

# 도시철도 차량의 1차 현가요소에 의한 주행안정성 해석

## Running Stability Analysis caused by Parameters of Primary Suspension in Railway Vehicles

\*#신유정<sup>1</sup>, 박준혁<sup>2</sup>, 허현무<sup>2</sup>, 유원희<sup>2</sup>

\*\*Y. J. Shin(yjshin@krri.re.kr)<sup>1</sup>, J. H. Park<sup>2</sup>, H. M. Hur<sup>2</sup>, W. H. You<sup>2</sup>

<sup>1</sup> 과학기술연합대학원대학교 미래첨단교통시스템공학, <sup>2</sup> 한국철도기술연구원 철도시스템연구센터

Key words : Running Stability, Suspension, Hunting Motion

### 1. 서론

철도차량이 주행할 때 가장 중요한 특성 중에 하나는 윤축의 초기(equilibrium) 위치에서 횡방향 운동으로 인해 발생하는 사행동(hunting motion) 현상이다. 이러한 사행동은 차륜과 레일의 형상에서 기인된 철도차량의 고유 성질이며, 차량의 불안정한 속도범위에서 과도한 진동을 유발시키고 탈선과 같은 치명적인 결과까지 야기될 수 있다. 그래서 이러한 경우를 방지하기 위해 오래전부터 임계속도를 통한 주행안정성을 예측하는 연구가 많이 진행되어 왔으며 주행시험기나 실차 시험 시 사행동이 나타날 때의 경험이나 데이터를 통해 예측하고 있다.

본 논문은 도시철도 차량의 1차 현가장치에서의 강성 변화에 따른 임계속도를 구하여 주행안정성을 해석하고, 곡선주행성능을 향상시키기 위한 여러 설계변수들 중 1차 현가장치의 강성과 임계속도와의 관계를 분석한 후 그 결과 통해 안정성 한계(stability margin)를 예측해보고자 한다.

### 2. 철도차량 모델

해석모델에 대한 개념도는 Fig. 1에서 보는바와 같이 전동차의 윤축, 대차, 차체를 포함한 한 차량 모델에 대해 횡(Lateral)방향과 요(Yaw)방향만 고려하였으며 직선주행을 한다는 가정 하에 해석하였다.

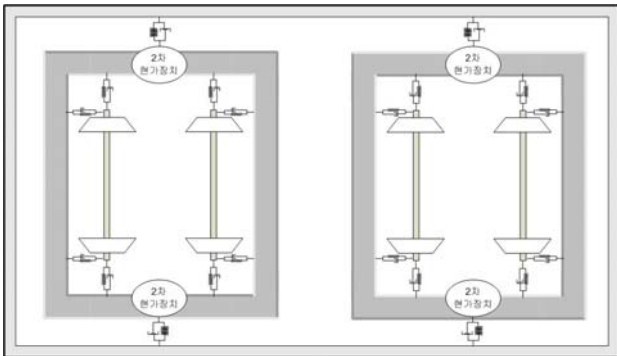


Fig. 1 A plan view of railway vehicle model

Fig 1과 같은 한 차량 모델에 대한 상태방정식은 선형 미분방정식으로 구성된 전체 14자유도로 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned}
 m_c \ddot{y}_c &= F_{syc}, \quad I_{cz} \ddot{\psi}_c = M_{szc} \\
 m_t \ddot{y}_t &= F_{syt} + (m_t + m_c), \quad I_{tz} \ddot{\psi}_t = M_{szt} \\
 m_w \ddot{y}_i &= F_{Ly_i}^n(y_i, \dot{y}_i, \psi_i, \dot{\psi}_i) + F_{Ry_i}^n(y_i, \dot{y}_i, \psi_i, \dot{\psi}_i) \\
 &\quad + N_{Ly_i} + N_{Ry_i} + F_{sy_i} \\
 I_{wz} \ddot{\psi}_i &= [R_{Rx_i} F_{Ry_i}^n(y_i, \dot{y}_i, \psi, \dot{\psi}_i) - R_{Ry_i} F_{Rx_i}^n(y_i, \dot{y}_i, \psi, \dot{\psi}_i)] \\
 &\quad + [R_{Lx_i} F_{Ly_i}^n(y_i, \dot{y}_i, \psi, \dot{\psi}_i) - R_{Ly_i} F_{Lx_i}^n(y_i, \dot{y}_i, \psi, \dot{\psi}_i)] \\
 &\quad + (R_{Rx_i} N_{Ry_i} + R_{Lx_i} N_{Ly_i}) \\
 &\quad + M_{Lz_i}^n(y_i, \dot{y}_i, \psi, \dot{\psi}_i) + M_{Rz_i}^n(y_i, \dot{y}_i, \psi, \dot{\psi}_i) + M_{sz_i}
 \end{aligned}$$

여기서,

$y_c, \psi_c, y_t, \psi_t, y_w, \psi_w$  은 각각 차체, 대차, 윤축의 횡방향 변위와 요각 나타낸다.

### 3. 주행안정성 해석

주행안정성 해석은 시스템 행렬의 고유치 변화에 의해서 결정되고, 고유치 중 한 쌍의 켈레근이 허수축을 넘어 양(+)의 실근을 가지 때의 속도를 선형 임계속도라고 정의한다. 철도차량의 임계속도는 여러 가지 설계변수들에 영향을 받는다. 본 연구에서는 여러 가지 설계변수들 중에서 1차 현가장치의 강성을 변화가 임계속도에 미치는 영향을 검토하여 1차 현가장치의 강성과 임계속도와의 관계를 확인하고자 한다. 사용된 모델에 대한 파라미터와 물성치는 국내 전동차 사양을 추정된 값으로 Table 1과 같다.

Table 1 Parameters used for numerical simulation

Parameter	Value
Wheelset mass	$m_w = 1600\text{kg}$
Bogie mass	$m_b = 2400\text{kg}$
Carbody mass	$m_c = 21000\text{kg}$
wheel radius	$r_0 = 0.43\text{m}$
Half of the track gauge	$a = 0.7175\text{m}$
Conicity	$\lambda = 0.05$
Half of the primary vertical damping arm	$b = 1.05\text{m}$
Longitudinal stiffness of the primary suspension	$K_{px} = 6.6 \times 10^6 \text{N/m}$
Lateral stiffness of the primary suspension	$K_{py} = 4.4 \times 10^6 \text{N/m}$
Longitudinal stiffness of the secondary suspension	$K_{sx} = 0.167 \times 10^6 \text{N/m}$
Lateral stiffness of the secondary suspension	$K_{sy} = 0.167 \times 10^6 \text{N/m}$
Lateral damping of the secondary suspension	$C_{sy} = 0.096 \times 10^6 \text{Ns/m}$
Lateral rail stiffness	$K_r = 15 \times 10^6 \text{N/m}$
Lateral creep force coefficient	$f_{11} = 6.8431 \times 10^9 \text{N}$
Lateral/spin creep force coefficient	$f_{12} = 3120 \text{Nm}^2$
Spin creep force coefficient	$f_{22} = 50 \text{N}$
Longitudinal creep force coefficient	$f_{33} = 7.8958 \times 10^6 \text{N}$
Axle load	$W_a = 7.84 \times 10^4 \text{N}$
Spin moment of the inertia of the wheelset	$I_{wy} = 68 \text{kgm}^2$
Yaw moment of the inertia of the wheelset	$I_{wz} = 550 \text{kgm}$
Yaw moment of the inertia of the bogie	$I_{bz} = 2600 \text{kgm}$
Yaw moment of the inertia of the carbody	$I_{cz} = 900000 \text{kgm}$

수치해석 프로그램은 Matlab & Simulink<sup>®</sup> 을 이용하여 모델을 구성하였고, Fig. 2는 Simulink<sup>®</sup> 안에서의 철도차량을 모델링한 그림이다.

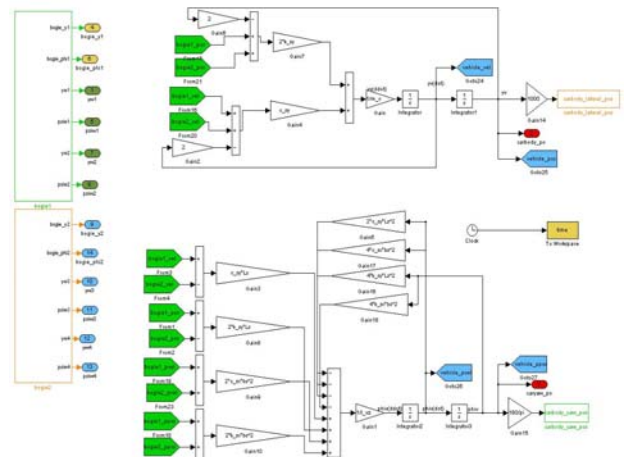


Fig. 2 14DOF railway vehicle model in Simulink<sup>®</sup>

먼저 국내 전동차의 파라미터를 가지고 현재 전동차의 임계속도가 어느 정도인지 선형해석을 하였다. 속도를 100km/h ~ 400km/h 까지 변화시켜가면서 그 고유치의 결과를 Fig. 3 ~ Fig. 4에 도시하였다. Fig. 3에서 실수축의 0(zero)인 부분을 확대한 부분의 data를 검토해 보면 국내 전동차의 임계속도는 약 330km/h 정도에 존재한다고 예측된다. 선형해석이기에 비선형성을 고려한다면 이보다 더 낮은 임계속도를 가질 것이다. 선형해석인 점을 감안하더라도 현재 전동차의 최고 설계 속도 120km/h에 비해 강하게 구속되기 때문에 강성을 조절할 필요가 있다고 판단된다.

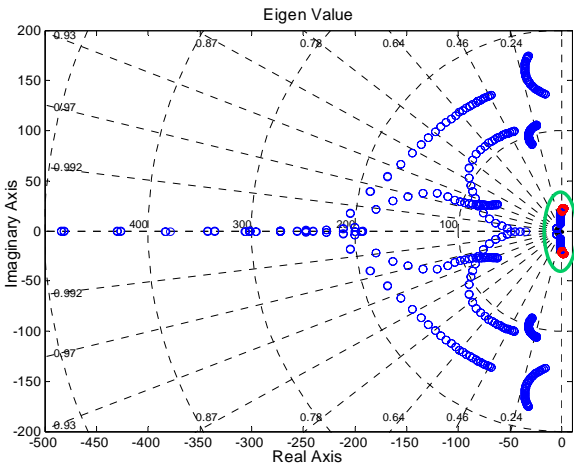


Fig. 3 Eigen value by velocity

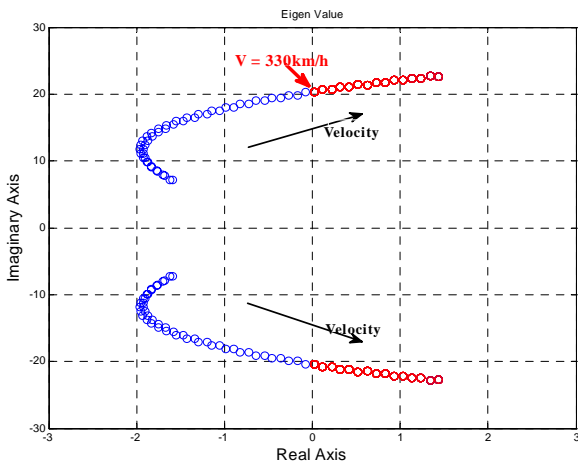


Fig. 4 Zoom in Eigen value of fig. 3

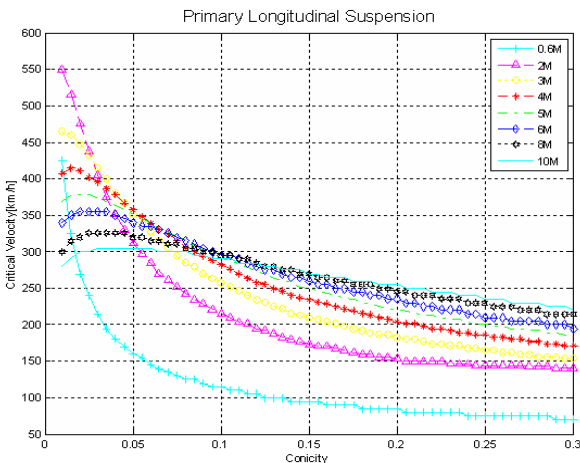


Fig. 5 Critical speed by primary longitudinal stiffness

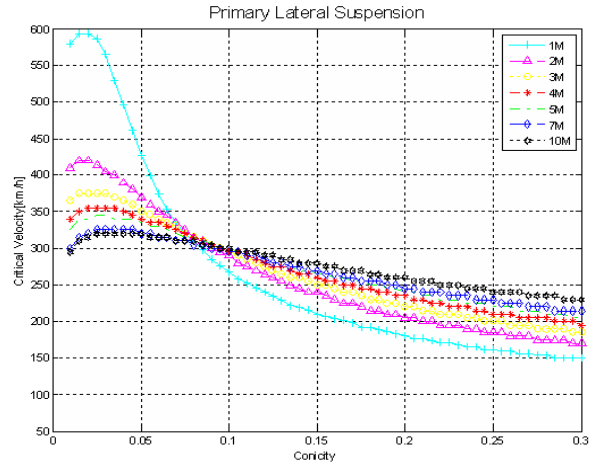


Fig. 6 Critical speed by primary lateral stiffness

Fig. 5 ~ Fig. 6은 1차 현가장치의 주행방향과 횡방향의 강성 변화와 damp구배 변화에 대한 임계속도를 살펴본 결과이다. Fig. 5에서 국내 전동차 사양인 damp구배 0.05이고 주행방향 강성이 4.4MN/m 일 때의 임계속도가 약 330km/h 정도임을 확인할 수 있다. 임계속도가 필요이상으로 높다는 것은 곡선추종성이 떨어진다고 볼 수 있으므로 여러 설계변수들이 미치는 영향을 확인하여 그 값을 조절할 필요가 있다고 판단된다.

#### 4. 결론

현재 국내 전동차의 임계속도를 알아본 결과 실제 운행 속도보다 필요이상 높게 설정되어 있다는 것을 확인할 수 있었으며 이것은 곧 곡선부 추종성이 희생되는 것을 의미한다. 따라서 차량의 임계속도를 주행안정성을 확보하는 범위에서 가능한 낮추어 곡선주행성능을 향상시킴으로서 전체적인 운행효율이 높아지도록 여러 설계변수들의 최적값에 대한 검토가 필요하다고 판단된다. 본 연구의 결과는 주행안정성을 충분히 확보하면서도 곡선주행성능을 향상시키기 위한 강성의 최적값을 찾기 위한 선행 연구로 다른 설계변수들이 미치는 영향에 대해서도 연구할 예정이며, 전반적인 검토 후 곡선부 구간이 많은 국내 전동차 노선에 맞는 최적값을 알아보고자 한다.

#### 참고문헌

1. Sen-Yung Lee, Yung-Chang Cheng, " Hunting Stability analysis of high-speed railway Vehicle trucks on tangent tracks," Journal of Sound and Vibration, pp. 881-898, 2005
2. T. X. Mei, " Control Design for the Active Stabilization of Rail Wheelsets ", Journal of Dynamic Systems(by ASME), Vol.130, 2008
3. 박준혁, 허현무, 유원희, "현가특성 변화에 따른 도시형 전동차의 임계속도 선형해석" 한국철도학회 논문집, 2007
4. 유원희 외, "도시형 친환경 열차 대차시스템 개발" 한국철도기술연구원 연구보고서, 2007