

고속전철 현가장치의 민감도해석을 통한 최적설계

Stability Assessment of a High Speed Train via Optimal Design

탁태오*
Tae-Oh Tak

윤순형**
Soon-Hyung Yoon

Abstract

The purpose of this study is to investigate stability of a high speed train and to propose optimal design using sensitivity analysis of suspension design parameters. A form of equations of motion in tangent track and curve track is obtained based on each creep force. Tangent track and curve track equations include lateral, rolling and yawing motions of wheel sets, bogies, and carbody.

Three track cases have been chosen to stability assesment of a high speed train analysis. Sensitivity equations are set up by directly differentiating the equations of motion. This study defined Stability performance index of a high speed train in tangent track and curve track. The relative magnitude of the effect of suspension parameters on the critical speed is computed, and by adjusting these parameters, the increase of the critical speed is achieved.

1. 서론

철도차량의 동역학적 성능은 차량의 안전이 중요시된다. 안전은 주행안정성 확보와도 관계된다. 고속전철의 주행안정성 확보는 차량의 충분한 강도와 함께 고속전철에 있어서 차량의 신뢰성을 높일 뿐 아니라, 승객의 안전을 도모하는 중요한 요소이다. 또한, 차량의 안전성과 승차감을 결정하는데 있어서 현가요소는 중요한 인자이며, 이들의 특성치는 차량의 초기 설계 단계의 주요한 설계 변수가 된다.

본 연구에서는 고속전철의 주행안정성 확보를 위해 Hedrick 과 Krolewski가 제안한, 휠의 좌우변위와 요우각, 대차와 객차에 좌우변위, 요우각, 롤각의 자유도를 가지는 직선주행 해석모델과 곡선주행 해석모델을 제시하고, 각 현가요소의 모델링은 한국과학기술연구원에서 Vampire모델링을 위하여 제안한 모델을 사용하였다. 주행안정성 평가에서는 Simon Iwnick가 제안한 직선선로에서의 offset, 임의의 Alignment의 영향 및 횡폭에 대해서 고려하였으며, 곡선선로에 있어서는 회전곡선반경 3000R에서의 차량의 주행안정성을 평가하였다. 주행안정성을 높이기 위하여 고속전철의 현가장치 설계인자에 대한 주행안정성의 민감도 해석을 수행하였다. 본 연구에서 제안한 직선 및 곡선 해석모델은 관절형 철도차량의 동특성해석 및 주행안정성의 해석에 있어서 기본 모델로 사용가능 하다. 또한, 고속전철의 주행안정성을 향상시키기 위한 현가장치의 설계방안을 제시할 수 있을 것으로 기대된다.

* 강원대학교 교수

** 강원대학교 대학원

2. 주행모델

2.1 차량의 제원

본 연구에 사용된 차량 모델은 그림1.과 같이 동력객차 2량과 일반객차 1량으로 편성되어있다. 각 객차는 객차간을 연결하는 관절대차로 구성되어있으며, 동력객차용 대차 2량과 일반객차용 대차 2량으로 구성되어 있다. 모델의 제원은 도표 1.과 도표 2.에 나타나 있다.

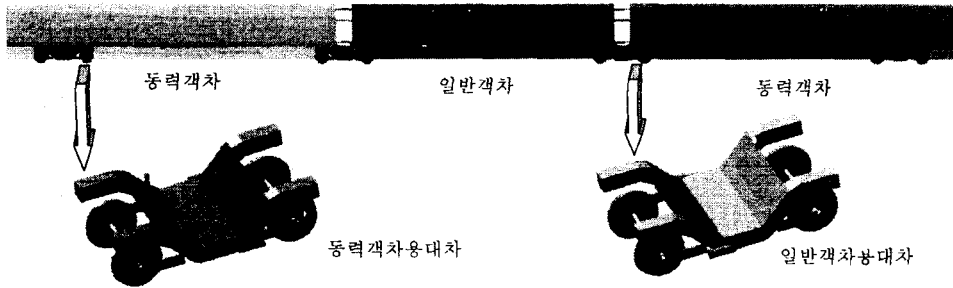


도표 1. 동력객차용 대차의 특성치

현가요소	(MN/m), (MN/rad), (MNs/m)								
	K _x	K _y	K _z	롤	피치	요우	C _x	C _y	C _z
1차 현가장치	65.0	65.0	0.54	0.0573	0.00716	0.0573	0.03	0.015	
air 스프링	0.15	0.15	0.37						
안티롤바				3.8					
수직댐퍼								0.02	
수평댐퍼							0.03		
요우댐퍼						4.23			

도표 2. 일반객차용 대차의 특성치

현가요소	(MN/m), (MN/rad), (MNs/m)								
	K _x	K _y	K _z	롤	피치	요우	C _x	C _y	C _z
1차 현가장치	65.0	65.0	0.54	0.0573	0.00716	0.0573	0.03	0.018	
1차 수직댐퍼									0.006
air 스프링	0.17	0.17	0.3						
안티롤바				3.8					
요우댐퍼							4.24		

2.2 직선주행 차량 모델

직선 주행에 사용되는 차량모델은 차체와 대차는 횡(좌우), 요우, 롤의 3자유도, 횡축은 횡(좌우), 요우의 2 자유도를 가지며 전체적으로 37 자유도의 모델이 된다. 차량모델의 크립력은 일반적으로 나타나는 비선형적인 특성을 본 연구에서는 선형 크립력을 사용하였다.

횡축에 작용하는 좌우방향의 힘 Q_y 와 z축에 대한 회전모멘트 M_z 은, 아래와 같이 주어진다.

$$Q_y = -2 f_{22} \left(\frac{\Delta \dot{y}}{V} - \psi \right) \quad (1)$$

$$M_z = -2 b f_{11} \left(\frac{\lambda}{r} \Delta \dot{y} + \frac{b}{r} \dot{\psi} \right) \quad (2)$$

여기서 $\Delta \dot{y}$ 는 횡축이 레일에 대한 상대속도이다.

그림 2. 와 그림 3.은 각 현가요소를 휠셋, 대차 객차에 대하여 모델링한 것을 보여주고 있다.

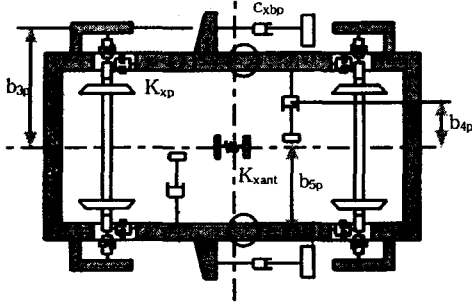


그림 2. 휠과 대차의 모델

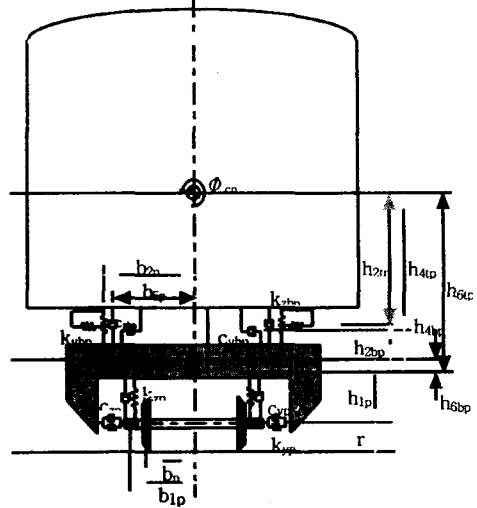


그림 3. 대차와 객차의 모델

차량 운동방정식중 대차의 요우 운동방정식과 객차의 좌우운동방정식을 나타내면 식(3)~(6)와 같다.

$$I_{zb}(b, t) \ddot{\psi}_{bi} = a(F_{2i-1} - F_{2i}) + a(F_{c2i} - F_{c2i}) + T_{z2i-1} + T_{z2i} + T_{z2i-1} + T_{z2i} + T_{z2i} + T_{z2i} + T_{zcx} + T_{zcy} + T_{zax} + T_{zay} \quad (3)$$

$$m_{cp1} \ddot{y}_{c1} = -S_1 - C_1 - S_{c1} - C_{ca1} \quad (4)$$

$$m_{c1} \ddot{y}_{c2} = -S_2 - S_3 - C_2 - C_3 + S_{c1} + C_{ca1} + S_{c2} + C_{ca2} \quad (5)$$

$$m_{cp2} \ddot{y}_{c3} = -S_4 - C_4 - S_{c2} - C_{ca2} \quad (6)$$

여기서 F_{2i-1} , F_{2i} , F_{c2i-1} , F_{c2i} 는 휠과 대차사이의 복원력과 감쇠력에 의한 모멘트, T_{z2i-1} , T_{z2i} , T_{zcx} , T_{zcy} , T_{zax} , T_{zay} 는 요우댐퍼, 수평댐퍼, 공기스프링에 의한 모멘트등이다. 객차의 운동방정식에서 S_i 는 객차와 대차의 사이의 복원력, C_i 감쇠력, S_{c1} 과 S_{c2} 는 객차와 객차사이의 연결장치에 탄성복원력, C_{ca1} 과 C_{ca2} 는 댐퍼감쇠력이 된다.

2.3 곡선주행 차량 모델

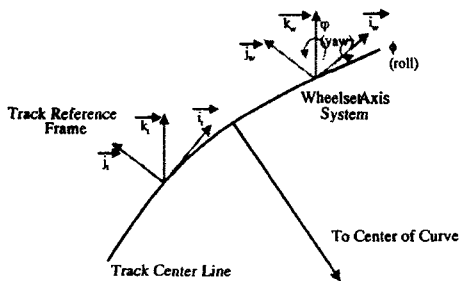


그림 4. 휠과 레일의 좌표

$$\begin{bmatrix} i_w \\ j_w \\ k_w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \phi & \sin \phi & 0 \\ -\cos \phi \sin \phi & \cos \phi \cos \phi & \sin \phi \\ \sin \phi \sin \phi & -\sin \phi \cos \phi & \cos \phi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_T \\ j_T \\ k_T \end{bmatrix} \quad (7)$$

곡선 주행 차량모델 역시 직선 주행에 사용되는 차량모델과 같은 37 자유도의 모델이 된다. 그림 4. 는 레일과 휠의 좌표를 나타내어주고 있으며 이에 대한 좌표변환을 나타내면 식(7)과 같이 된다. 휠과 레일의 자세를 나타내면 그림 5. 와 같이 되며, 휠의 자유물체도를 나타내면 그림 6과 같이 나타낼 수 있다.

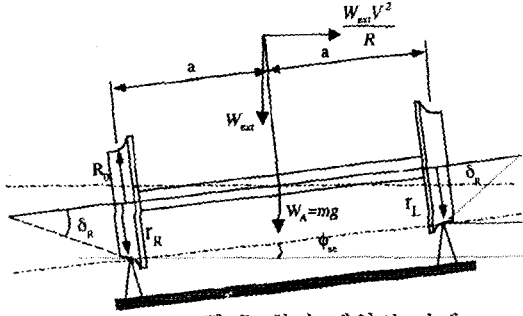


그림 5. 휠과 레일의 자세

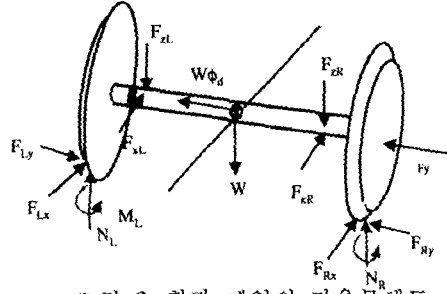


그림 6. 휠과 레일의 자유물체도

좌·우측휠의 크립력은 Kalker's 선형크립 이론을 사용했다. 식(8)은 좌측전후방향의 크립력이며, 식(9)는 우측 좌우방향 크립력이다.

$$F_{xL} = -f_{33} \cdot \left(\frac{1}{V} \right) \left\{ V \left[1 + \frac{a}{R} - \left(\frac{r_L}{r_0} \right) \right] - a\psi - r_L\beta \right\} \quad (8)$$

$$F_{yR} = -f_{11} \left(\frac{1}{V} \right) \left\{ [\cos \delta_R + \sin \delta_R \tan \delta_R] (\dot{y} - V\psi + r_R\beta) \right\} \quad (9)$$

$$- f_{12} \left(\frac{1}{V} \right) \left\{ \sin \delta_R (\Omega + \beta) + \cos \delta_R \left[\psi - \left(\frac{V}{R} \right) \right] \right\}$$

그림 6에 Newtons Law 을 적용하면 휠의 운동방정식 식(10)과 식(11)을 얻을 수 있다.

$$m\ddot{y} = F_{Ry} + F_{Lx} + F_{sx} + N_{Rx} + N_{Lx} + (W_A + W_{ext})\phi_d \quad (10)$$

$$I_z\ddot{\psi} - I_y(\Omega + \beta) = a(F_{Rx} - F_{Lx}) + a\psi(F_{Ry} - F_{Ly} + N_{Ry} - N_{Ly}) + M_{Lz} + M_{Rz} + M_{sz} \quad (11)$$

그림 7. 과 같이 차량의 원심력을 고려하였으며, 각 운동방정식에는 식(12)와 같은 가정을 하였다.

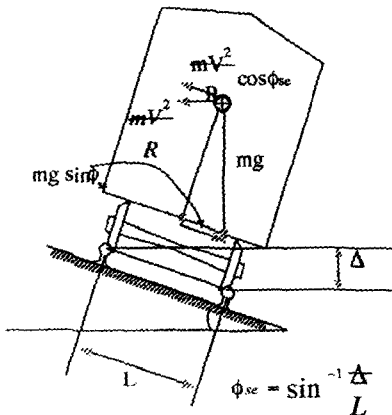


그림 7. 차량의 원심력 영향

$$\frac{1}{2}(r_L - r_L) = \lambda y \quad \frac{1}{2}(r_L + r_L) = r_0$$

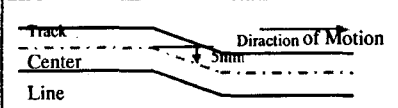
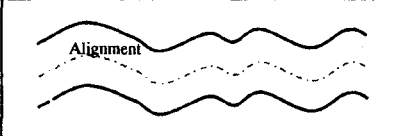
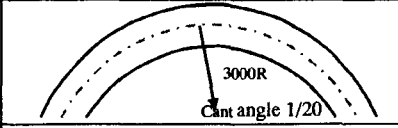
$$\frac{1}{2}(\delta_L - \delta_L) = 0 \quad \frac{1}{2}(\delta_L + \delta_L) = \lambda \quad (12)$$

$$\phi = \frac{\lambda}{a} y \quad \dot{\phi} = \frac{\lambda}{a} \dot{y}$$

3. 주행 안정성 평가

본 연구에서는 주행 안정성 평가를 위하여 도표 3. 과 같은 조건을 사용하였다.

도표 3 .주행안정성 평가를 위한 조건

case1		Offset Track
case2		Irregular Track
case3		Curve Track
case4	충격력 101KN	횡풍영향

여기서 Offset 트랙은 트랙중심에서 5mm 의 Offset을 주었으며 , 임의 alignment 의 생성은 다음 식에 의하여 생성하였다. 식(13)는 alignment의 전력밀도 함수로서 그림 8.과 같이 나타나며, alignment오차는 식(14)에 의하여 그림 9.와 같이 나타내었다.

$$S(F) = \begin{pmatrix} 500[mm^2 m] & (F \leq 0.01[1/m]) \\ \frac{0.0005}{F^3}[mm^2 m] & (F > 0.01[1/m]) \end{pmatrix}, \quad S(f) = \frac{S(F)}{V} \quad (13)$$

$$y_r = \int_0^{\infty} \sqrt{S(f) \sin(2\pi ft + rand) df} \quad rand : 0 \sim 1 \text{ 난수} \quad (14)$$

여기서 f 는 시간주파수, V 는 속도, F=f/V 이다.

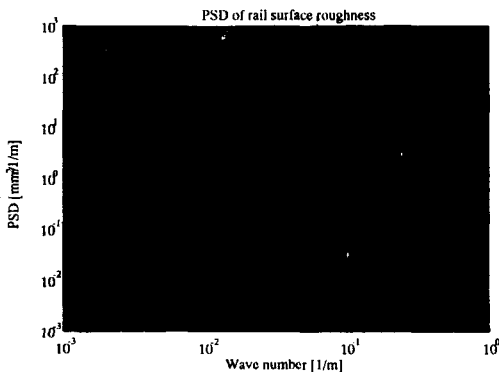


그림 8. Alignment 의 전력밀도 함수

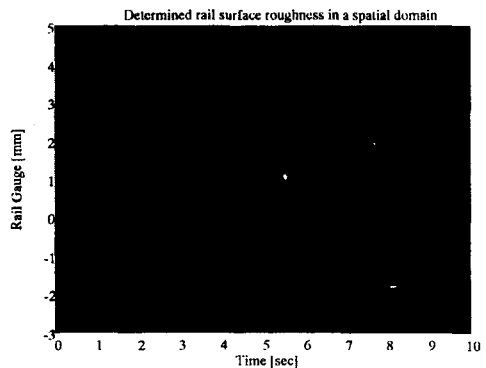


그림 9. Alignment의 오차

곡선주행에서는 최소 회전반경 3000R과 탈선계수 식(15)에 의하여 평가하였다..

$$\text{탈선계수} = \frac{L(t)}{V(t)} < 0.8 \text{ or } 1.2 (\text{peak}) \quad (15)$$

L(t) : 횡방향 하중, V(t) : 수직방향 하중.

차량의 주행이나 교차주행시 돌풍에 의해 발생하는 영향을 고려하기 위하여 그림 Fig 10 과 같이 객차에 101KN 의 충격력을 가하였다.

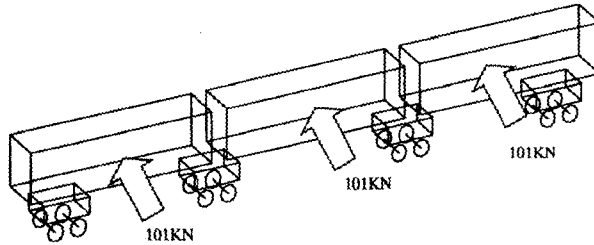


그림 10. 횡풍에 의한 영향

그림 11. 은 각 조건에서의 주행안정성을 평가하여 휠셋의 좌우변위에 대하여 나타낸 것이다.

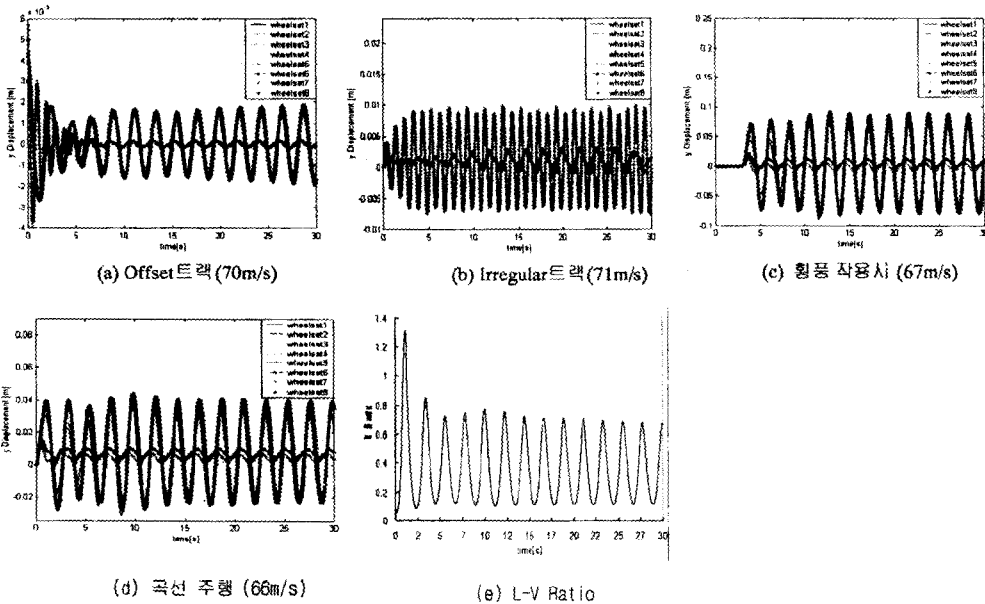


그림 11. 주행조건에 따른 휠셋의 좌우변위

4. 민감도 방정식

차량모델의 변위벡터 x_1 과 궤도의 변위벡터 x_0 를 다음과 같이 정의한다.

$$x_1 = [y_1, \phi_1, y_2, \phi_2, y_3, \phi_3, y_4, \phi_4, y_5, \phi_5, y_6, \phi_6, y_7, \phi_7, y_8, \phi_8, y_{B1}, \phi_{B1}, \phi_{B1}, y_{B2}, \phi_{B2}, \phi_{B2}, y_{B3}, \phi_{B3}, \phi_{B3}, y_{B4}, \phi_{B4}, \phi_{B4}, y_{c1}, \phi_{c1}, \phi_{c1}, y_{c2}, \phi_{c2}, \phi_{c2}, y_{c3}, \phi_{c3}, \phi_{c3}]^T \quad (16)$$

$$x_0 = [y_{r1}, y_{r2}, y_{r3}, y_{r4}, y_{r5}, y_{r6}, y_{r7}, y_{r8}]^T \quad (17)$$

위의 벡터를 사용하여 운동방정식을 나타내면,

$$M \ddot{x}_1 = Kx_1 + C \dot{x}_1 + D_1 x_0 + D_2 \dot{x}_0 \quad (18)$$

여기서, M은 질량행렬이며, K는 강성행렬, C는 감쇠행렬, D₁, D₂는 외란행렬이다. 도표 4는 강성행렬을 나타내었다.

도표 4. 운동방정식에서의 강성행렬

K _{wp}										K _{wat1'}												
	K _{wf}									K _{waf'}												
		K _{wc}								K _{wat1}												
			K _{wv}							K _{wat2}												
				K _{wu}						K _{wat2'}												
					K _{wz}					K _{wat3}												
						K _{wy}				K _{wat3'}												
K _{wat}	K _{wat'}									K _{wat4}												
		K _{wat}	K _{wat'}							K _{wat4'}												
				K _{wat}	K _{wat'}						K _{wat5}											
						K _{wat}	K _{wat'}					K _{wat5'}										
								K _{wat}					K _{wat6}									
									K _{wat}					K _{wat6'}								
										K _{wat}					K _{wat7}							
											K _{wat}					K _{wat7'}						
												K _{wat}					K _{wat8}					
													K _{wat}					K _{wat8'}				
														K _{wat}					K _{wat9}			
															K _{wat}					K _{wat9'}		
																K _{wat}					K _{wat10}	
																	K _{wat}					K _{wat10'}

$$K_{bcM} = \begin{bmatrix} 2k_{y1p} & 0 & -2k_{z1p}k_{y1p} \\ 2ab_1k_{y1p} & 2b_1^2k_{y1p} & -2ab_1k_{z1p}k_{y1p} \\ 2k_{z1p}k_{y1p} & 0 & -(k_{z1p}k_{z1p}k_{y1p} - b_1^2k_{z1p}^2) + k_{z1p}k_{y1p} \end{bmatrix}$$

$$K_{bcM} = \begin{bmatrix} 2k_{y1p} & 0 & -2k_{z1p}k_{y1p} \\ -2ab_1k_{y1p} & 2b_1^2k_{y1p} & 2ab_1k_{z1p}k_{y1p} \\ 2k_{z1p}k_{y1p} & 0 & -(k_{z1p}k_{z1p}k_{y1p} - b_1^2k_{z1p}^2) + k_{z1p}k_{y1p} \end{bmatrix}$$

운동방정식 식(18)을 임의의 설계변수 b에 대해 미분하여 다음과 같은 민감도 방정식을 구한다.

$$M \ddot{x}_{1b} - Kx_{1b} - C \dot{x}_{1b} = -M_b \ddot{x}_1 + K_b x_1 + C_b \dot{x}_1 + D_{1b} x_0 + D_{2b} \dot{x}_0 \quad (19)$$

주행 안전성에 관한 성능지수(I)를 식(20)과 같이 정의하면, 이들에 대한 민감도(I_b)는 식(21)과 같이 계산된다.

$$I_1 = \int_0^T y^2 dt \quad I_2 = \int_0^T \psi^2 dt \quad (20)$$

$$I_{1b} = \int_0^T 2yy_b dt \quad I_{2b} = \int_0^T 2\psi\psi_b dt \quad (21)$$

정의한 성능지수를 모두 고려하고자 할 때에는 각 성능지수에 가중치를 주고 선형 조합하여 다중 성능 지수를 구할 수 있다.

$$I = \alpha_1 I_1 + \alpha_2 I_2 + \dots + \alpha_n I_n \quad (22)$$

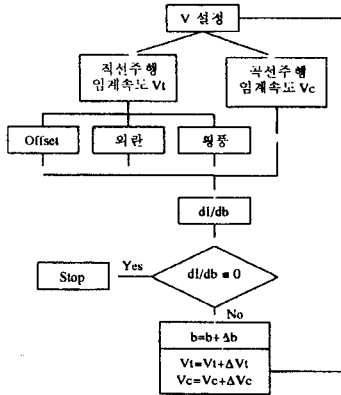
α = Weight Factor I = Performance Index

성능지수 I의 설계변수에 대한 민감도는 다음과 같다.

$$\frac{dI}{db} = \alpha_1 \frac{dI_1}{db} + \alpha_2 \frac{dI_2}{db} + \dots + \alpha_n \frac{dI_n}{db} \quad (23)$$

도표5는 민감도를 이용한 임계속도의 향상 방법을 보여주고 있으며, 도표 6은 설계변수에 대한 다중성능지수 민감도를 보여주고 있는 것으로 최종설계시 다중성능 지수 민감도 값이 초기설계에 비해 값이 줄든 것을 확인할 수 있다. 이때의 휠셋의 좌우변우를 그림 12. 에 나타내었다.

도표5. 민감도를 이용한 설계방법 도표6. 다중성능지수 민감도



		초기 설계			최종 설계		
		Vt	Vc	L/V	Vt	Vc	L/V
		72m/s	70m/s	0.365	90m/s	72m/s	0.374
탄성	kx	63.0	11.09533399	51.012	2.875960892		
	ky	18.5	12.89383068	17.575	-0.69820615		
요우댐퍼 Cxb	0.24	-3.504707076	5.499	0.312	0.283239196		
	수평댐퍼 Cyb	0.03	-12.0000178	0.03	-2.45544862		
공기 스프링	kxb	0.14	-11.9999998	0.1414	-1.21097578		
	kyb	0.17	-11.9999934	0.1717	-5.31152283		

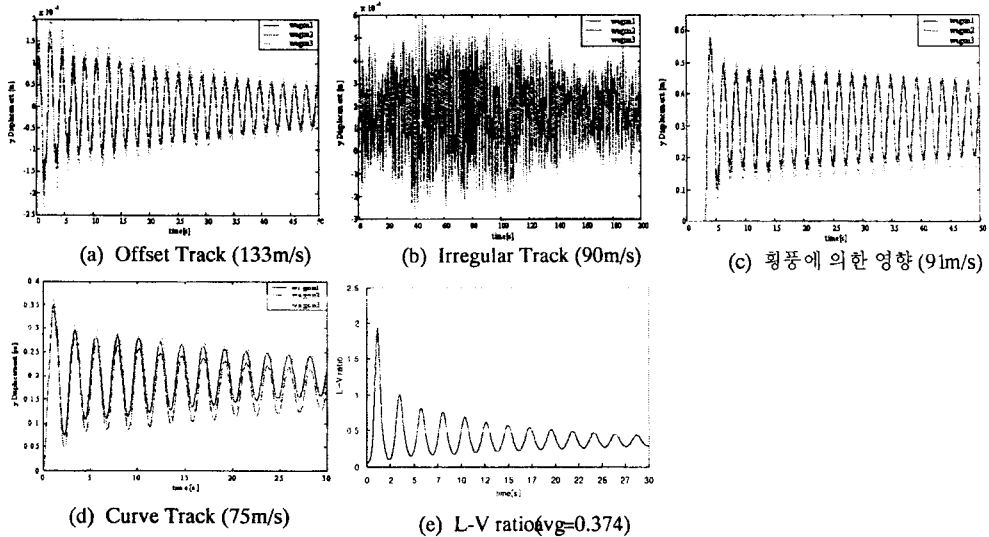


그림 12. 주행조건에 따른 휠셋의 좌우변위

5. 결론

본 연구에서는 철도차량 모델에 대한 직선주행 및 곡선주행 해석모델 제시 및, 주행안전성 민감도 해석을 수행 하였다. 고속철도차량의 주행안전성 평가를 위한 안전성 성능지수와 다중 성능지수를 정의하였고, 설계변수화에 의해 민감도 해석을 수행하여 주행안전성에 미치는 영향에 대하여 알아보았다.

참고문헌

- (1) Masakazu IGUCHI Yoshihiro SUDA, Takehiko FJIOKA, Dynamic Stability and Curving Performance of Railway Vehicles, Bulletin of JSME, Vol. 29, No.256 October 1986
- (2) 岡健彦, 山田晴夫, 豫見制御を用による鐵道車輛のアクティブサスペンションにする研究, 修士論文,
- (3) DUKKIPATI, AMYOT, Computer-aided Simulation in Railway Dynamics, MARCEL DEKKER INC.
- (4) G7 고속전철기술개발 동력학적 설계 및 해석기술개발 1차년도 보고서, KIST, 아주대학교, 1997.
- (5) Simon Iwnick, Manchester Benchmarks for Rail Vehicle simulation.