

# 관절형 경량전철의 현가특성 설계 및 안정성 해석

## Suspension Characteristics Design and Stability Analysis for an Articulated Bogie Type of Light Rail Vehicle

허 신\*, 박 찬경\*\*, 하 성도\*, 한 형석\*

S. Hur, C.K. Park, S.D. Ha, H.S. Han

### ABSTRACT

light rail vehicle is modeled as a 2 d.o.f linear system for the design of vertical suspension characteristics and a 4 d.o.f linear system for the design of lateral suspension characteristics. FRA's class-5-track irregularity is used for the exciting disturbance on track. Suspension stiffness and damping is selected on the basis of the ride quality and suspension stroke trade-off for the bogie of light rail vehicle. The optimum value of primary and secondary suspension characteristics is determined. And the stability of full vehicle model for the LRV is analyzed using the VAMPIRE program and critical speed is determined.

### 1. 서론

경량전철 시스템 중에서도 관절형 경량전철은 주로 유럽 및 미국을 중심으로 많이 운행되고 있으며, 소음 및 진동을 감소시키기 위해서 탄성 차륜을 사용하고 차체에는 소음 흡수재를 코팅하여 도시내 운행에 적합하다. 복잡한 거리의 통과를 원활히 하기 위해서는 차량의 모든 운동 조건을 만족시킬 수 있는 슬루잉 링(slewing ring)의 연결장치를 설치하고 마찰판은 생략하여 회전저항이 작다. 또한 승객이 편리하게 승차할 수 있도록 직경이 작은 바퀴를 사용하여 대차를 저상화하고 있다. 그리고 가속 또는 감속 성능이 우수하여 시격(headway)이 짧으므로 수송 효율을 극대화할 수 있다. 일반적으로 일반 노면구간과 터널구간을 혼합하여 사용이 가능하며 가공전차선이나 제3레일에 의한 전력 공급을 받을 수 있다. 구동방식에는 한 개의 모터로 양쪽 휠셀을 구동시키는 모노모터(mono-motor) 방식과 두 개의 모터로 각각의 휠셀을 구동시키는 바이모터(bi-motor) 방식이 있다.<sup>1)</sup> 경제적으로, 중량전철에 속하는 지하철보다 건설비가 저렴하고 공사기간이 짧아 투자 효율이 높으므로 최근에는 국내에서도 여러 곳에 설치될 전망이다.

본 연구에서는 관절대차의 현가특성 설계를 위해서 수직방향 및 횡방향의 동적 해석모델을 수립하고 레일의 수직방향 및 횡방향 궤도 외란을 입력하여 해석 모델에 대한 주파수 영역 해석을 수행하였다. 승차감에 중요한 역할을 하는 수직방향 현가특성은 2자유도 모델을 통하여 1차 및 2차 현가요소의 스프링 상수와 감쇠 상수를 결정하고, 횡방향 현가특성은 4자유도 모델을 통하여 1차 및 2차 현가요소의 스프링 상수와 감쇠 상수를 결정한다. 또한 최적 설계된 현가 특성을 이용하여 전체 차량에 대한 안정성 해석을 수행하여 임계속도를 구한다.

\* 한국기계연구원, 신교통기술연구부, 선임연구원

\*\* 한국철도기술연구원, 고속철도연구팀, 선임연구원

## 2. 현가 특성설계의 동적 해석모델

본 연구에서 사용하고 있는 관절형 경량전철 시스템은 그림 1에서와 같이 차체사이에서 관절대차를 사용하고 있으며, 차체 2, 대차 3, 볼스터 3, 차륜셀 6개로 총 14개의 요소로 이루어져 있다. 표 1은 관절형 경량전철의 대차 제원을 나타내고 있다. 차체와 볼스터는 슬루잉링(Slewing Ring)을 사용하여 상대회전을 원활하게 하고, 볼스터와 대차프레임은 에어스프링, 수직 오일댐퍼 및 견인력 전달을 위한 견인바(Traction Bar)가 장착되어 있으며, 좌우방향의 상대운동을 제한하기 위해서 좌우 운동제한요소(Bump stop)를 설치하였다. 대차프레임과 휠셀은 엑슬박스(Axle Box)사이에 셰브론 스프링만 장착되어 매우 단순한 형태를 취하고 있다.

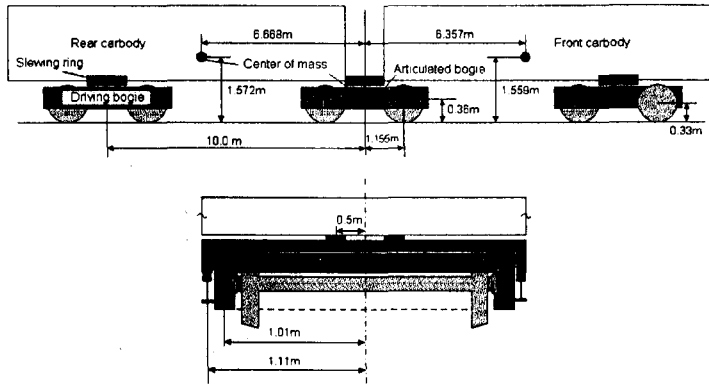


그림 1. 관절형 경량전철의 구성 및 제원

표 1. 관절형 경량전철의 대차 제원

궤간 (mm)	차륜직경 (mm)	축거 (mm)	최고속도 (km/h)	대차전체 길이(mm)	대차 폭 (mm)
1435	660	2100	60	3450	2220

### 2.1 수직방향의 1/4 등가 해석모델

그림 2의 수직방향의 1/4 등가 해석모델은 그림 1에서 각 차체의 무게중심과 대차의 무게중심의 위치로부터 계산되는 차체 질량 ( $M_s$ ), 관절대차 질량 ( $M_u$ ),륜축 질량 ( $M_w$ )으로 구성되고, 관절대차의 1차 및 2차현가 요소인 셰브론(chevron) 스프링 및 공기스프링은 각각 선형 스프링과 댐퍼로 모델링한다.

그림 2의 차량-현가계의 2자유도 모델에 대한 운동 방정식을 정리하여 행렬 형태로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} M_s & 0 \\ 0 & M_u \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{Z}_s \\ \dot{Z}_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -C_s & -C_s \\ -C_s & C_s + C_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_s \\ Z_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_s & -K_s \\ -K_s & K_s + K_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_s \\ Z_u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ C_p Z_g + K_p Z_g \end{bmatrix} \quad (1)$$

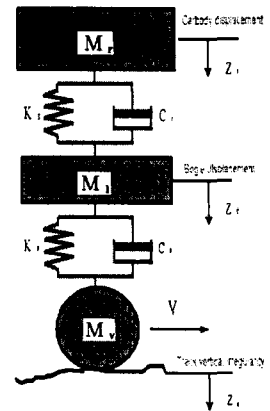


그림 2. 수직방향의 등가 해석모델

식(1)에서 감쇠 상수  $C_s$ ,  $C_p$  와 궤도 외란  $Z_g$ 를 제로로 놓으면 차량-현가계의 고유 진동을 나타내는 특성 방정식을 얻을 수 있다. 이 특성 방정식은 2개의 고유 진동을 표현하는 근을 가지며, 이 근을 배분, 결합 등의 중간 계산 단계를 거쳐 환산하

면 1차현가 및 2차현가의 강성  $K_s$ ,  $K_p$ 에 관한 식(2a), (2b)를 구할 수 있다.

$$K_p = \frac{1}{2} (\omega_1^2 + \omega_2^2) M_u \cdot \left[ 1 \mp \sqrt{1 - 4 \frac{M_u + M_s}{M_u} \frac{\omega_1^2 \cdot \omega_2^2}{(\omega_1^2 + \omega_2^2)^2}} \right] \quad (2a)$$

$$K_s = \frac{1}{2} (\omega_1^2 + \omega_2^2) \frac{M_u \cdot M_s}{M_1 + M_2} \cdot \left[ 1 \pm \sqrt{1 - 4 \frac{M_u + M_s}{M_u} \frac{\omega_1^2 \cdot \omega_2^2}{(\omega_1^2 + \omega_2^2)^2}} \right] \quad (2b)$$

식(2a) 및 (2b)에서 관절형 경량전철의 차체 및 대차의 고유진동수  $\omega_1$ 와  $\omega_2$ 에 대한 경험치를 사용함으로써 1차 및 2차 현가 강성을 계산할 수 있다. 차체의 상하 고유진동수  $\omega_1$ 는 승차감을 고려하여  $20\pi$  (1 Hz)를 선택하고, 대차의 상하 고유진동수  $\omega_2$ 는  $20\pi$  ( $f = 10$  Hz)를 선택한다.<sup>2)</sup>

식(2a) 및 (2b)는 현가강성은 계산할 수 있으나 감쇠값은 구할 수 없다. 따라서 1차현가 강성은 식(2a)를 사용하여 계산하고 1차현가 감쇠값은 세브론스프링의 자료를 이용하여 구한다.<sup>3)</sup> 그리고 식(1)을 임피던스 방법에 의해서 궤도외란에 대한 차체의 수직방향 변위 및 2차현가 행정에 대한 전달함수를 구하고 수치해법을 이용하여 2차 현가의 수직방향 강성 및 감쇠값을 구한다.

## 2.2 횡방향의 1/2 등가 해석모델

그림 3은 횡방향의 1/2 등가 해석모델로서 차체의 롤( $\phi_s$ ) 및 횡방향 변위( $y_s$ )와 대차의 롤( $\phi_u$ ) 및 횡방향 변위( $y_u$ )를 가지는 4자유도 모델로 구성되었다. 차체와 대차를 지지하는 1차 및 2차 현가요소는 각각 선형 스프링 및 댐퍼로 구성되어 있다. 횡방향 동적 해석모델은 횡방향 승차감 해석보다는 현가특성 설계에 중점을 두어서 해석 모델을 단순화시키고, 궤도 외란은 track alignment만을 입력으로 하였다. track alignment  $\eta$ 는 휠셋이 강체라고 가정하고 차축의 무게중심에서 작용한다고 가정하였다.

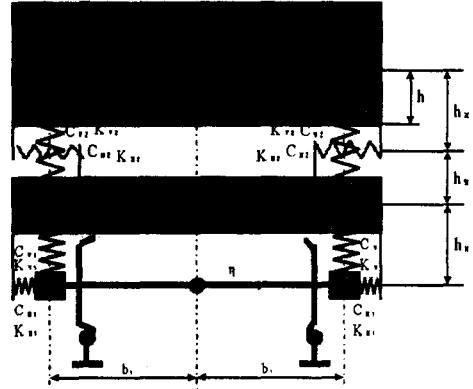


그림 3. 횡방향 동적 해석모델

횡방향 동적 모델에 대한 운동 방정식을 행렬 형태로 나타내면 식(3)과 같다.

$$[M]\ddot{Y} + [C]\dot{Y} + [K]Y = [E] \quad (3)$$

여기서  $[M]$ ,  $[C]$ ,  $[K]$ ,  $[E]$ 의 행렬은 식(4), (5), (6), (7)과 같고,  $[E]$ 행렬의  $\eta$ 는 횡방향 궤도불규칙도를 표시한다.

$$[M] = \begin{bmatrix} M_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_u & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_s & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_u \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} 2C_{11} + 2C_{12} & -2C_{12} & 2C_{11}h_1 - 2C_{12}h_5 & -2C_{12}h_2 \\ -2C_{12} & 2C_{12} & 2C_{12}h_5 & 2C_{12}h_2 \\ 2C_{11} + 2C_{12}h_1 & -2C_{12}h_1 & 2C_{11}h_1^2 + 2C_{12}b_1^2 + 2C_{12}b_2^2 - 2C_{12}h_1h_5 & -2C_{12}h_1h_2 - 2C_{12}b_2^2 \\ -2C_{12}h_2 & 2C_{12}h_2 & -2C_{12}b_2^2 + 2C_{12}h_2h_5 & 2C_{12}h_2^2 + 2C_{12}b_2^2 - M_s g h \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} 2K_{11} + 2K_{1n} & -2K_{12} & 2K_{1n}h_1 - 2K_{12}h_5 & -2K_{12}h_2 \\ -2K_{12} & 2K_{12} & 2K_{12}h_5 & 2K_{12}h_2 \\ 2K_{11} + 2K_{12}h_1 & -2K_{12}h_1 & 2K_{11}h_1^2 + 2K_{v1}b_1^2 + 2K_{v2}b_2^2 - 2K_{12}h_1h_5 & -2K_{12}h_1h_2 - 2K_{v2}b_2^2 \\ -2K_{12}h_2 & 2K_{12}h_2 & -2K_{v2}b_2^2 + 2K_{12}h_2h_5 & 2K_{12}h_2^2 + 2K_{v2}b_2^2 \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$[E] = \begin{bmatrix} 2K_{1n}\eta_o + 2C_{1n}\dot{\eta}_o \\ 0 \\ 2K_{1n}h_1\eta_o + 2C_{1n}h_1\dot{\eta}_o \\ 0 \end{bmatrix} \quad \ddot{Y} = \begin{bmatrix} \ddot{y}_s \\ \ddot{y}_u \\ \ddot{\phi}_s \\ \ddot{\phi}_u \end{bmatrix} \quad \dot{Y} = \begin{bmatrix} \dot{y}_s \\ \dot{y}_u \\ \dot{\phi}_s \\ \dot{\phi}_u \end{bmatrix} \quad Y = \begin{bmatrix} y_s \\ y_u \\ \phi_s \\ \phi_u \end{bmatrix} \quad (7)$$

식(3)을 토대로 수직방향 동적 해석 모델의 경우와 동일하게 궤도 외란에 대한 차체 횡방향 변위 및 2차현가 행정에 대한 전달함수를 구하고 수치해법을 이용하여 2차 현가의 횡방향 강성 및 감쇠값을 구한다.

### 2.3 궤도 불규칙도(track irregularities)

관절형 경량전철의 궤도 외란으로 적용한 미국 연방철도청(FRA)의 수직방향 및 횡방향 5급 궤도 불균일의 파워 스펙트럼 밀도는 식(8)의  $S(\omega)_V$  및  $S(\omega)_L$ 로서 표시된다.<sup>4)</sup>

$$S(\omega)_{V \text{ or } L} = \frac{B_{V \text{ or } L} \omega_c^2}{\omega^2 (\omega^2 + \omega_c^2)} \quad (8)$$

$V$  = 차량의 주행속도 (m/sec),

$B_V = 0.2095 \times 10^{-4} \cdot V$  ( $m^2$ -rad/m)

$B_L = 0.0762 \times 10^{-4} \cdot V$  ( $m^2$ -rad/m)

$\omega_c = V \cdot \omega_c = 0.82456 \cdot V$  (rad/sec)

여기서,  $B_V$ 는 상하방향 궤도 불규칙도의 매개 변수이고,  $B_L$ 는 횡방향 궤도 불규칙도의 매개 변수이다.  $\omega$  (rad / ft)는 공간 주파수이고,  $\omega_c$  (rad / ft)는 cut-off 공간 주파수를 나타낸다.

### 3. 현가설계 기준 및 설계 결과

수직방향 및 횡방향 동가 해석모델이 궤도 불규칙 외란을 받을 경우, 동적 특성인 고유진동수와 감쇠율을 변화시켜 궤도외란에 대한 차량의 응답, 즉 차체의 진동가속도와 현가 행정을 계산한다. 그리고 성능지수인 승차감과 설계제한 조건인 현가행정 한계를 고려하여 최적의 스프링 상수와 감쇠상수를 구한다. 수직방향 및 횡방향 동적해석 모델에서 설계변수인 2차 현가요소 고유진동수와 감쇠율은 각각 다음과 같이 정의한다.<sup>5)</sup>

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_s}{M_s}} \quad (9)$$

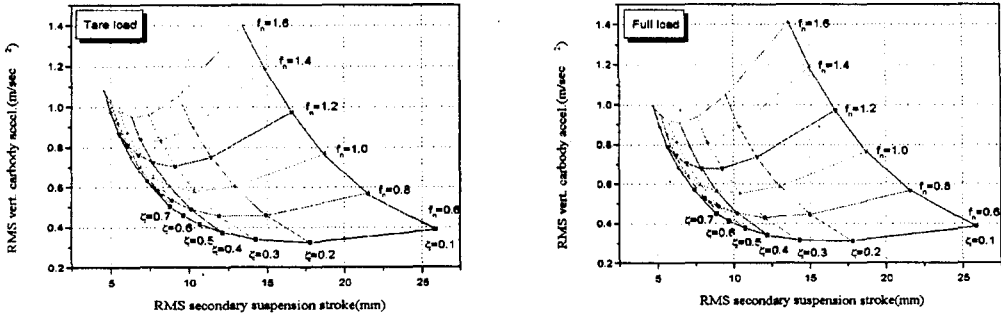
$$\zeta = \frac{C_s}{C_c} = \frac{C_s}{2\sqrt{M_s K_s}} \quad (10)$$

여기서  $M_s$ 는 차체 질량,  $K_s$ 는 2차 현가의 강성,  $C_s$ 는 2차 현가의 감쇠 상수,  $C_c$ 는 임계 감쇠 상수를 말한다.

#### 3.1 수직방향 현가특성 설계 및 승차감 해석

그림 4의 공차 및 영차상태에서 2차 현가행정이 제한치인 rms 11.5mm(peak 35mm) 이하이고 차체 가속도가 제한치인 rms 1.0m/sec<sup>2</sup> 이내의 범위에서 차량의 바운싱 고유진동수를 1.0 Hz로 선택하였을 때, 가장 승차감이 좋은 감쇠율 ( $\zeta$ )은 0.3이다.

차량-현가계의 고유진동수와 감쇠율이 결정되었으므로 식(9)와 식(10)의 정의로부터 수직방향 현가요소의 최적 스프링상수와 감쇠상수를 계산할 수 있다. 공차상태인 경우의 최적 스프링상수와 감쇠상수는 각각 172 kN/m와 16.4 kN-sec/m이고, 영차상태인 경우는 각각 324 kN/m와 31 kN-sec/m로 계산되었다.



(a) 공차

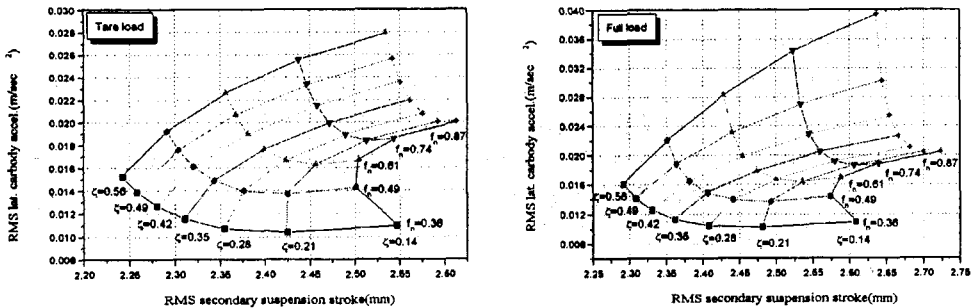
(b) 영차

그림 4. 설계변수 변화에 따른 수직방향 현가특성 해석 (V = 60 Km/h)

### 3.2 횡방향 현가특성 설계

1차 현가요소의 횡방향 스프링 상수는 일반적으로 수직방향 스프링 상수의 2배 정도로 설계되므로 횡방향 스프링 상수는 3,485kN/m로 결정하였고 감쇠계수는 2.0 kN-sec/m로 결정하였다. 그림 5의 공차 및 영차상태에서 2차 현가행정이 제한치인 rms 3.3mm(peak 10mm) 이하이고 차체 가속도가 제한치인 rms 0.26m/sec<sup>2</sup> 이내의 범위에서 차량의 횡방향 고유진동수를 0.61 Hz로 선택하였을 때, 가장 승차감이 좋은 감쇠율 (ζ)은 0.21이다.

식(9)와 식(10)으로부터 공차상태인 경우의 최적 스프링상수와 감쇠상수는 각각 130 kN/m와 14.0 kN-sec/m이고, 영차상태인 경우는 각각 244 kN/m와 26 kN-sec/m로 계산되었다.



(a) 공차

(b) 영차

그림 5. 설계변수 변화에 따른 횡방향 현가특성 해석 (V = 60 Km/h)

## 4. 차량 안정성의 해석모델

현팅 안정성 해석을 위해서는 3절에서 설계된 수직방향 및 횡방향 현가특성을 VAMPIRE 프로그램의 부위 요소로 모델링하고 그외의 슬루팅 링, 수직오일 댐퍼, 견인력바, 운동제한요소(bump stop)를 각각에 적합한 모델 요소를 사용하여 모델링한다.

### 4.1 전체 차량의 질량요소 모델

그림 6은 차량의 모델링 좌표계를 나타내며, 표 1은 차량의 부품 질량과 관성모멘트 값을 보이고 있다.

표 1. 차량의 부품 질량과 관성모멘트 값

구분	질량 (Mg)	관성 모멘트(Mg. m <sup>2</sup> )			수량
		I <sub>xx</sub>	I <sub>yy</sub>	I <sub>zz</sub>	
차체(공차)	11.97	27.0	191.5	164.0	2
차체(영차)	23.01	46.0	345.0	276.0	2
전후대차	3.575	1.5	1.7	3.1	2
관결대차	1.509	0.7	0.8	1.2	1
볼스터	0.7	0.3	0.05	0.5	3
차륜셀	0.8	0.4	-	0.4	6

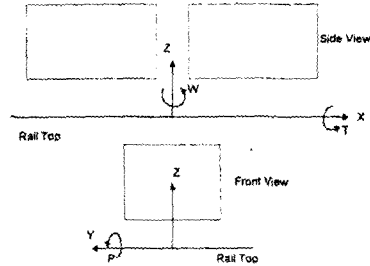


그림 6. 차량의 모델링 좌표계

#### 4.2 현가장치의 모델링

차체와 볼스타사이에는 슬루어링(Slewing Ring)으로 연결되어 있으며, 그림 7은 슬루어링의 모델로서 큰 스프링 강성의 조합을 이용한 Bush모델을 이용하여 Z방향의 상대회전만 가능하도록 하였다. 볼스타와 대차프레임간의 현가요소는 공기스프링, 수직오일댐퍼, 견인력바 및 운동제한요소(Bumpstop)로 이루어져 있으며 공기스프링은 그림 8에서 보듯이 6자유도의 스프링 강성만 존재하는 Shear Spring 요소를 사용하여 모델링 하였다. 또한 수직 오일댐퍼는 감쇠값이 0.03MN/(%s), 견인력바는 60MN/m의 선형 스프링 강성을 갖도록 모델링하고 Bumpstop은 좌우방향으로 비선형 스프링강성을 갖도록 모델링하였다.

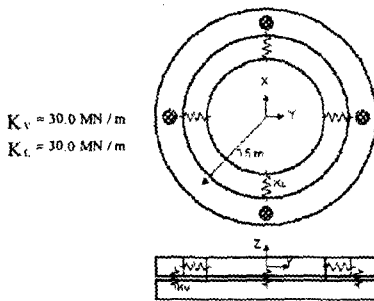


그림 7. 슬루어링의 모델

<공차상태>  
 $K_x, K_z = 0.13 \text{ MN/m}$   
 $K_y = 0.17 \text{ MN/m}$   
 $K_r = 0.17 \text{ MNm/rad}$

<안차상태>  
 $K_x, K_y = 0.24 \text{ MN/m}$   
 $K_z = 0.32 \text{ MN/m}$   
 $K_p = 0.32 \text{ MNm/rad}$

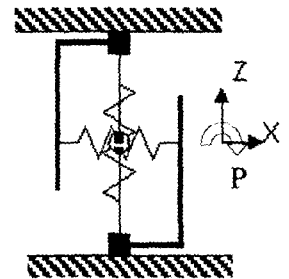


그림 8. 공기스프링의 모델

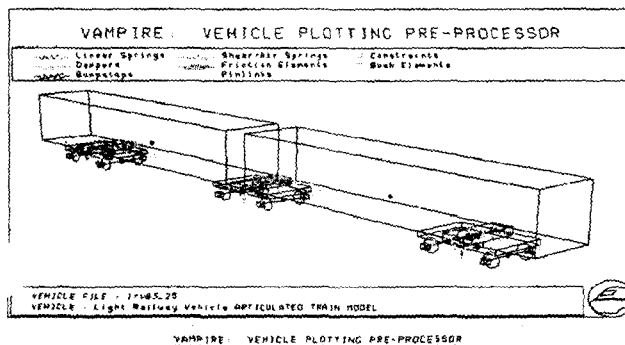


그림 9. Vampire로 모델링된 관절형 경량전철

대차프레임과 차륜셀사이의 현가요소는 웨브론스프링이 장착되어 있으며, 이를 6 자유도(스프링강성  $K_x, K_y=3.0MN/m, K_z=2.0MN/m, K_T, K_p, K_w=3.0MN/m/rad$  및 감쇠상수  $D_x, D_y=1.0MN/(rad/s), D_z=0.003MN/(rad/s)$ )의 부위 요소를 사용하여 축상중심 위치에서 모델링 하였다. 위의 질량계 및 1 및 2차 현가장치를 VAMPIRE 프로그램으로 모델링한 결과는 그림9와 같다.

#### 4.3 궤도 모델

차량의 안정성을 판단하기 위해서 사용된 궤도 모델은 BR(British railway)에서 제공한 데이터를 사용하였으며 초기 좌우 및 상하방향 불규칙성을 갖고 있다. 여기서 사용된 Creep 이론은 BR에서 제안하고있는 Square Root Creep 이론을 사용하기 때문에 휠과 레일의 답면형상(Profile)은 필요치 않으며 사용된 등가 답면공배는 0.05, 휠 플랜지 여유는 20mm를 사용하였다. 그림 10에서 횡방향 및 수직방향 불규칙 외란은 100m 궤도 길이에 걸쳐 작용하고 있다.

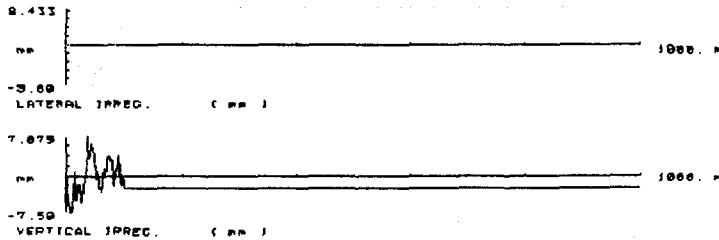


그림 10. 궤도 모델

#### 5. 안정성의 해석 결과

모델링된 차량의 운전속도를 증가시키면서 휠셀의 헌팅운동을 나타내는 궤도에 대한 휠의 좌우방향 상대변위를 해석한 결과에 의하면, 공차상태의 경우에는 그림 11의 속도 108.0km/h(30.0m/s)에서 약 8초 후에 헌팅 운동에 의한 휠의 좌우방향 상대변위가 사라짐을 알 수 있다. 영차상태의 경우에는 그림 12의 속도 111.9km/h(31.0m/s)에서 약 14.5초 후에 휠의 좌우방향 상대변위가 사라짐을 알 수 있다. 따라서 공차상태에서는 속도 30.0m/s, 영차상태에서는 속도 31.0m/s에서 초기 궤도 불균일 입력에 의한 휠셀의 헌팅 운동이 신속히 안정한 상태로 된다는 것을 알 수 있다. 관절형 경량전철의 최고 운전속도가 60km/h(16.6m/s)이므로 운행속도 영역에서는 안정할 것으로 판단된다.

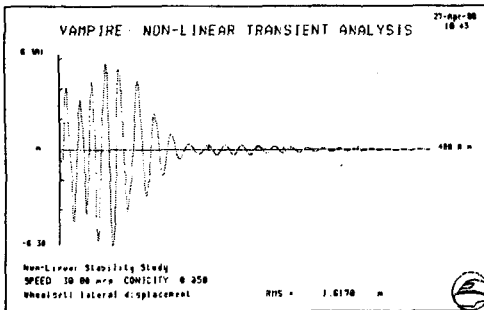


그림 11. 공차상태의 휠셀 안정성

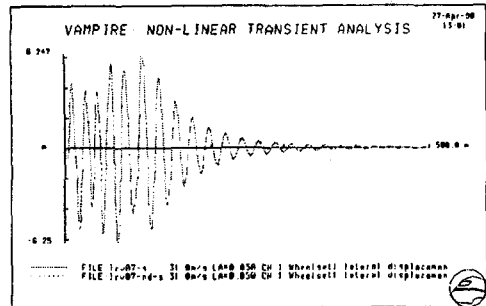


그림 12. 만차상태의 휠셀 안정성

### 3. 결론

본 연구에서는 관절형 경량전철의 수직방향 및 횡방향 등가 해석모델을 이용하여 1차 및 2차 현가요소의 수직방향 및 횡방향 현가특성 설계를 수행하였으며, 또한 전체 차량모델에 대하여 안정성을 해석하였다.

수직방향 현가요소의 설계에서는 차체의 상하 고유진동수를 1.0 Hz로 유지하고 현가요소의 수직방향 행정한계인 rms 11.5mm(35mm peak)를 초과하지 않도록 하였으며, 공차상태 및 영차상태의 1차현가 및 2차현가의 특성을 설계하였다.

횡방향 현가요소의 설계에서는 차체의 좌우 고유진동수를 6.1 Hz로 유지하고 차체의 횡방향 행정한계의 유효치가 Bump stop의 간극인 rms 3.3mm(10mm peak)를 초과하지 않도록 하였으며, 공차상태 및 영차상태의 1차현가 및 2차현가의 특성을 설계하였다.

경량전철의 전체 차량모델에 대해서 속도를 점차 증가시키면서 궤도 불규칙에 의한 휠의 좌우방향 상대변위를 해석한 결과, 공차상태에서는 속도 108.0km/h(30.0m/s), 영차상태에서는 속도 111.9km/h(31.0m/s)에서 초기 궤도 불균일 입력에 의한 휠셀의 헌팅 운동이 신속히 안정한 상태로 된다는 것을 알 수 있었다. 따라서 관절형 경량전철의 최고 운전속도 60km/h(16.6m/s)에 대해서 헌팅 안정성이 우수하다고 판단되었다.

### 참고 문헌

- 1) M. Wanibe, S. Nishimura, M. Suzuki(1981), "On the New Sumitomo Bogie Trucks", Sumitomo metal report, UDC 621.135.4, pp 93-112
- 2) Von Otmar Krettek(1991), "Die Modelldarstellung Pneumatischer Fahrzeugfederungen und die Vorauswahl der Modellparameter", ZEV+DET Glas. Ann. 115, pp. 142-153.
- 3) METALASTIK, "Springs and Components for Rail Vehicles", Ref M162/7.
- 4) Rao V. Dukkipati, Joseph R. Amyot(1988), "Computer-aided simulation in railway dynamics", Marcel Dekker, INC.
- 5) D. Wormley, K. Hedrick, D. Horak(1981), "Rail passenger vehicle truck design methodology", NTIS Report no. FRA/ORD-81/11.