)^{\frac{3}{2}} \tag{9}$$

$$f_{22} = E \cdot C_{33} \cdot (a \cdot b)^2 \tag{10}$$

$$f_{33} = E \cdot C_{11} \cdot (a \cdot b) \tag{11}$$

$\xi_x, \xi_y, \xi_{sp}$  는 차륜/레일 접촉면에서 각각 주행 방향(longitudinal), 횡방향(lateral), 스핀방향(spin)에 대한 크리피지(Creepage)를 나타낸다. 차륜/레일 접촉면은 어떤 재료에 대해 어느 한 방향으로 단순한 수직변형력을 작용시키면 그 방향에 세로변형과 가로변형이 생기는데, 이때 두 변형의 비는 탄성한도 내에서 같은 재료에 대해서는 일정하다. 한편 금속재료의 푸아송비(Poisson's ratio)는 약 0.3으로 이 값을 이용해 계산하였다.

### 3. 철도차량 동특성 해석

철도차량의 횡방향 운동에 대한 역학적 설계측면에서 우선적으로 고려해야 할 현가시스템의 상수는 승차감과 주행안정성에 많은 영향을 미친다. 본 장에서는 승차감에 직접적인 영향을 주는 요소로 이차현가장치 중에서 댐퍼의 감쇠계수 변화와 함께 장착 위치(주행방향, 횡방향)에 따른 철도차량의 고유특성에 미치는 영향을 파악하고, 속도변화가 철도차량 주행특성에 미치는 응답에 대한 상관관계를 알아보기 위해 다음과 같이 해석을 수행하였다.

#### 3.1 Hunting Mode(헌팅 모드)

철도차량의 차륜은 주행하면서 차륜간의 위상차이를 복구하려는 횡방향 자력진동을 유발하게 되는데 이는 철도차량의 고유한 성질로서 기하학적 사행동 또는 헌팅모드라 한다. 이러한 헌팅모드는 초기 외란이 감쇠하지 않고 증가되어 차륜의 플랜지와 레일이 충돌하는 현상을 야기시키는 것으로 크게 일차헌팅과 이차헌팅 두 가지로 나누어 생각할 수 있으며 Fig. 3 과 같이 상관관계를 나타낼 수 있다.

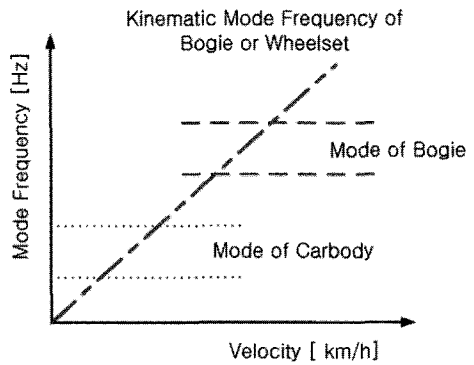


Fig. 3 Correlation between velocity and natural frequency of railway vehicle

윤축의 사행동 주파수는 간단히 식(12)에서 보는바와 같이 차륜의 답면구배( $\lambda$ ), 궤간( $a$ ), 차륜 반경( $r_0$ )으로 표현되며 속도( $v$ )에 따라 주파수가 증가하는 특성을 가진다.<sup>10</sup>

$$f_w = \frac{V}{2\pi} \sqrt{\frac{\lambda}{a \cdot r_0}} \tag{12}$$

일차 헌팅은 보통 저속에서 발생하는 현상으로 윤축의 작은 진동과 차체의 큰 진동을 포함하고 운동주파수는 차체의 고유진동수와 현가장치의 어떤 고유진동수와 결합하여 발생한다. 이 헌팅모드는 이차현가장치 중에서 댐퍼의 적절한 감쇠계수로 제어할 수 있다.

이차 헌팅은 차량설계의 고유한 특성이며, 차체와는 상대적으로 큰 대차 또는 윤축의 극심한 진동에 의해서 발생한다. 이 모드는 속도의 증가와 함께 지속적으로 악화되며 임계속도는 대차의 구조, 현가장치 특성, 차륜 답면 등을 적절히 선정하여 운행속도 범위보다 높게 있도록 설계해야 한다. 본 논문에서는 헌팅모드에 의한 주행 불안정성 및 외란에 대한 진동 응답을 확인하기 위해 우선 전동차 차량의 기본 파라미터에 대해 해석하였다.

Fig. 4 는 10km/h, 50km/h, 100km/h 의 속도에 대하여 윤축 횡방향 가진 입력에 대한 윤축의 횡방향과 요방향의 가속도 응답 특성을 나타낸 그래프이다. 윤축의 횡방향에 대한 주파수 응답특성은 속도의 증가에 따라 Kinematic 모드에 해당하는 고유주파수가 증가하는 것을 확인할 수 있으며, 윤

축의 요방향에 대한 응답특성은 속도에 따라 증가하는 헌팅주파수와 약 21.2Hz 부분에서 대차의 고유진동수에 해당하는 특성이 함께 나타남을 확인할 수 있었다. 21.2Hz 는 대차의 요방향에 대한 고유진동수가 윤축의 요방향 운동특성에 영향을 주는 것으로 사료된다.

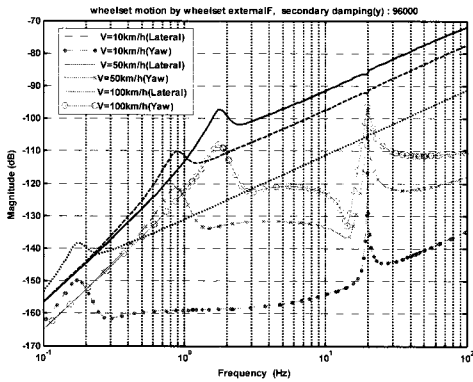


Fig. 4 Transfer function of lateral accel. to lateral force on wheelset, according to variation of velocity

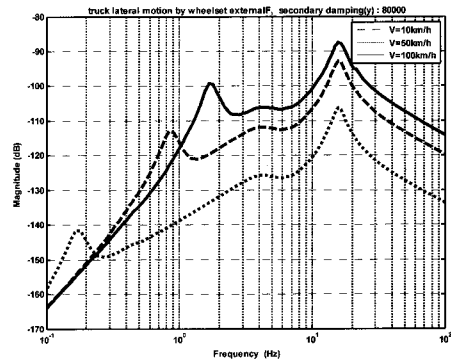
Table 2 는 철도차량 모델의 고유치 및 고유벡터 해석을 기반으로 구한 각각의 진동수를 나타내는 것으로, 각 고유진동 모드에 대한 헌팅 주파수와 상관계수를 살펴보면 저속에서는 차체의 고유진동수와 공진을 하여 주행성능에 영향을 미칠 수 있으며, 고속에서는 대차의 고유진동수가 일치하는 주파수에 영향을 미칠 것으로 사료된다.

Table 2 Natural Frequency of railway vehicle

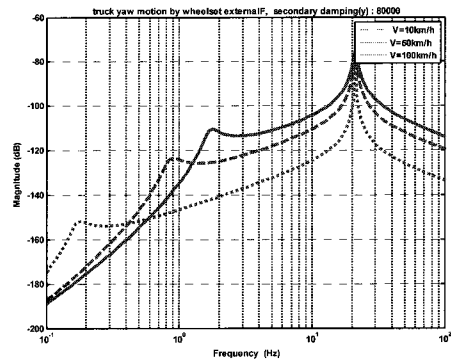
	Lateral	Yaw	Roll
Carbody	0.459Hz	1.68Hz	0.497Hz
Truck	15.6Hz	21.2Hz	16.4Hz

Fig. 5 는 속도 변화에 따른 윤축의 횡방향 입력에 대하여 대차의 횡방향, 요방향 그리고 롤방향에서의 응답특성을 나타낸 그래프이며, 윤축의 사행동(헌팅주파수)에 해당하는 응답특성이 대차에 그대로 전달되는 것을 확인할 수 있었다. Fig. 6 은 속도 변화에 따른 윤축의 횡방향 입력에 대하여 차체의 횡방향, 요방향 그리고 롤방향에서의 응답특성을 나타낸 그래프이며, 저주파수에 해당하는 헌팅주파수가 차체의 운동에 큰 영향을 미치는 것을 확인할 수 있다. Fig. 5 와 Fig. 6 의 결과를 살펴

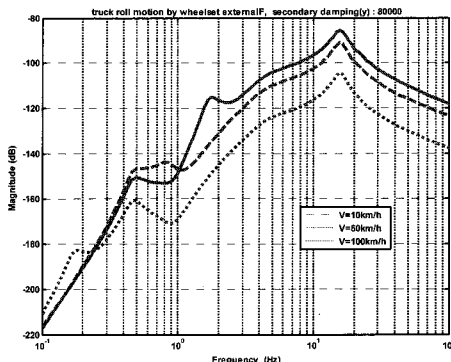
보면 Fig. 6 에서 속도가 높아질수록 약 3~4Hz 부근의 특성 크기가 커지는 것을 볼 수 있는데 이는 Fig. 7 에서 보는 바와 같이 윤축과 상관없이 대차의 횡방향, 요방향 그리고 롤방향을의 성분이 속도와 무관하게 차체의 3~4Hz 부근에서의 응답 특성에 영향을 미치는 것을 확인할 수 있다.



(a) lateral mode of truck

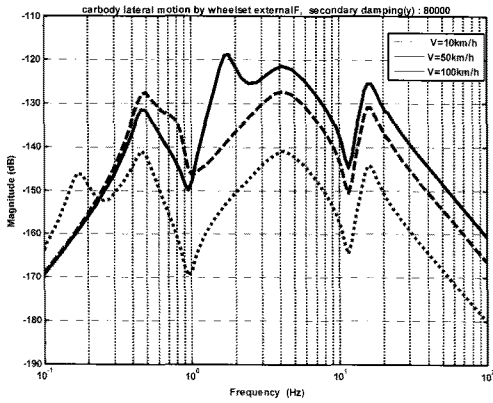


(b) yaw mode of truck

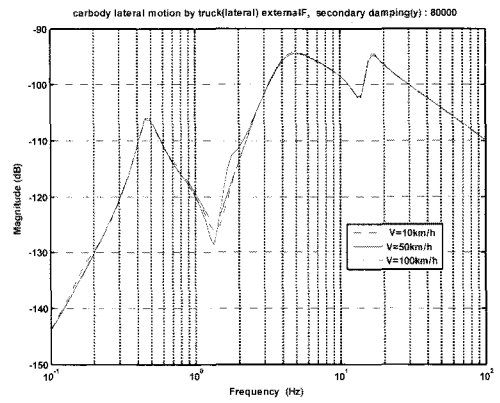


(c) roll mode of truck

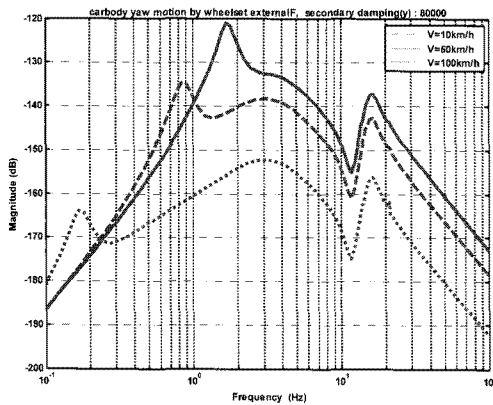
Fig. 5 Transfer function of truck accel. to lateral force on wheelset, according to variation of velocity



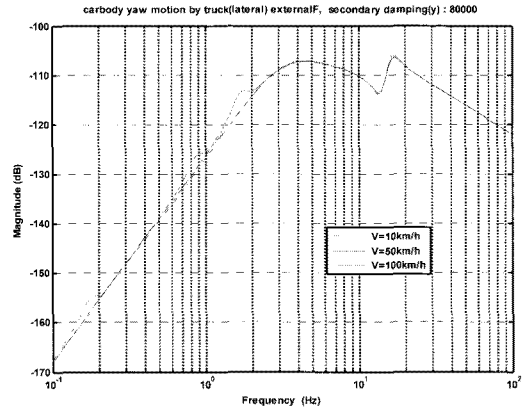
(a) lateral mode of carbody



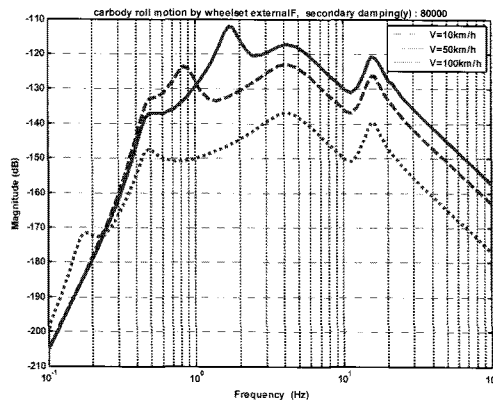
(a) lateral mode of carbody



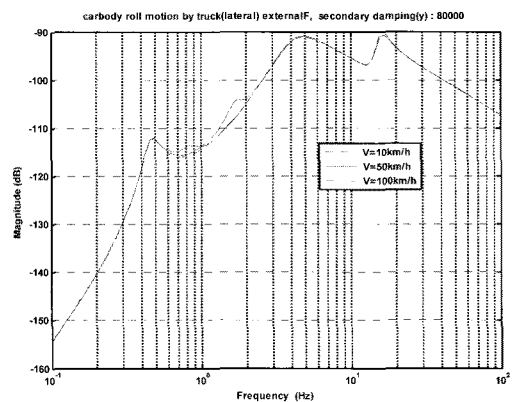
(b) yaw mode of carbody



(b) yaw mode of carbody



(c) roll mode of carbody



(c) roll mode of carbody

Fig. 6 Transfer function of carbody accel. to lateral force on wheelset, according to variation of velocity

Fig. 7 Transfer function of carbody accel. to lateral force on truck, according to variation of velocity

3.2 댐퍼의 매개계수 변화와 위치에 따른 변화

그 다음 결과로 이차현가장치의 댐퍼 장착 위치와 감쇠계수( $C_{sx}$ ,  $C_{sy}$ )의 변화에 따른 응답특성에 대해 알아보았다. 댐퍼의 장착위치는 Fig. 8 과 같이 횡방향과 주행방향으로 장착하고 감쇠계수를 변화시키면서 응답특성을 비교하였다.

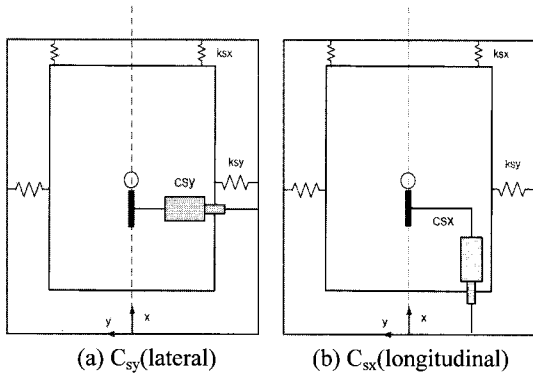
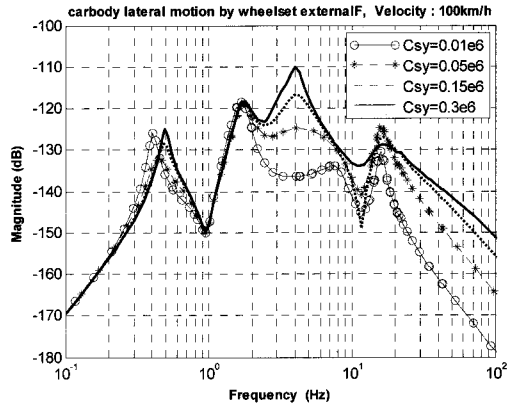


Fig. 8 Damper position between truck and half carbody

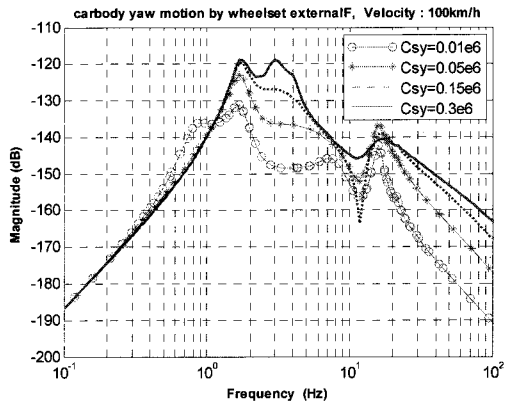
Fig. 9 와 Fig. 10 은 승차감 향상을 위해 이차현가장치에 댐퍼와 같은 현가장치를 각각 주행방향(longitudinal)방향과 횡방향(lateral)으로 장착할 경우 차량 동특성에 미치는 영향을 시뮬레이션 한 결과이다.

Fig. 9 는 감쇠계수를 변화하면서 윤축의 횡방향 외력에 대한 차체의 횡방향 가속도로 표현된 시스템의 응답특성을 나타낸 그래프이다. 이때 댐퍼의 감쇠계수는  $0.01 \times 10^6$ ,  $0.05 \times 10^6$ ,  $0.15 \times 10^6$ ,  $0.3 \times 10^6$  (Ns/m)로 4 가지 경우에 대해 시뮬레이션을 수행하였으며, 100km/h 의 속도에서 각 응답특성에 대해 알아보았다. 그래프를 살펴보면 0.5Hz 부근의 저주파수와 3~4Hz 부근에서의 특성이 크게 변화한 것을 볼 수 있다.

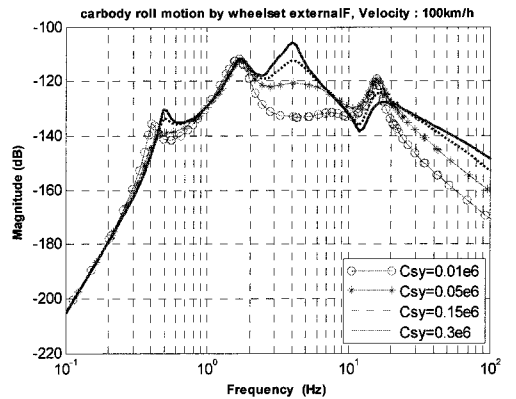
Fig. 10 은 댐퍼를 주행방향( $C_{sx}$ )으로 장착하였을 때 결과를 나타낸 그래프로 요방향에 대한 응답 효과는 뛰어나지만 횡방향이나 롤방향에 대해서는 그 효과가 미미하다. 이는 댐퍼 성능 효과면에서 기존의 횡댐퍼를 제거하고 주행방향으로 장착하였을 경우 3~4Hz 에 해당하는 특성을 제거할 수 있으나 횡방향 외란에 대한 진동 감소 측면에서는 거의 영향을 미치지 못할 것으로 판단된다.



(a) Lateral mode of carbody

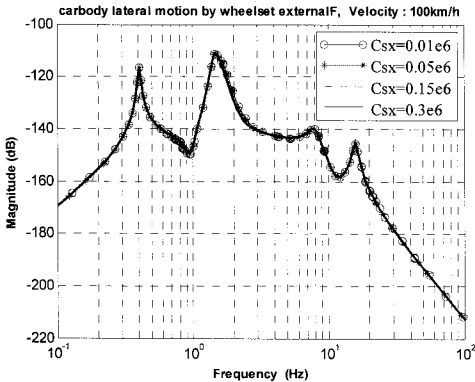


(b) Lateral mode of carbody

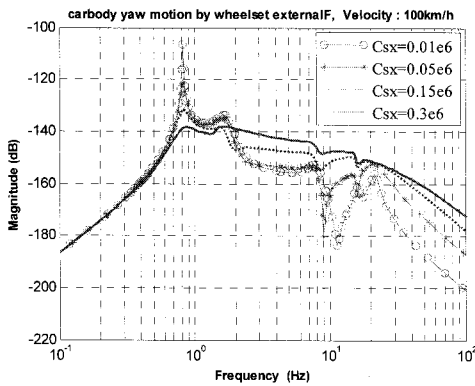


(c) Lateral mode of carbody

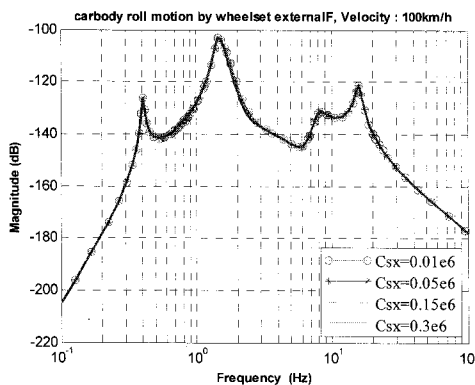
Fig. 9 Transfer function of carbody accel. to lateral force on wheelset, according to  $C_{sy}$



(a) Lateral mode of carbody



(b) Lateral mode of carbody



(c) Lateral mode of carbody

Fig. 10 Transfer function of carbody accel. to lateral force on wheelset, according to  $C_{sx}$

Fig. 11 ~ Fig. 12 는 속도와 감쇠변화에 따른 응답특성을 나타낸 결과로, 50km/h 일 때 1Hz 이하의 저주파수 부분의 응답특성이 100km/h 일 때보다 크게 나타나며, 사행동 주파수인 0.8Hz, 1.7Hz 부근에서의 특성이 두드러지게 나타나는 것 외에 감쇠

계수 변화에 따른 상관관계는 비슷한 양상을 보이고 있다.

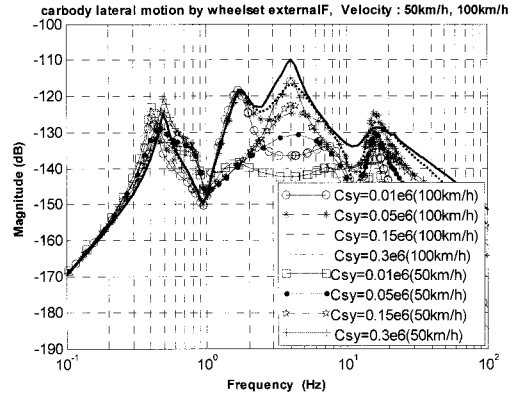


Fig. 11 Lateral mode of carbody(lateral)

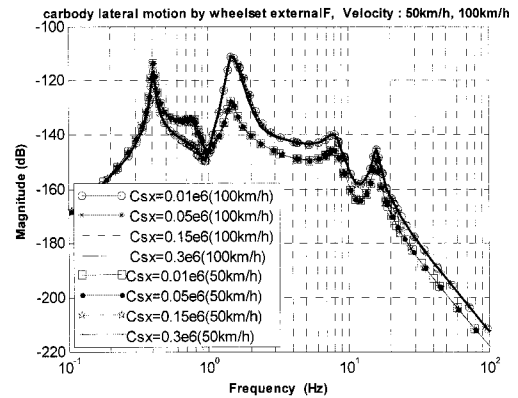


Fig. 12 Lateral mode of carbody(longitudinal)

#### 4. 결론

본 논문에서는 철도차량의 승차감에 직접적으로 영향을 주는 이차현가장치 댐퍼의 매개변수와 장착방향에 따른 철도차량의 응답특성에 대해 알아보았다.

1) 수치해석 결과, 주행방향( $C_{sx}$ )으로 장착할 경우 사행동 주파수에서의 진동 증폭률을 저하시켜 결과적으로 주행안전성 향상에 기여함을 확인하였다.

2) 횡방향( $C_{sy}$ )으로 장착할 경우 사행동 주파수와 관련된 진동보다 1Hz 이하의 동적 특성에 많은 영향을 주어 주행안정성보다는 승차감 향상에 대한 기여도가 더 클 것으로 판단된다.

3) 기존 수동 횡댐퍼의 감쇠계수가  $0.096 \times 10^6$



(Ns/m)임을 감안하여 결과를 살펴보면 주행안정성을 확보하기 위해 필요이상으로 높은 감쇠계수로 설계되어 있어서 이로 인해 오히려 3~4Hz 부근의 응답특성에 악영향을 미칠 수 있다고 판단되며, 결과적으로 적절치 못한 감쇠계수는 주행안정성 및 승차감을 저감시키는 요인으로 작용할 수 있음을 확인하였다.

따라서 현가장치의 장착 목적에 따라 최적의 감쇠계수 값에 대한 충분한 검토가 이루어져야 할 것으로 사료된다.

## 후 기

본 논문은 지식경제부 산업원천기술개발사업의 철도차량용 능동현가장치 기술개발 과제비로 수행함.

## 참고문헌

1. Lee, S.-Y. and Cheng, Y.-C., "Hunting Stability analysis of high-speed railway Vehicle trucks on tangent tracks," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 282, No. 3-5, pp. 881-898, 2005.
2. Guglielmino, E., Sireteanu, T., Stammers, C. W., Ghita, G. and Giuclea, M., "Semi-active Suspension Control," Springer, 2008.
3. Hong, K.-S., Kim, T.-S. and Kim, R.-K., "Sensitivity Control of a Semi-Active Suspension System Equipped with MR Dampers," *International Conference on Control, Automation and Systems*, Paper No. TA12-1, 2007.
4. Guo, S., Li, S. and Yang, S., "Semi-active Vehicle Suspension Systems with Magnetorheological Dampers," *IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety*, pp. 403-406, 2006.
5. You, W.-H., "Development of the (semi) Active Steering Bogie System for Eco-friendly Urban Trains," *Annual Report of KRRI*, pp. 48-76, 2008.
6. Park, J.-H., Hur, H.-M. and You, W.-H., "Linear Analysis of the Critical Speed for an Urban Railway Vehicle according to the Change of Suspension Characteristics," *Proc. of the Korean Society for Railway Fall Annual Meetings*, pp. 248-254, 2007.
7. Shabana, A. A., "Railroad Vehicle Dynamics : A computational approach," CRC Press LLC, pp. 127-186, 2000.
8. Wickens, A. H., "Fundamentals of Rail Vehicle Dynamics," Swets & Zeitlinger, pp. 13-68, 2003.
9. Dukkipati, R. V., "Dynamics of Railway Vehicle Systems," Academic Press, pp. 103-134, 1984.
10. Mei, T. X. and Li, H., "Control Design for the Active Stabilization of Rail Wheelsets," *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 130, No. 1, Paper No. 011002, 2008.