

## 철도차량의 진동특성에 의한 탈선영향 해석

이관섭\*(한국철도기술연구원 차량기계연구본부)

Analysis of derailment effect by vibration characteristics of rolling stock

K. S. Lee(Rolling Stock Research Department, KRRI)

### ABSTRACT

This paper describes how to measure the running safety using vibration accelerometers theoretically, and considers the effect of vibration parameters, such as amplitude and period, on the running safety by numerical analysis, which shows that the running safety are decreased as those parameters are increased.

**Key Words** : vibration amplitude(진동진폭), vibration period(진동주기), derailment factor(탈선계수)

### 1. 서론

차량 탈선은 차축이 궤도를 이탈하여 전주하는 상태를 말하며, 이는 차량과 레일의 동역학적 상호작용력, 차량 및 궤도의 기하학적 치수 등 수많은 파라미터의 영향을 받게 된다. 탈선의 현상을 규명하고 이를 방지하기 위한 연구와 노력은 철도의 역사와 함께 계속적으로 수행되고 있으며, 다양한 방법으로 탈선기준이 평가되고 있다.

탈선 또는 주행안전도를 평가하는 대표적인 기준이 탈선계수로서 이를 정확히 측정하는 방법에는 여러 가지가 있으며, 현재까지 국내에서 사용하고 있는 가장 보편적인 방법은 스트레인지지를 차륜에 부착하여 차륜이 받는 수직하중과 수평하중을 측정함으로써 탈선계수를 계산하는 것이다. 스트레인지지를 이용한 탈선계수 측정시 회전하는 차륜으로부터 데이터를 확보해야 하므로 측정용 특수 차축과 회전부위의 신호전달을 위한 slip ring이 필수적이며, 때로는 무선원격으로 데이터를 전송하는 장치가 사용되기도 한다. 이 경우 스트레인지지 부착, 브리지 회로 구성, 신호 튜닝 등에 많은 시간과 경비가 소요되고, 회전부위에서 장바나 게이지

가 파손되는 경우가 있으며, noise 발생으로 인한 데이터의 부정확성 등 크고 작은 난점이 있다. 이에 따라 회전부위에 직접 센서를 장착하지 않는 방법, 즉, 축 스프링에 변위계를 장착하여 스프링의 변위값으로 하중을 추정하는 법, 진동 가속도계를 차체에 장착하여 차체의 진동특성으로부터 탈선계수를 추정하는 법, 변위계와 가속도계를 동시에 사용하는 법, 또는 레이저 센서 등을 이용하는 법 등이 다양하게 연구되고 있다.

본 논문에서는 차체의 수평 및 수직 진동가속도 특성으로 차량의 탈선계수 즉, 주행안전도를 평가하는 방법<sup>[1]</sup>에 대해 고찰하고 진동가속도의 특성치 즉, 진폭과 주기 등이 주행안전도에 어떠한 영향을 미치는지 수치해석적 방법으로 고찰하고자 한다.

### 2. 이론적 배경

차량의 좌우방향과 상하방향의 진동가속도가 주행안전도와 어떠한 상관관계를 가지게 되는지 고찰하기 위해 그림1과 같이 swing bolster가 있는 대차를 가지는 차량에 대해 수학적 모델링을 한다. 그림1에서 진동가속도계의 측정점은 차체 바닥 중

양으로 하고, 본 논문 뒤편의 “기호”편에 기술한 것과 같이 차축, 볼스터, 대차프레임, 차체의 각종 파라미터를 정의하자.

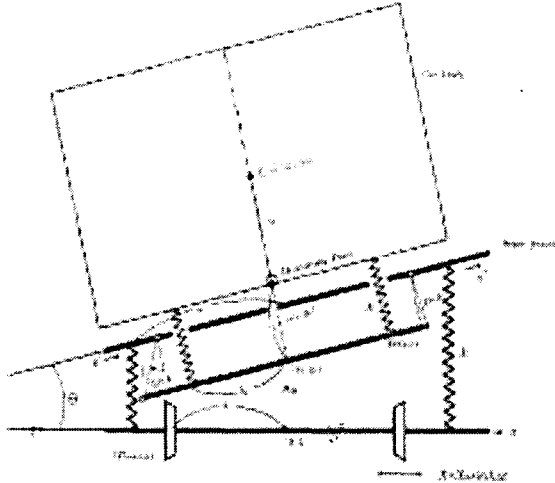


Fig. 1. Model of rolling stock

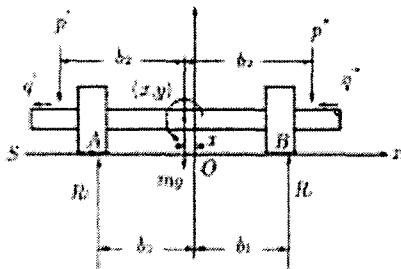


Fig. 2. Model of wheelset

차축의 좌우변위는

$$X = X_0 \sin \lambda_h t \text{ (우측움직임을 양으로 한다)} \quad (1)$$

단, 진폭 =  $X_0 > 0$   $0 \leq \lambda_h t \leq \pi/2$  로 놓을 수 있고,

$\Theta =$  축스프링에 의한 경사각 (counter clockwise를 양으로 함)

$$= \frac{-MX_0 \lambda_h^2 \sin \lambda_h t}{a \lambda_h^4 - 2b \lambda_h^2 + c} \quad (2)$$

$\Theta_1 =$  볼스터스프링에 의한 경사각 (counter clockwise를 양으로 함)

$$= E\Theta \quad (3)$$

$\delta =$  swing bolster의 swing 각 (counter clockwise를 양으로 함)

$$= \frac{-a' \lambda_h^2 + TE}{Mg} \Theta \quad (4)$$

차체 상면의 수평 움직임 :

$$x_3 \equiv X - L\delta \quad (5)$$

차체 rolling :

$$\Theta = \Theta + \Theta_1 \quad (6)$$

차체가 받는 횡압 :

$$Q' + Q'' \equiv Q = Mg\delta + (DK'/D)\Theta_1 \quad (7)$$

대차프레임에 대한 운동방정식은

$$q - Q - M\ddot{X} = 0 \text{ 이므로}$$

$$q = Q - M \lambda_h^2 X_0 \sin \lambda_h t \quad (8)$$

또, 그림2에서 차축에 작용하는 모든 힘의 평형을 고려하면,

상하 방향 힘의 평형 :

$$R_l + R_r = p' + p'' + mg$$

좌우 방향 힘의 평형 :

$$S - q - m\ddot{X} = 0$$

A점 주변의 모멘트 평형 :

$$-(R_l - R_r)b_1 + Sr + (p' - p'')b_2 + qr' = 0$$

이 세 식에

$$p' = \frac{1}{2}(Mg + Mg) - k\Delta a'$$

$$p'' = \frac{1}{2}(Mg + Mg) - k\Delta a''$$

를 대입하면

$$S = q - m \lambda_h^2 X_0 \sin \lambda_h t \quad (9)$$

$$R_l + R_r = Mg + Mg + mg - k(\Delta a' + \Delta a'')$$

$$\quad (10)$$

$$R_l - R_r = \frac{b_2}{b_1} k(\Delta a'' - \Delta a') + \frac{r'}{b_1} q + \frac{r}{b_1} S$$

$$\quad (11)$$

가 된다.

차축과 대차계 사이에는 좌우 방향의 유간이 없고 side bearing도 없다고 가정하고 차축의 좌우동진폭  $X_0$ 를 구하자.

(2β) = 좌우 방향 가속도계 기록 파형의 전진폭 (cm/s<sup>2</sup>) 이라하고,

측정점의 좌우변위  $\equiv x_3 - h(\Theta + \Theta_1)$ ,

여기에 (5)식을 대입하면

$$= X - L\delta - h(\Theta + \Theta_1)$$

$$\therefore \frac{(2\beta)}{2\lambda_h^2} = |X - L\delta - h(\theta + \theta_1)|_{\max}$$

여기에 식(1),(2),(3),(4)를 대입하면

$$= X_0 \left| 1 + \left\{ (1+E)h + \frac{L(TE - a'\lambda_h^2)}{Mg} \right\} \frac{M\lambda_h^2}{a\lambda_h^4 - 2b\lambda_h^2 + c} \right|$$

$$\therefore X_0 = \frac{(2\beta)}{2\lambda_h^2} \left| 1 + \left\{ (1+E)h + \frac{L(TE - a'\lambda_h^2)}{Mg} \right\} \frac{M\lambda_h^2}{a\lambda_h^4 - 2b\lambda_h^2 + c} \right| \dots\dots\dots (12)$$

현차에서는 차축과 차체 사이에 좌우 유간이 있어 충격이 일어날 수 있기 때문에 식(12)에서 계산한 차축의 좌우진동 진폭은 단순한 차축의 좌우진동이 아닌 좌우적 충격에 의해 발생한 가속도를, 유간이 없다는 가정 하에서 차축의 좌우진동으로 환산한 것을 포함하기 때문에, 식(12)이 계산을 통해 나온 값은 차체에 발생하는 좌우진동 가속도에 상당하는 차축의 좌우진동으로, 실제 차축의 좌우동은 이보다 작으며, 실제 차축 좌우동 진폭은

$$\varepsilon X_0 (0 < \varepsilon < 1), \quad \varepsilon \approx \frac{1}{10} \dots\dots\dots (13)$$

로 나타낼 수 있다.

(2α) = centerplate 상면에서의 상하진동  
가속도계 전진폭(가속도단위 cm/s<sup>2</sup>)

T<sub>1</sub> = 상하진동 주기(s)

$$\lambda_1 = 2\pi/T_1$$

(2β) = centerplate 상면에서의 좌우진동  
가속도계 전진폭(가속도단위 cm/s<sup>2</sup>)

T<sub>h</sub> = 좌우진동 주기(s)

$$\lambda_h = 2\pi/\lambda_h$$

라 하고

Δa', Δa'' = 정지상태에서의 좌우축 스프링의 연장이라고 하면, 상하진동 가속도계 기록으로부터 정지 위치의 좌우축 스프링의 평균 연장

$\frac{1}{2}(\Delta a' + \Delta a'')$ 을 구하자.

$$\frac{\Delta a'' - \Delta a'}{2b_2} = \theta \dots\dots\dots (14)$$

라고 할 수 있고,

x = 축 스프링의 높이(좌우축 스프링 평균 높이)

y = 볼스타 스프링의 높이(좌우 볼스타 스프링의 평균 높이) 라 하면

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} &= -A_1 \lambda_1^2 \sin(\lambda_1 t + \varepsilon) \\ \ddot{y} &= -a_1 A_1 \lambda_1^2 \sin(\lambda_1 t + \varepsilon) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (15)$$

$$\text{단 } a_1 = (k' - M \lambda_1^2) / K'$$

$$k' = 2k \quad K' = 2K$$

따라서,

x<sub>0</sub> = 정지 상태에서의 축 스프링의 높이

y<sub>0</sub> = 정지 상태에서의 볼스타 스프링의 높이

라고 하면

좌우 축 스프링의 평균 높이는

$$x = x_0 + A_1 \sin(\lambda_1 t + \varepsilon),$$

좌우 볼스타 스프링의 평균 높이는

$$y = y_0 + a_1 A_1 \sin(\lambda_1 t + \varepsilon)$$

가 된다.

식(15)에 의거하여

$$(2\alpha) \approx 2(a_1 + 1)A_1 \lambda_1^2$$

$$\therefore A_1 = \frac{(2\alpha)}{2(a_1 + 1) \lambda_1^2}$$

좌우 축 스프링의 평균 높이

$$x = x_0 + \frac{(2\alpha)}{2(a_1 + 1) \lambda_1^2} \sin(\lambda_1 t + \varepsilon)$$

좌우 볼스타 스프링의 평균 높이

$$y = y_0 + \frac{(2\alpha)a_1}{2(a_1 + 1) \lambda_1^2} \sin(\lambda_1 t + \varepsilon)$$

정지상태에서의 좌우축스프링 평균연장

$$= \frac{1}{2}(\Delta a' + \Delta a'')$$

$$= x - x_0 = \frac{(2\alpha)}{2(a_1 + 1) \lambda_1^2 \sin(\lambda_1 t + \varepsilon)}$$

$$\therefore \Delta a' + \Delta a'' = \frac{(2\alpha)}{(a_1 + 1) \lambda_1^2} \sin(\lambda_1 t + \varepsilon) \dots\dots\dots (16)$$

위에 서술한 모든 계산을 종합하여 정리하면,

$$\therefore [S] = \left\{ \left( a' \lambda_h^2 - TE - \frac{DK'E}{l} \right) \frac{M}{a \lambda_h^4 - 2b \lambda_h^2 + c} - (M + m) \right\} X_0 \lambda_h^2 \quad \dots\dots\dots (17)$$

$$[R_i] = \frac{1}{2} (M + M' + m) g - \frac{k(2a)}{2(a_1 + 1) \lambda_1^2} + \left( \frac{r'}{2b_1} m - \frac{b_2^2 k}{b_1(a \lambda_h^4 - 2b \lambda_h^2 + c)} M \right) \varepsilon X_0 \lambda_h^2 + \frac{r + r'}{2b_1} [S] \quad \dots\dots\dots (18)$$

$$[R_r] = \frac{1}{2} (M + M' + m) g - \frac{k(2a)}{2(a_1 + 1) \lambda_1^2} - \left( \frac{r'}{2b_1} m - \frac{b_2^2 k}{b_1(a \lambda_h^4 - 2b \lambda_h^2 + c)} M \right) \varepsilon X_0 \lambda_h^2 - \frac{r + r'}{2b_1} [S] \quad \dots\dots\dots (19)$$

식 (17), (18), (19)는 상하진동 및 좌우진동 파라미터인 진폭과 주기가 차륜에 작용하는 횡력과 좌우측 수직력에 관계하고 있다는 것을 수식적으로 표현하고 있다. 이들 식으로부터 탈선계수와 주행안전도를 구할 수 있다.

즉,  $[S] > 0$ 일때, 탈선계수 =  $[S] / [R_r]$

$[S] < 0$  일때, 탈선계수 =  $[S] \text{ abs} / [R_i]$

$[R_i] < [R_r]$  일때, 주행안전도 =  $[R_i] / [S] \text{ abs}$

$[R_i] > [R_r]$  일때, 주행안전도 =  $[R_r] / [S] \text{ abs}$

### 3. 탈선영향 해석

상하진동과 좌우진동이 주행안전도에 어떠한 영향을 미치는지를 고찰하기 위해 2장에서 도출된 이론식을 그림3과 같이 수치적으로 계산하였다.

여기서 차량의 기하학적 형상과 제원에 의해 결정되는 파라미터 들은 상수항으로 입력하고, 진동 파라미터 4개는 변수입력으로 하여 차륜에 가해지는 횡력과 수직력 등을 계산하였다.

4개의 진동 파라미터의 변화에 대한 주행안전도의 변화를 그래프로 도시하면 그림4와 같다. 그림 4 a),b)는 수평 및 수직 진동가속도의 진폭에 대한 주행안전도의 변화이고, 그림4 c),d)는 각각의 주기에 대한 주행안전도의 변화를 나타낸다.

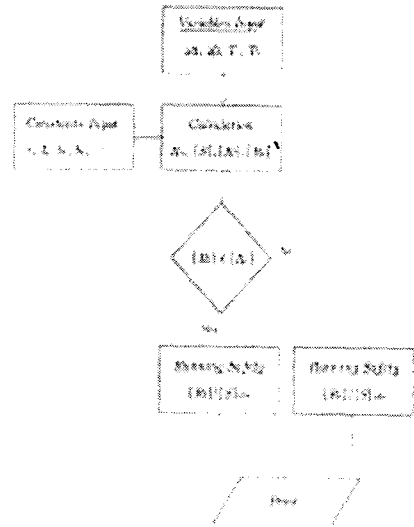
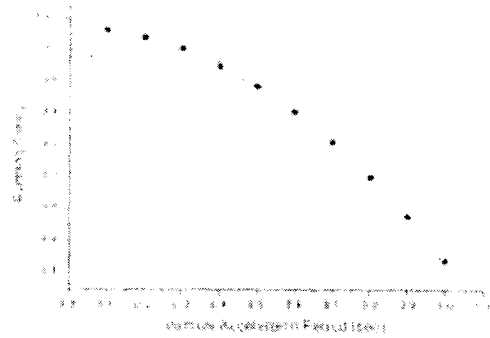
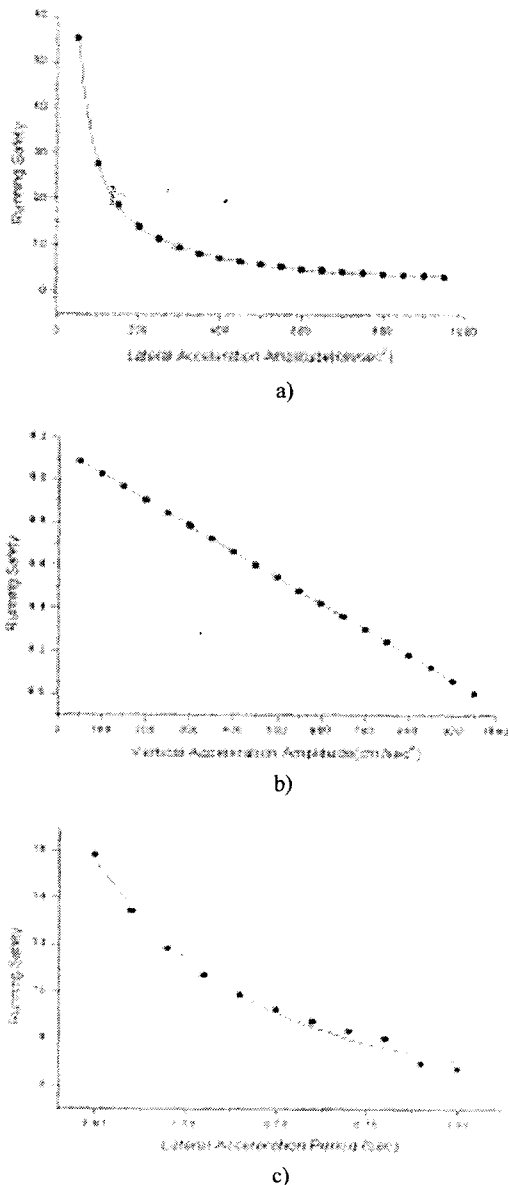


Fig. 3. Calculation of running safety

여기서 차량의 기하학적 형상과 제원에 의해 결정되는 파라미터 들은 상수항으로 입력하고, 진동 파라미터 4개는 변수입력으로 하여 차륜에 가해지는 횡력과 수직력 등을 계산하였다. 4개의 진동 파라미터의 변화에 대한 주행안전도의 변화를 그래프로 도시하면 그림4와 같다. 그림4 a),b)는 수평 및 수직 진동가속도의 진폭에 대한 주행안전도의 변화이고, 그림4 c),d)는 각각의 주기에 대한 주행안전도의 변화를 나타낸다.

진동가속도의 진폭이 커짐에 따라 주행안전도는 감소하며, 상하방향가속도 진폭에 대해서는 선형적으로 변하나 수평방향 가속도 진폭에 대해서는 값이 작은 영역에서는 급격하게 변하고 비교적 큰 값에 대해서는 기울기가 완만하게 변하는 것을 알 수 있다.

진동가속도의 주기에 대해서도 주기가 커지면 주행안전도는 감소하며, 2차 곡선의 형상을 취하고 있고 상하방향과 좌우방향 진동가속도의 주기에 따라 형상을 달리하는 것을 알 수 있다.



d)  
Fig. 4. Running safety variation due to vibration parameters

#### 4. 결론

차량의 진동가속도의 수직, 수평성분의 진폭과 주기와 차량의 주행안전도와 관계를 수식적으로 나타낼 수 있으며, 이들 진동파라미터 값이 커지면 주행안전도가 떨어지는 경향을 가짐을 알 수 있었다. 향후 더 많은 파라미터의 영향을 분석하고 현차시험을 통해 진동가속도 파라미터와 차량안전도와의 관계를 명확히 입증하는 것이 필요하다고 하겠다.

#### 참고문헌

1. 오키시마 키하치(1960년), “열차 탈선 방지의 이론과 실제”, 교우사
2. 오키시마 키하치(1965년), “철도차량 특론”, 교우사

#### 기호

- $r$  = 차륜 반경 (cm)
- $r'$  = 차축 중심선으로부터 축스프링 아래까지의 높이 (cm)
- $2b_1$  = 궤간 (cm)
- $2b_2$  = 좌우 축스프링 중심 간격 (cm)
- $2b_3$  = 좌우 볼스타 스프링 중심 간격 (cm)
- $2b_4$  = swing bolster 상단 “핀” 좌우 간격 (cm)
- $2l$  = swing bolster 하부 보 좌우 “핀” 간격 (cm)
- $h_1$  = 볼스타 스프링 상부면에서의 차체 중심 높이 (cm)
- $Mg$  = 1축 당 차체 중량 (t),  $Mg$  = 1축당 대차계

중량 (ton)

$mg$  = 차축 1축 중량 (ton)

$\rho$  = 차체 중심을 통과하는 세로축 주변의 회전  
반경 (cm)

$I$  = 차체 중심을 통과하는 세로축의 관성 moment  
=  $M\rho^2$

$h$  = 볼스타 스프링 상면으로부터 center plate  
상면 상에 있는 좌우진동 측정점 높이 (cm)

$L$  = swing bolster 길이 (cm)

$D$  = swing bolster 현수각 (rad)

$K$  = 볼스타 스프링 강성 (1축 편측) (t/cm)

$k$  = 축스프링 강성 (1축 편측) (t/cm)

$\mu$  = 하중 방향으로 전환시킨 스프링 클립의 판간  
마찰 계수

$\xi_0$  = 축스프링 높이 (차체 정지 시) (cm)

$\eta_0$  = 볼스타 스프링 높이 (차체 정지 시) (cm)

$L_f$  = 침스프링 높이 (무하중 시) (cm)

$2e$  = 대차의 축거 (cm)

$K' = 2K b_3^2$

$k' = 2k b_2^2$

$E = k' l / K' b_4$

$U = I/h_1$

$J = K' / h_1 - Mg$

$T = (1/h_1 - D/l)K'$

$F = M(h_1 + \eta_0 - L)$

$R = L/g, a = (1 + E)RU$

$a' = (1 + E)U$

$c = EJ - Mg$

$2b = F + Mh_1E + (1 + E)U + TRE$

$R_l, R_r$  = 좌우 차륜이 궤도로부터 받는 반력  
(수직 하중 2륜차)

$S$  = 차륜이 궤도에 미치는 횡압  
(우측을 양으로 함)

$p', p''$  = 좌우 축스프링이 미치는 힘

$q$  = 대차계가 차축에 미치는 횡압  
=  $q' + q''$