

# 진동모드를 고려한 고속화차의 임계속도

## Critical Speed of High Speed Freight Car with the Consideration of Vibration Modes

이승일 \*, 최연선 \*\*  
Seung-Il Lee, Yeon-Sun Choi

### ABSTRACT

The development of railway vehicle and bogie involves the proper selection of design parameters not only to achieve high speed of the train but also to reduce the vibration. In this study, an analytical model of a high speed freight car is developed to find the critical speed. The high speed freight car can generate the snake motion of the lateral, rolling and yawing motion of the car body and the bogie. The numerical analysis for the equation motions with 17 degrees of freedom showed the running stability and the critical speed due to the snake motion. Also the vibration modes of the high speed freight car was calculated using ADAMS RAIL software, which showed that the critical speed have the yawing modes of the car body and the bogie.

### 1. 서론

막대한 물량을 신속하고 안전하게 수송하기 위해 철도는 차량 및 대차개발을 통하여 고속화를 추진하고 있다. 차량 및 대차개발 과정에서는 차량주행시 발생하는 다양한 진동을 예측하고, 이를 감쇠하는 방안이 강구되어야 한다. 원추담면을 가진 차륜은 레일과 접촉에 의해 차량 및 대차에는 사행동이 발생할 수 있고, 저속으로 주행할 경우 원추담면으로 인하여 복원력을 발생시켜 차량의 주행안정성을 높일 수 있으나, 고속주행시 자려진동이 발생하여 주행안정성을 해칠 수 있다<sup>1)</sup>. 따라서 철도차량의 고속화를 위해서는 주행시 발생하는 사행동에 대한 충분한 고려가 있어야한다. 이로 인해 사행동에 대한 이론해석 및 수치해석에 관한 많은 연구가 국내외에서 진행되어 왔다.

Carter<sup>2)</sup>는 주행속도 변화에 따른 사행동의 발생여부에 대해 연구하였고, Cooperrider<sup>3)</sup>는 차체 사행동을 현가장치의 고유진동수 변화를 적용하여 제어할 수 있음을 보여주었다. Blader와 Kurtz<sup>4)</sup>는 다량으로 연결된 차량을 대상으로 차량 진동모드 형태와 담면구배에 따른 동적 안정성을 연구한 바 있다. 이승일, 최연선<sup>5)</sup>은 고속화차의 대차만을 대상으로 하여 담면구배 및 레일과 차륜의 간격을 고려하여 대차의 횡진동에 의한 임계속도를 계산한 바 있다.

본 연구에서는 고속화차 주행시 발생 가능한 사행동을 예측을 하기 위해 고속화차 한량에 대하여 차

\* 성균관대학교 박사과정, 학생회원

\*\* 성균관대학교 교수, 정회원

체와 대차의 횡변위, 롤링, 요잉과 윤축의 횡변위, 요잉 등 총 17 자유도로 고속화차를 모델링하고, 운동방정식을 유도하였다. 유도된 비선형 운동방정식을 수치해석하여 사행동에 의한 차량의 주행안정성과 임계속도를 계산하였다. 또한 임계속도에서 나타나는 차량의 진동모드가 주행안정성에 미치는 영향을 검토하였다.

## 2. 철도차량의 롤링과 요잉

차체와 대차가 1, 2차 현가장치와 볼스터 장치에 의해 지지된 철도차량은 전후 및 좌우로 대칭되어 있다. 철도차량의 롤링과 요잉은 일반적으로 단독으로 존재하지 않고 서로 연성되어 나타난다. 차체의 롤링은 회전중심이 차체 중심보다 아래에 있는 것을 하심 롤링(lower center rolling), 위에 있는 것을 상심 롤링(upper center rolling)이라 한다. Fig. 1은 차체의 롤링과 요잉 형태를 나타내고 있다. Fig. 1의 (a)와 같은 하심 롤링의 경우 회전중심은 일반적으로 레일면 부근에 있고, (b)와 같은 상심 롤링의 경우 회전중심은 차체 중심보다 윗부근에 있게 된다. 요잉은 z축에 대한 회전진동으로써 차체는 수평면에서 좌우로 운동하지만 진폭은 중앙에서 적고 양끝단에서는 커지게 된다.

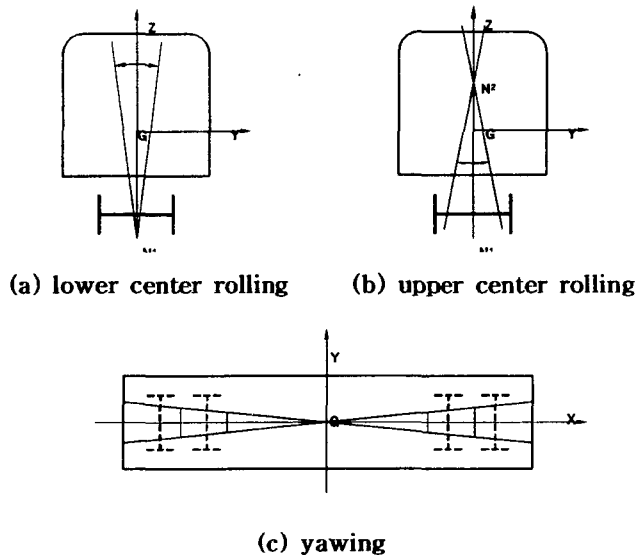


Fig 1. Rolling and yawing of car

## 3. 사행동

답면구배를 가진 철도차량의 특유한 운동인 사행동은 윤축의 좌우 직선운동과 연직축 주위의 회전운동이 연성된 운동으로서 강제 사행동과 자려 사행동으로 나누어 볼 수 있다. 강제 사행동은 레일의 좌우 불규칙 곡선에 따라 강제적으로 전달되기 때문에 레일의 좌우 불규칙 곡선과장이 윤축에서 발생하는 사행동의 파장과 일치하면 공진이 발생하게 된다. 자려 사행동은 한 개의 차축과 고정된 원추담면을 가지는 한 개의 차륜이 평행한 두개의 레일을 주행하는 경우 발생하는 운동이다. 따라서 차량의 주행속도가 임계속도 이상이 되면 사행동에 의해 차체는 크게 좌우로 진동하게 된다. 특히 고속으로 주행하는 철도차량에서는 승차감 및 안정성에 악영향을 미치게 되고 윤축이나 대차의 사행동에 의해 횡진동이 발생한다. 무거운 화물을 적재하는 화차의 경우 심한 사행동이 발생하면, 차량의 운동에너지가 크기 때문에 레일을 파손시킬 뿐만 아니라 나아가 중대 사고의 원인이 될 수도 있다.

사행동 발생의 기본요인은 차륜과 레일의 답면구배이고, 답면구배에 의하여 좌우차륜은 반경차가 생긴다. 이때 좌우가 일정한 사행동을 하며 이를 기하학적 사행동이라 하고, 원래상태로 돌아오는 데 걸리는

윤축의 진행거리를 사행동 파장이라 한다. 사행동 파장은 차륜 답면구배가 감소하거나, 좌우 레일간의 간격 및 차륜반경이 증가하면 비례적으로 증가한다. 실제 대차에 취부된 윤축은 일정한 속도로 주행하면 축방향으로 관성력이 작용하며, 또한 차륜과 레일면에 크리이프력이 발생한다. 이 때에 속도를 임계속도까지 증가하면 심한 사행동이 발생하고, 이 때의 속도를 사행동 임계속도라 한다.

### 3. 1 윤축의 사행동

횡변위와 요잉으로 표현할 수 있는 윤축의 사행동은 Fig. 2와 같은 정현파 운동이다. 이때의 윤축의 사행동 파장  $S_1$ 은 식(1)과 같다<sup>6)</sup>.

$$S_1 = 2\pi \cdot \sqrt{\frac{ar}{\gamma}} \quad (1)$$

여기서  $2a$ 는 평형위치에서의 좌우차륜의 접촉점 간격,  $r$ 은 차륜의 평균반경,  $\gamma$ 는 차륜의 답면구배이다. 사행동 파장은 횡변위와 요잉에 의한 기하학적 관계로부터 유도될 수 있다. 윤축의 사행동을 횡변위와 요변위의 관계로 표현하면 식(2)와 같은 윤축의 운동방정식이 유도될 수 있다<sup>6)</sup>.

$$\begin{aligned} m\ddot{y} + k_y y &= -2k_{22} \left( \frac{\dot{y}}{v} - \psi \right) \\ mi^2 \ddot{\psi} + k_\psi \psi &= -\frac{2k_{11} a^2}{v} \dot{\psi} - \frac{2k_{11} \gamma a}{r} y \end{aligned} \quad (2)$$

식(2)에 전후, 좌우 크리프계수가 같다고( $k_{11} = k_{22} = k$ )하면 식(3)과 같은 특성방정식으로 나타낼 수 있다. 이때의 특성방정식은 근사적으로 두 개의 실수( $\overline{S}_1, \overline{S}_2$ )와 두 개의 복소수( $\overline{S}_3, \overline{S}_4 = \alpha \pm i\omega$ )형태의 근을 갖는다<sup>7)</sup>.

$$A_4 S^4 + A_3 S^3 + A_2 S^2 + A_1 S + A_0 = 0 \quad (3)$$

$$\omega = \frac{2\pi v}{S_1}, \quad \alpha = -\frac{v}{4ka^2} (k_y a^2 + k_\psi - m(a^2 + i^2)\omega^2) \quad (4)$$

여기서  $\omega$ 은 윤축의 사행동 진동수이고,  $\alpha$ 는 운동의 감쇠여부를 나타내며,  $\alpha > 0$ 이면 운동은 불안정해진다.

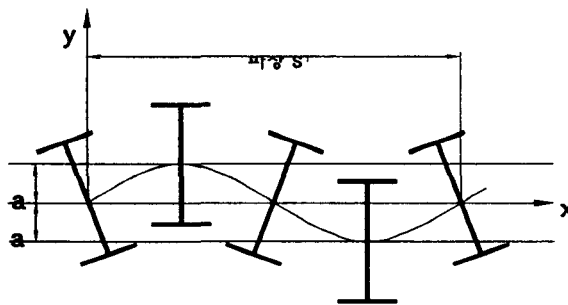


Fig 2. Snake motion of wheelset

### 3. 2 대차의 사행동

두 개 이상의 윤축이 대차 프레임에 의해 전후, 좌우로 상대변위가 구속되어 있는 경우, 대차의 사행동은 관성력과 크리프력과의 관계로부터 이해될 수 있다. 이때 대차의 사행동 파장  $S_2$ 은 식(5)와 같다<sup>7)</sup>.

$$S_2 = S_1 \sqrt{1 + \frac{\ell^2}{a^2}} \quad (5)$$

여기서  $2\ell$ 은 고정축거로 두 개의 윤축 간의 간격이다. 윤축 및 대차의 사행동은 차량 주행안정성에 악영향을 미치므로 철도차량에서는 사행동 발생 여부를 관찰하기 위해 주행속도를 변화시키며 일정한 파장의 진동이 발생하는지를 관찰하여야 하고, 그 파장이 윤축의 사행동 파장  $S_1$ , 혹은 대차의 사행동 파장  $S_2$ 와 일치하는지를 관찰하여야 한다.

#### 4. 차량의 운동방정식

고속화차 한량에 대한 운동방정식은 Fig. 3의 화차 모델로부터 차체의 횡변위, 요잉, 롤링(3자유도)과 전·후대차의 횡변위, 요잉, 롤링( $3 \times 2 = 6$ 자유도), 전·후 윤축의 횡변위, 요잉( $2 \times 4 = 8$ 자유도)의 총 17개 자유도를 갖는 식(6)의 운동방정식으로 표현할 수 있다.

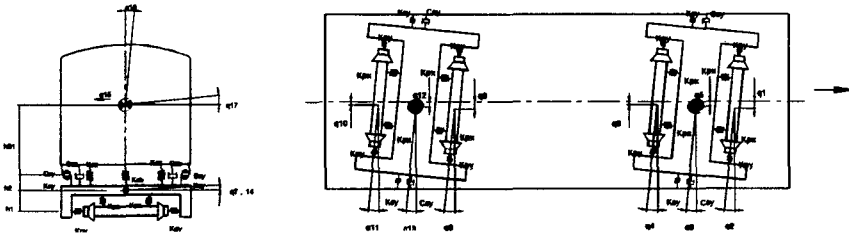


Fig. 3 Freight car model

$$\begin{aligned}
 m_w \ddot{q}_1 + A_1 + 2F_{x1} + F_T(q_1) &= 0 & I_{wy} \ddot{q}_2 + A_3 + 2aF_{y1} &= 0 \\
 m_w \ddot{q}_3 + A_2 + 2F_{x2} + F_T(q_3) &= 0 & I_{wy} \ddot{q}_4 + A_4 + 2aF_{y2} &= 0 \\
 m_f \ddot{q}_5 - A_1 - A_2 + A_5 &= 0 & I_{fy} \ddot{q}_6 - bA_1 + bA_2 - A_3 - A_4 + A_6 &= 0 \\
 I_{fr} \ddot{q}_7 - h_1 A_1 - h_1 A_2 - h_2 A_5 + A_7 &= 0 \\
 m_w \ddot{q}_8 + A_8 + 2F_{x1} + F_T(q_8) &= 0 & I_{wy} \ddot{q}_9 + A_{10} + 2aF_{y1} &= 0 \\
 m_w \ddot{q}_{10} + A_9 + 2F_{x2} + F_T(q_{10}) &= 0 & I_{wy} \ddot{q}_{11} + A_{11} + 2aF_{y2} &= 0 \\
 m_f \ddot{q}_{12} - A_8 - A_9 + A_{12} &= 0 & I_{fy} \ddot{q}_{13} - bA_8 + bA_9 - A_{10} - A_{11} + A_{13} &= 0 \\
 I_{fr} \ddot{q}_{14} - h_1 A_8 - h_1 A_9 - h_2 A_{12} + A_{14} &= 0 \\
 m_c \ddot{q}_{15} + 2k_{sy} A_{15} + 2c_{sy} A_{16} + 2k_{sy} A_{17} + 2c_{sy} A_{18} &= 0 \\
 I_{cx} \ddot{q}_{16} + 2lk_{sy} A_{15} + 2lc_{sy} A_{16} - 2lk_{sy} A_{17} - 2lc_{sy} A_{18} &= 0 \\
 I_{cx} \ddot{q}_{17} + 2h_{bl} k_{sy} A_{15} + 2h_{bl} c_{sy} A_{16} + 2h_{bl} k_{sy} A_{17} + 2h_{bl} c_{sy} A_{18} &= 0
 \end{aligned} \quad (6)$$

여기서

$$A_1 = 2k_{py}(q_1 - q_5 - bq_6) \quad A_2 = 2k_{py}(q_3 - q_5 + bq_6)$$

$$\begin{aligned}
A_3 &= 2k_{px}d_1^2(q_2 - q_6) & A_4 &= 2k_{px}d_1^2(q_4 - q_6) \\
A_5 &= 2k_{sy}(q_5 - q_{15} - h_{b1}q_{17} - lq_{16}) + 2c_{sy}(\dot{q}_5 - \dot{q}_{15} - h_{b1}\dot{q}_{17} - l\dot{q}_{16}) \\
A_6 &= k_{sb}(q_6 - q_{16}) & A_7 &= 2c_{sz}d_2^2(\dot{q}_7 - \dot{q}_{17}) + 2k_{sz}d_2^2(q_7 - q_{17}) + 4k_{pz}d_1^2(q_7 - q_{17}) \\
A_8 &= 2k_{py}(q_8 - q_{12} - bq_{13}) & A_9 &= 2k_{py}(q_{10} - q_{12} + bq_{13}) \\
A_{10} &= 2k_{px}d_1^2(q_9 - q_{13}) & A_{11} &= 2k_2d_1^2(q_{11} - q_{13}) \\
A_{12} &= 2k_{sy}(q_{12} - q_{15} - h_{b1}q_{17} - lq_{16}) + 2c_{sy}(\dot{q}_{12} - \dot{q}_{15} - h_{b1}\dot{q}_{17} - l\dot{q}_{16}) \\
A_{13} &= k_{sb}(q_{13} - q_{16}) & A_{14} &= 2c_{sz}d_2^2(\dot{q}_{14} - \dot{q}_{17}) + 2k_{sz}d_2^2(q_{14} - q_{17}) + 4k_{pz}d_1^2(q_{14} - q_{17}) \\
A_{15} &= (q_{15} - q_5 + h_{b1}q_{17} + h_2q_7) & A_{16} &= (\dot{q}_{15} - \dot{q}_5 + h_{b2}\dot{q}_{17} + h_2\dot{q}_7) \\
A_{17} &= (q_{15} - q_{12} + h_{b1}q_{17} + h_2q_{14}) & A_{18} &= (\dot{q}_{15} - \dot{q}_{12} + h_{b1}\dot{q}_{17} + h_2\dot{q}_{14})
\end{aligned}$$

식(6)에서 크리아프력은 전·후 대차의 1위 차축과 2위 차축에 대하여 측면( $F_{yi}, F_{yr}$ )과 길이방향( $F_{xi}, F_{xr}$ )으로 식(7)과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned}
F_{xfi} &= \frac{\zeta_{xfi}F_R}{\psi \zeta_{Rfi}}, & F_{yfi} &= \frac{\zeta_{yfi}F_R}{\phi \zeta_{Rfi}}, & F_{xri} &= \frac{\zeta_{xri}F_R}{\psi \zeta_{Rri}}, & F_{yri} &= \frac{\zeta_{yri}F_R}{\phi \zeta_{Rri}} \\
\zeta_{Rfi} &= \sqrt{\left(\frac{\zeta_{xfi}}{\psi}\right)^2 + \left(\frac{\zeta_{yfi}}{\phi}\right)^2}, & \zeta_{Rri} &= \sqrt{\left(\frac{\zeta_{xri}}{\psi}\right)^2 + \left(\frac{\zeta_{yri}}{\phi}\right)^2}
\end{aligned} \quad (7)$$

여기서  $i=1$ 위, 2위 차축이다.

$$\begin{aligned}
\zeta_{xf1} &= \frac{\dot{q}_1}{V} - q_2, & \zeta_{yf1} &= a \frac{\dot{q}_2}{V} + \frac{\lambda q_1}{r}, & \zeta_{xr1} &= \frac{\dot{q}_3}{V} - q_4, & \zeta_{yr1} &= a \frac{\dot{q}_4}{V} + \frac{\lambda q_3}{r} \\
\zeta_{xf2} &= \frac{\dot{q}_8}{V} - q_9, & \zeta_{yf2} &= a \frac{\dot{q}_9}{V} + \frac{\lambda q_8}{r}, & \zeta_{xr2} &= \frac{\dot{q}_{10}}{V} - q_{11}, & \zeta_{yr2} &= a \frac{\dot{q}_{11}}{V} + \frac{\lambda q_{10}}{r}
\end{aligned} \quad (8)$$

이상의 차량해석모델에서 차륜 플랜지와 레일의 접촉에 의해 발생하는 차륜의 거동은 식(9)을 추가하여 사용하여한다<sup>8)</sup>.

$$\begin{aligned}
F_T(q_1) &= \begin{cases} k_0(q_1 - \delta), & \delta < q_1 \\ 0, & -\delta \leq q_1 \leq \delta \\ k_0(q_1 + \delta), & q_1 < -\delta \end{cases}, & F_T(q_3) &= \begin{cases} k_0(q_3 - \delta), & \delta < q_3 \\ 0, & -\delta \leq q_3 \leq \delta \\ k_0(q_3 + \delta), & q_3 < -\delta \end{cases} \\
F_T(q_8) &= \begin{cases} k_0(q_8 - \delta), & \delta < q_8 \\ 0, & -\delta \leq q_8 \leq \delta \\ k_0(q_8 + \delta), & q_8 < -\delta \end{cases}, & F_T(q_{10}) &= \begin{cases} k_0(q_{10} - \delta), & \delta < q_{10} \\ 0, & -\delta \leq q_{10} \leq \delta \\ k_0(q_{10} + \delta), & q_{10} < -\delta \end{cases}
\end{aligned} \quad (9)$$

## 5. 수치해석

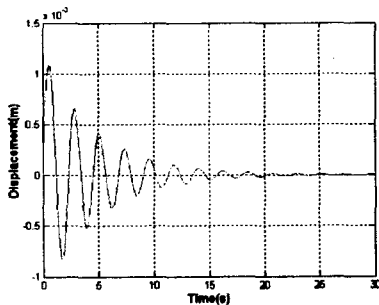
고속화차 한량에 대한 운동을 수치해석하기 위하여 식(6)의 차량 운동방정식을 4차 Runge-Kutta 방법으로 수치해석을 수행하였다. Table 1은 본 연구에서 사용된 고속화차의 사양이다.

Table 1. Specifications of the freight car

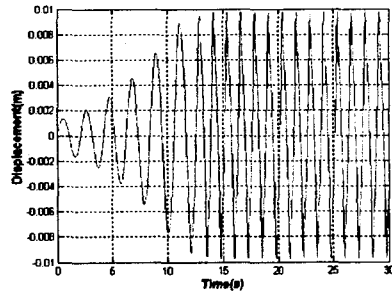
Index	Terms	Symbol	Units	Input
Car Body	Weight of the Bogie	$m_c$	ton	16.083
	Moment of Inertia Roll & Pitching, Yaw	$I_{cr} I_{cy}$	Mgm	17.625, 317.26
Boige Frame	Weight of the Bogie	$m_f$	ton	1.982
	Moment of Inertia Roll & Pitching, Yaw	$I_{fr}, I_{fy}$	Mgm	1.05, 1.64
Axle	Weight of the Axle	$m_w$	ton	1.309
	Moment of Inertia Roll & Yaw	$I_w$	Mgm	0.75
	Half of Wheel Diameter	$r$	m	0.43
Dimension	Half of Axle Distance	$b$	m	0.9
	Half of Bogie Distance	$\ell$	m	4.53
	Half of Between 1'st Spring	$d_1$	m	0.978
	Half of Between 2'nd Suspension Center	$d_2$	m	0.838
1'st S/P	Longitudinal Stiffness	$k_{px}$	MN/m	554.57
	Lateral Stiffness	$k_{py}$	MN/m	423.23
	Vertical Stiffness	$k_{pz}$	MN/m	1.6128
2'nd S/P	Vertical Stiffness	$k_{sz}$	MN/m	3.8791
	Lateral Stiffness	$k_{sv}$	MN/m	0.90384
	Bolster Stiffness	$k_{sb}$	MN/m	0.06779
Damper	Vertical Damper Coefficient	$c_{sz}$	MN/m	0.11072
	Lateral Damper Coefficient	$c_{sv}$	MN/m	0.18454
Contact	Lateral Track Stiffness	$k_0$	MN/m	14.6
	Rail-flange Clearance	$\delta$	m	0.009

5. 1 임계속도

임계속도를 계산하기 위해 시간영역에서 수치해석을 하였고, 속도를 증가시키며 횡변위와 요잉의 지속여부로 임계속도를 예측하였다. Fig. 4는 일정 주행속도에서의 횡변위 변화를 나타내고 있다. 주행속도가 임계속도보다 작을 때 차량 횡변위는 초기 변위량의 시간이 지날수록 감소하나, 주행속도가 임계속도보다 클 때는 시간이 지남에 따라 초기 변위량이 점점 증폭되어 진동하게 된다. 임계속도를 예측하기 위하여 속도를 영에서부터 서서히 증가시켜 보았다. Fig. 4에서 보는 바와 같이 주어진 차량의 설계조건으로부터 90km/h에서는 횡변위가 감소되었으나, 100km/h에서는 횡변위가 감소되지 않고 지속되는 상태를 나타내고 있어, 이 부근에 속도가 임계속도임을 알 수 있었다. Fig. 5는 임계속도에서 발생하는 차량의 횡변위에 대한 데이터를 주파수 분석한 결과를 나타내고 있다. 차량의 횡변위 진동수는 약 8Hz 정도의 기본 주파수와 이의 배수 성분으로 구성되어 있음을 알 수 있었다.



(a) v=90km/h



(b) v=100km/h

Fig. 4 Numerical results for the lateral displacement of the car

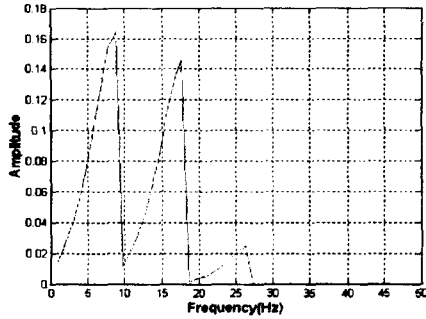


Fig. 5 Frequency for the lateral displacement of the car

### 5. 2 안정성 판별

차량의 안정성은 고유치 해석으로 판별된다. 만일 해석결과로 얻어진 고유치의 실근이 설계변수의 변화에 따라 음(-)에서 양(+)이 된다면 이때 차량은 불안정해진다. 차륜과 레일의 기하학적 접촉에 의해 횡변위와 요잉으로 표현되는 윤축의 사행동에 대한 안정성은 식(4)의  $\alpha$  값을 계산함으로써 판별할 수 있다. Fig. 6은 주행속도 변화에 따른 윤축의 사행동 안정성을 나타내고 있으며 주행속도가 98km/h에서 고유치의 실근이 음(-)에서 양(+)으로 되었다. 따라서 고속화차의 임계속도는 98km/h가 됨을 알 수 있었다. Fig. 7은 윤축과 대차의 사행동 진동수에 대한 주행속도와 답면구배의 관계를 나타내고 있다. 주행속도와 답면구배가 증가함에 따라 윤축과 대차의 사행동 진동수도 증가하였다. 수치해석 및 안정성 판별에 의하여 예측된 임계속도에서의 윤축과 대차의 사행동 진동수는 8Hz와 12.7Hz임을 알 수 있었다.

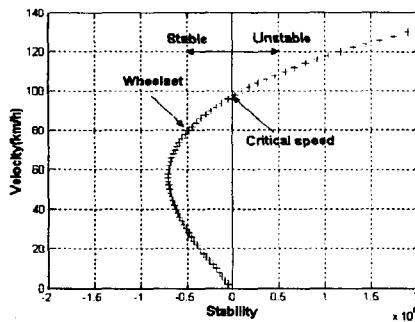


Fig. 6 Stability of wheelset motion

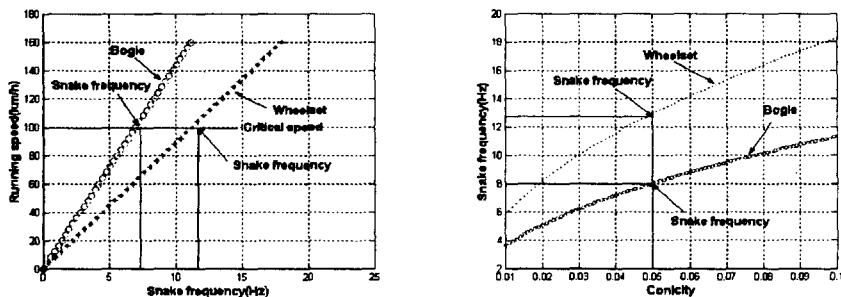


Fig. 7 Running speed vs. conicity for Snake motion

### 5. 3 시뮬레이션

전절에서 수치해석과 안정성 판별에 의해 고속화차의 임계속도를 예측할 수 있었다. 본절에서는 이미 계산된 임계속도에서의 윤축, 대차 및 차체의 진동모드를 알아보기 위하여 다물체 동역학 상용해석 프로그램인 ADAMS RAIL<sup>9)</sup>를 이용하여 안정성 해석을 수행하였고, 또한 차체의 진동모드를 계산하여 보았다. Fig. 8는 주행속도 변화에 따른 차량의 안정성 해석 결과를 나타내고 있다. 전절과 같은 주행속도 98km/h에서 고유치 실근이 음(-)에서 양(+)이 되어 이 속도가 임계속도임을 다시 확인할 수 있었다. Fig. 9은 임계속도로 고속화차가 주행시 윤축과 대차의 사행동 진동수인 8Hz와 12.7Hz에서의 고속화차의 진동모드를 나타내고 있다. Fig. 9에서 보는 바와 같이 12.7Hz에서 차체가 윤축의 사행동에 의해 요잉되고, 8Hz에서는 대차의 사행동에 의하여 차체가 요잉됨을 알 수 있다. Table 2는 임계속도 98km/h에서 나타나는 진동모드인 하심 롤, Mode A, 상심 롤, 차체 요잉 등의 시뮬레이션 결과를 보여주고 있다. Mode A는 고유치 해석에서 얻어지는 고유치의 실근이 음(-)에서 양(+)으로 변화하면서 차량이 불안정할 때 발생하는 진동모드 형태이다. Mode A에서 차량은 횡변위와 요잉이 복합적으로 작용하는 사행동이 나타나며 이로 인하여 주행안정성에 악영향을 미쳐 심한 경우 탈선도 발생할 수 있다.

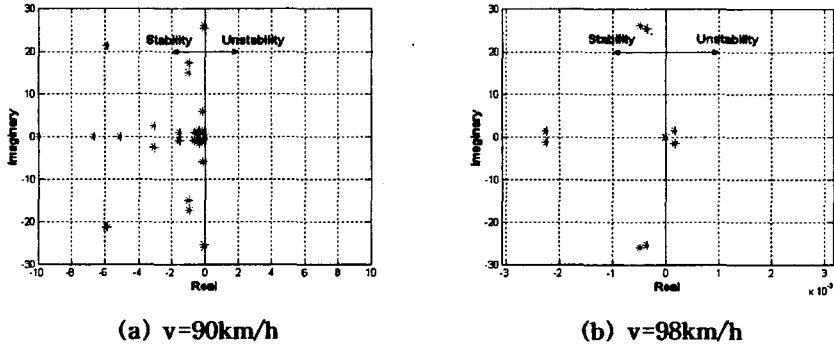
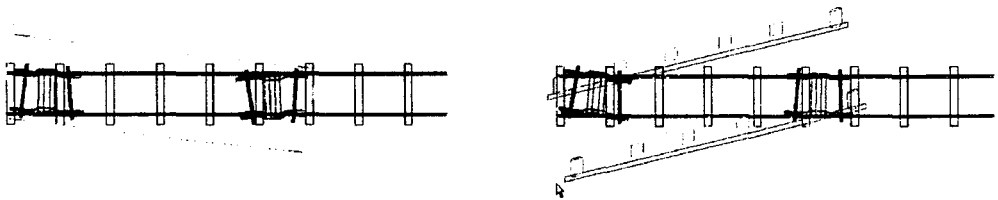


Fig. 8 Stability analysis




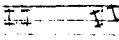

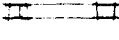
(a) Snake motion of wheelset(12.7Hz)

(b) Snake motion of bogie(8Hz)

Fig. 9 Simulation results of the snake motion



Table 2. Frequencies and modes of the vibration for a single car

Root Value/sec		Mode-Form		
Real	Imaginary	Description	Diagram	Name
-0.609	-1.0587	Lower Center Roll		L.C.R
0.000178	-1.4864	Truck with Body Yaw		Mode A
-3.089	-2.5397	Upper Center Roll		U.C.R
-11.74	-23.845	Body Yaw		B.Y

## 6. 결론

본 연구에서는 국내에서 사용되고 있는 고속화차 한량의 운동을 총 17 자유도로 모델링하여 운동방정식을 세우고, 수치해석과 안정성 해석을 통하여 임계속도를 예측하였다. 또한 다물체 동역학 상용해석 프로그램인 ADAMS RAIL를 이용하여 임계속도에서의 고속화차의 진동모드를 계산하였다.

고속화차의 사행동 진동수는 주행속도와 유효답면구배가 증가함에 따라 증가함을 알 수 있었고, 임계속도에서 대차의 사행동 진동수는 8Hz, 윤축의 사행동 진동수는 12.7Hz임을 알 수 있었다. ADAMS RAIL 시뮬레이션 결과, 차체는 윤축과 대차의 사행동에 의해 요잉됨을 알 수 있었다. 또한 임계속도시 차량에는 하심 롤, 상심 롤, 요잉 등의 진동모드 형태가 발생하며, 고유치 해석결과 고유치 실근이 음(-)에서 양(+)으로 변하는 시점에서 횡변위와 요잉이 복합적으로 발생하는 사행동 모드가 발생함을 알았다.

이상의 모드들은 주행안정성에 악영향을 미치므로 이러한 사행동이 발생하지 않도록 하기 위해서는 적절한 설계제원이 선정되어야함을 알 수 있었다.

## 참고문헌

1. 오일근, 정우진, "철도차량의 비선형 사행동 발생 속도 예측," 한국철도기술, 17호, pp.78-86, 1998.
2. Carter, F. W., "On the Stability of Running of Locomotives," Proceedings of the Royal Society of London, Series A, Vol. 121, pp. 585~611, 1968.
3. Cooperrider, N. K., "The Hunting Behavior of Conventional Railway Truck," ASME, J. Eng. Industry, Vol. 94, pp. 752~762, 1972.
4. Blader, F. B., "Dynamic stability of cars in Long Freight Trains," ASME, J. Eng. Industry, pp. 1159~1167, 1974.
5. 이승일, 최연선, "고속주행용 화차대차의 주행안정성," 한국철도학회, 제4권, 제3호, pp. 116~122, 2001.
6. 日本機械學會編, "鐵道車輛のダイナミクス," 電氣車硏究會, 1994.
7. Wickens, A. H., "The Dynamics Stability of a Simplified Four-Wheeled Railway Vehicle having Profiled Wheels," Int. J. Solids and Structures, Vol. 1, pp. 385~406, 1965.
8. Galvanetto, U. and Briseghella, L., "Optimal Axle Distance of a Railway Bogie," International Journal of Bifurcation and Chaos, Vol. 7, No. 3, pp. 721~732, 1997.
9. "GETTING STARTED USING ADAMS/RAIL VERSION 10.1," Mechanical Dynamics.