

# 차륜-레일 상호작용을 고려한 슬래브 궤도의 진동해석

## Vibrational Analysis of Slab Tracks Considering Wheel-Rail Interaction

이 희 현\*  
Lee, Hee-Hyun

.....

### Abstract

Vibrational analysis of slab tracks for HSR(High Speed Rail) is performed in order to find dynamic characteristics and to control noise and vibration for the tracks. Wheel-rail interactive force is included in the analysis by modelling the vehicle and track as an unsprung mass and elastically-supported-double-beam respectively, and both are assumed to be connected by the Hertzian spring.

From this study, it has been found that vibration in the track and the force transmitted to the infrastructure could be reduced by controlling elasticity, mass and stiffness of the track supporting system appropriately.

### 요 약

본 논문에서는, 고속철도용 슬래브 궤도의 동특성을 파악하여 소음·진동 대책을 마련하기 위한 기초자료를 제시하기 위해 차륜과 레일의 상호작용을 고려한 슬래브 궤도의 진동해석을 수행하였다. 해석시 열차의 스프링아래 질량은 Hertzian스프링을 통해 레일과 접촉하는 것으로 가정하였으며, 궤도는 2중 탄성지지보로 모델링 하였다.

연구결과 궤도지지계의 탄성, 질량 및 강성 등을 적절히 조절하므로써 궤도에 발생하는 진동 및 하부구조물로 전달되는 분포력을 감소시킬 수 있음을 알 수 있었다.

.....

### 1. 서 론

열차주행에 의해 궤도에는 100Hz 이하의 저주파에서 수천 Hz 이상의 고주파에 이르는 광범위한 주파수범위를 갖는 진동성분이 발생한다. 이중 저주파 성분은 큰 진동에너지를 갖는 궤도의 손상과 직접 관련된 성분이고 고주파 성분은 열차 통과시 발생하는 소음과 관련된 진동성분이다. 따라서 궤도로부터 발생하는 소음·진동을 적절히 감

소시켜 구조물의 사용성과 안전성을 확보함과 동시에 민원발생의 소지를 사전에 제거하고 안락한 철도환경을 보장하기 위해서는 광범위한 주파수 범위에서의 진동해석이 필요하다[2, 3, 7-16].

일반철도용 궤도에서 열차주행시 발생하는 진동의 주 원인으로는 레일의 이음부, 차륜 또는 레일의 고유진동 및 차륜과 레일사이의 요철 등이 있으나 고속철도에서는 장대레일을 사용하므로 차륜과 레일사이의 요철이 궤도 진동의 주 원인이

\* 한국고속철도 건설공단

이 논문에 대한 토론을 1994년 12월 31일까지 본 학회에 보내주시면 1995년 6월호에 그 결과를 게재하겠습니다.

된다[7-16].

본 논문에서는, 여러 형식의 궤도 중 유지관리 면에서 가장 유리하다고 알려진 슬래브 궤도의 동력학적 특성을 규명하기 위해 광범위한 주파수 범위에서 진동해석을 실시하고 그 결과를 토대로 방음·방진 방안에 대해서도 검토하였다. 해석시 차량은 스프링 아래 질량이 Hertzian 스프링을 통해 레일과 접촉하고, 궤도는 2중탄성지보로 모델링 하였으며 궤도진동은 차륜담면 및 레일두부의 요철에 의해 발생하는 것으로 가정하였다. 이때 열차의 속도, 슬래브중량, 강성 및 지지스프링 상수의 변화에 따라 레일과 슬래브에 생기는 진동 및 하부구조물로 전달되는 분포력의 주파수 특성을 조사하였다.

## 2. 궤도의 진동해석

### 2.1 차륜-레일사이의 요철에 의해 발생하는 힘

그림 2.1과 같은 상호작용 모델에서 차륜과 레일의 접촉점에 작용하는 힘  $F$ 는 각각의 변위 어드미턴스(admittance 또는 receptance)를 알면 다음과 같이 구할 수 있다[7, 14].

$$F = - \frac{\Delta Y}{A_w + \frac{1}{K} + A_r} = - \frac{\Delta Y}{A_f} \quad (1)$$

$$\Delta Y = Y_r - Y_w = -(\Delta Y_r - \Delta Y_w) \quad (2)$$

여기서  $\Delta Y$  : 차륜과 레일사이의 상대요철

$\Delta Y_r, \Delta Y_w$  : 레일 및 차륜표면의 요철

$Y_r, Y_w$  : 레일 및 차륜표면의 기준위치

$A_r, A_w$  : 레일 및 차륜의 변위어드미턴스

$K$  : Hertzian 스프링

그리고 변위어드미턴스란 주파수 영역에서 단위 하중에 의해 생기는 변위를 나타내며, Hertzian

스프링은 차륜과 레일의 접촉부에 생기는 변형을 고려하기 위해 접촉부에 삽입한 스프링이다.

### 2.2 궤도의 어드미턴스

궤도의 어드미턴스를 해석하는 모델로서는 그림 2.2 및 2.3과 같이 여러가지가 있다. 먼저 그림 2.2(a)와 같은 다자유도 질량 모델에 대해서는 여러 연구자들에 의해 검토된 결과 특히 슬래브 궤도에서 실측치와 해석치가 일치하지 않는 부분이 있음이 조사되었다. 그 이유는 레일과 슬래브가 보로서 작용하고 그 영향이 주파수에 따라 크게 다르기 때문이다[15, 16].

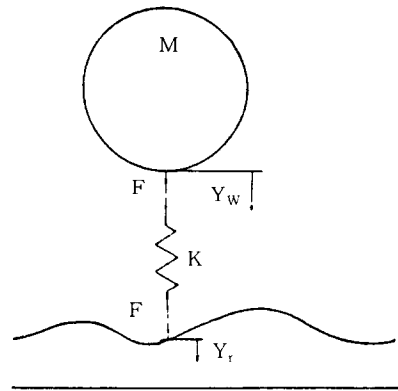
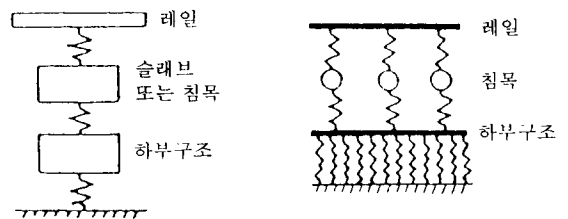


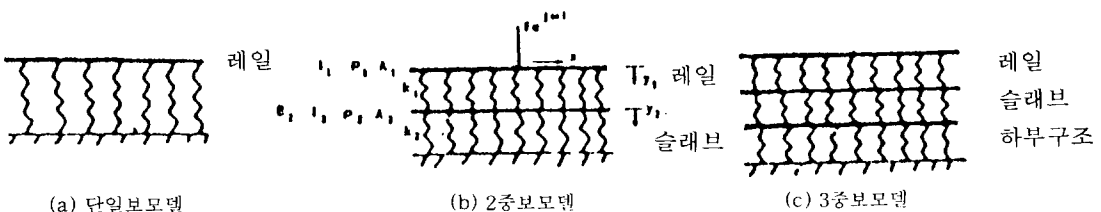
그림 2.1 차륜과 레일의 상호작용 모델



(a) 질량모델

(b) 일정강격지지 무한탄성보모델

그림 2.2 궤도 어드미턴스 해석모델-1



(a) 단일보모델

(b) 2중보모델

(c) 3중보모델

그림 2.3 궤도 어드미턴스 해석모델-2

그리고 그림 2.2(b)의 모델은 주로 도상궤도의 침목의 진동특성을 조사하기 위해 사용하는 모델이다[7]. 따라서 슬래브 궤도의 진동해석을 위해서는 그림 2.3과 같은 무한연속 탄성지지보 모델이 많이 이용되고 있으며 그림 2.3(a)의 경우는 특히 레일의 진동 및 한계속도 검토를 위해 주로 사용된다[15]. 실제로 그림 2.3(c)의 3중보 모델이 슬래브궤도의 진동을 예측하는데 적합한 모델로 알려져 있으나, 일반적으로 하부구조는 궤도에 비해 중량이 매우 크고 진폭이 작기 때문에 하부구조를 고정 되었다고 간주하여 비교적 해석이 용이한 레일·슬래브 등을 고려한 2중보 모델이 슬래브궤도의 진동해석에 많이 사용된다[16]. 이러한 2중보 모델에 의한 해석결과는 실측치와 유사한 결과를 준다는 것이 여러문헌에서 밝혀졌다[13-16]. 따라서 본 연구에서도 2중보 모델을 사용하고 본 연구의 이론식이 단일보 모델 및 도상궤도의 경우와 같이 하부 보의 강성이 무시되는 경우에 적용하는 방법에 대해서도 언급한다.

먼저 그림 2.3(b)의 2중 탄성지지보 모델에서 각 보의 탄성계수 및 단면 2차 모멘트를 각각  $E_1, I_1$ , 단위 길이당 질량 및 단면적을  $\rho_1, A_1$ , 분포지지 스프링 상수는 복소스프링으로서  $k_1$ , 외력  $F e^{j\omega t}$ 는 레일표면에서 x방향의 원점에 작용하는 것으로 한다. 그러면 각 보의 운동방정식[8]

$$E_1 I_1 \frac{\partial^4 y_1}{\partial x^4} + \rho_1 A_1 \frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2} - k_1(y_2 - y_1) = F \delta(x) e^{j\omega t} \quad (3)$$

$$E_2 I_2 \frac{\partial^4 y_2}{\partial x^4} + \rho_2 A_2 \frac{\partial^2 y_2}{\partial t^2} + k_1(y_2 - y_1) + k_2 y_2 = 0 \quad (4)$$

를 유도할 수 있다. 여기서

$y_i$  : (x, t)에서 각 보의 수직변위

$\delta(x)$  : Dirac  $\delta$ 함수

$j$  : 단위허수

$\omega$  : 원 진동수

$t$  : 시간

$x$  : 위치좌표

이다. 여기서  $y_i = Y_i e^{j\omega t}$ 라 가정하고 Fourier 변

환식과 유수정리(residue theorem)을 이용하여  $Y_1$ 를 구하면

$$Y_1 = F \cdot j \sum_{\ell=1}^4 \frac{R \xi_\ell^4 + K_1 + K_2 - \alpha_2 \omega^2}{E_1 I_1 D'} e^{j x \xi_\ell} \quad (5)$$

$$Y_2 = F \cdot j \sum_{\ell=1}^4 \frac{K_1}{E_1 I_1 D'} e^{j x \xi_\ell} \quad (6)$$

$$D = R \xi^8 + \{ (K_1 + K_2) + R K_1 - (\alpha_2 + R \alpha_1) \omega^2 \} \xi^4 + K_1 K_2 - (K_1 \alpha_2 + K_1 \alpha_1 + K_2 \alpha_1) \omega^2 + \alpha_1 \alpha_2 \omega^4 \quad (7)$$

$$R = \frac{E_2 I_2}{E_1 I_1}, \quad K_1 = \frac{k_1}{E_1 I_1}, \quad \alpha_1 = \frac{\rho_1 A_1}{E_1 I_1} \quad (8)$$

이다. 그리고  $\xi_\ell$ 은 식(7)의  $D=0$ 인 경우 허수부가 (+)인 근이고  $D'$ 은  $\xi = \xi_\ell$ 일 때  $D$ 의 미분 값이다. 그러면 궤도 각 부분의 변위 어드미턴스는

$$A_{rY_1}(x, \omega) = \frac{Y_1}{F} = \frac{j}{E_1 I_1} \sum_{\ell=1}^4 \frac{R \xi_\ell^4 + K_1 + K_2 - \alpha_2 \omega^2}{D'} e^{j x \xi_\ell} \quad (9)$$

$$A_{rY_2}(x, \omega) = \frac{Y_2}{F} = \frac{j K_1}{E_1 I_1} \sum_{\ell=1}^4 \frac{e^{j x \xi_\ell}}{D'} \quad (10)$$

에 의해 구할 수 있다. 이때 속도 및 가속도 어드미턴스는 식(9), (10)에 각각  $j\omega$  및  $-\omega^2$ 을 곱하여 구한다.

한편 도상궤도의 경우와 같이 아래보의 강성이 무시되는 경우에는 식(9), (10)에서  $E_2 I_2 = 0$  즉  $R = 0$ 라 설정하므로써 어드미턴스를 구할 수 있다. 그리고 저주파 영역에서 중간질량의 영향이 무시되는 경우 또는 고주파 영역에서 아래보의 강성 또는 질량이 겉보기상 무한히 크게 되는 경우에는 레일만이 단일보로 작용하게 된다. 이때 변위어드미턴스는  $E_2 I_2 \rightarrow \infty$  즉  $R \rightarrow \infty$ 로 설정하면 된다.

### 2.3 차량의 어드미턴스

차량의 어드미턴스를 구하기 위해 주로 이용되



표 3.1 표준슬래브 궤도의 단면 및 재료특성

	레 일	슬 래 브
Ei Ii	6.489×10 <sup>9</sup> kgf · cm <sup>2</sup>	1.4×10 <sup>10</sup> kgf · cm <sup>2</sup>
K̄i	1.5×10 <sup>-7</sup> cm <sup>-4</sup>	4.5×10 <sup>-6</sup> cm <sup>-4</sup>
αi	1.0×10 <sup>-13</sup> s <sup>2</sup> /cm <sup>4</sup>	7.0×10 <sup>-13</sup> s <sup>2</sup> /cm <sup>4</sup>

Ki위에 -가 붙은 이유는 손실계수를 고려하지 않은 스프링 상수이기 때문이다.

이를 고려해야 한다. 즉 스프링의 경화특성을 식으로 나타내면

$$\bar{K}_1 = \hat{K}_1 C_{KR} = \hat{K}_1 \left\{ 1 + \bar{\xi} \frac{(\omega\tau)^2}{1+(\omega\tau)^2} \right\} \quad (18)$$

$$\eta = \bar{\eta} \frac{\omega\tau}{1+(\omega\tau)^2} \quad (19)$$

- 여기서  $\hat{K}_1$  : 정적스프링상수
- $C_{KR}$  : 스프링상수의 활중계수
- $\bar{\xi}$  : 상수
- $\omega$  : 원진동수
- $\tau$  : 완화시간
- $\bar{\eta}$  : 상수

완화시간은 대략 10<sup>-5</sup>sec이다. 스프링상수의 활중계수는 1000Hz부근에서 3.0 정도, 손실계수는 100Hz 부근에서 0.2가 되도록 각 상수를 결정하면  $\bar{\xi}=500$ ,  $\bar{\eta}=30$ 이다. 한편  $K_i$ 의 값은 레일체결장치만에 의해 정해지는 값으로 실측에 의하면 유효 스프링상수는 약 4배 정도로 커지고 슬래브지지 스프링의 손실계수는 1.0를 사용하면 실측치를 비교적 정확히 시뮬레이션 할 수 있다고 알려져 있어 해석시 이를 고려하였다. 그리고 차륜과 레일의 요철의 진폭은  $A = 2 \times 10^{-6}$ 을 사용하고 [15], 차륜·레일의 접촉 스프링상수는  $K = 2 \times 10^6$ kgf/cm[16], 스프링 아래 질량은 1056kg을 사용하였다[1].

3.1.2 방진슬래브 궤도

방진슬래브 궤도는 궤도에 발생하는 소음·진동의 크기를 감소시키기 위해 유연한 슬래브 매트를 사용하고, 표준슬래브 궤도에 비해 슬래브 두께가(19cm) 크다는 특징이 있다[14]. 표준 슬래브 궤도와 차이점을 정리한 것이 표 3.2이다. 그

의 상황에 대해서는 표준 슬래브에 적용한 값이 그대로 사용된다.

표 3.2 방진 슬래브 궤도의 특성

E <sub>2</sub> I <sub>2</sub>	2.34×10 <sup>10</sup> kgf · cm <sup>2</sup>
K̄ <sub>2</sub>	7.5×10 <sup>-7</sup> cm <sup>-4</sup>
α <sub>2</sub>	8.5×10 <sup>-13</sup> s <sup>2</sup> /cm <sup>4</sup>

3.2 슬래브 궤도의 진동거동 비교

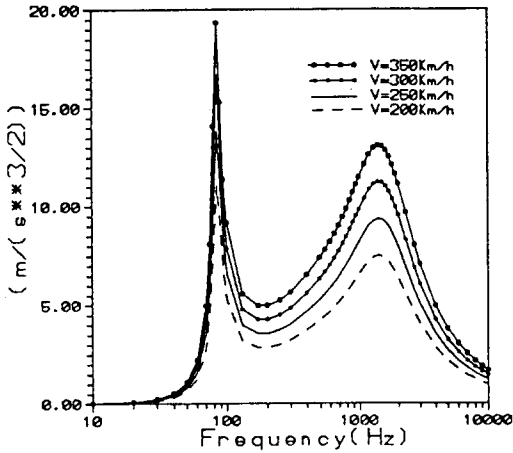
(1) 열차속도의 영향

그림 3.2는 표준 슬래브 궤도를 열차가 200, 250, 300 및 350km/h의 속도로 주행할때 레일 및 슬래브에 발생하는 가속도와 하부구조물에 전달되는 분포력의 주파수 특성을 보여준다. 이 그림으로 부터 궤도의 진동과 분포력은 속도의 증가에 따라 진 주파수 범위에서 커짐을 알 수 있다. 그리고 그림 3.2로부터 레일 가속도의 경우 75Hz와 1400Hz 부근, 슬래브 가속도의 경우 85Hz와 550Hz 부근, 분포력의 경우 저주파 영역인 85Hz 부근에서 피크치를 갖는다는 것을 알 수 있다. 여기서 85Hz 부근의 성분은 열차의 스프링 아래 질량과 레일체결장치의 스프링에 의해 형성되는 계의 고유 진동에 해당하는 성분이고, 550Hz 부근의 성분은 열차의 스프링아래 질량이 고정점으로 되어 레일이 변위제어의 가진원이 되기 때문에 생기는 진동성분이며, 1400Hz 부근의 성분은 열차의 스프링 아래 질량이 고정점으로 될때 주로 레일의 고유진동에 의해 생기는 성분이다. 그리고 레일에 생기는 가속도는 슬래브에 생기는 가속도에 비해 공진주파수 부근에서 약 10배 정도 크다는 것을 알 수 있다.

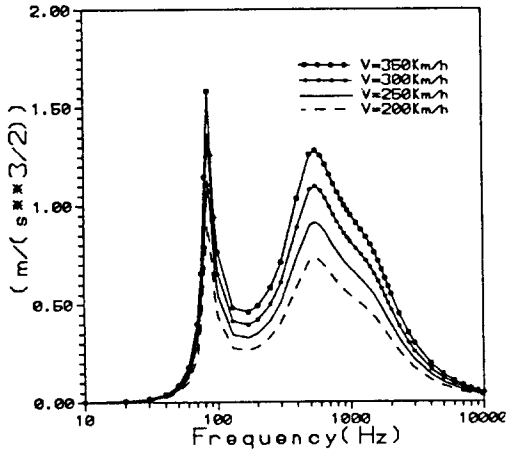
다음절부터는 우리나라 고속철도의 최대 주행속도가 300km/h이므로 속도 300km/h에 대한 경우에 대해서만 고찰한다.

(2) 슬래브 지지 스프링의 손실계수의 영향

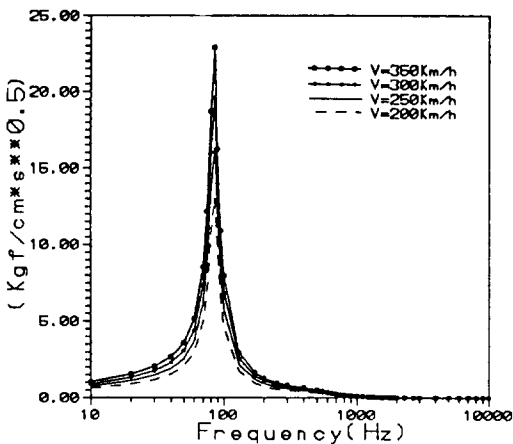
그림 3.3은 슬래브 지지 스프링의 손실계수를 변화시킨 경우 슬래브 가속도의 진동특성을 보여준다. 슬래브 지지 스프링의 손실계수의 변화로 인한 레일 가속도 및 분포력의 진동특성은 거의 변화가 없어 수룩하지 않았다. 이 그림으로 부터 손실계수가 증가함에 따라 공진주파수 부근에서



(a) 레일 가속도



(b) 슬래브 가속도



(c) 분포력

그림 3.2 표준슬래브 궤도의 속도별 진동 특성

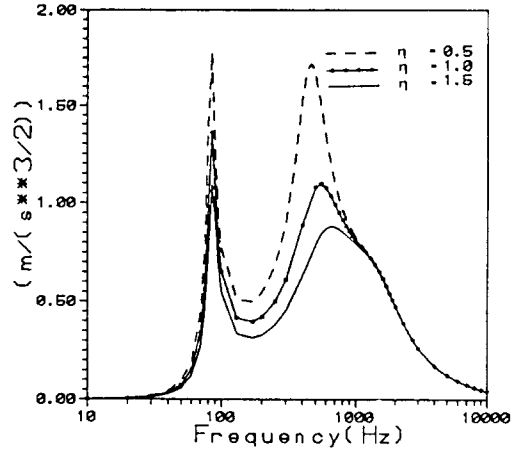


그림 3.3 슬래브지지 스프링의 손실계수에 따른 슬래브 가속도의 진동특성

진동가속도는 상당히 감소함을 알 수 있다. 그러나 문헌[14]에 의하면 손실계수 1.0을 사용하는 것이 실측치에 가까운 결과를 주므로 본 논문에서도 이후의 계산에서는 1.0을 사용하였다.

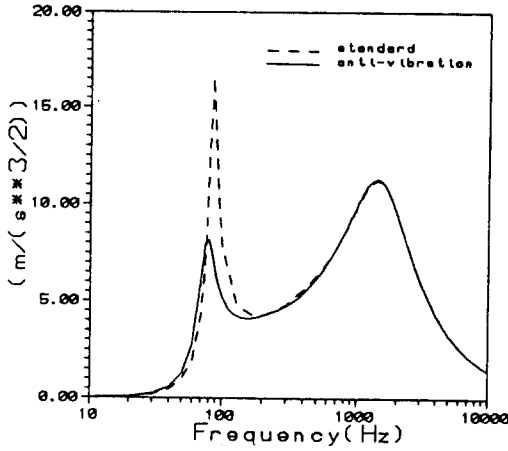
(3) 표준슬래브 및 방진슬래브 궤도의 진동거동 비교

그림 3.4는 표준 슬래브 궤도와 방진슬래브 궤도의 진동거동을 비교한 것이다. 이 그림으로부터 방진 슬래브 궤도를 사용하는 경우 표준 슬래브 궤도에 비해 레일진동 및 하부구조물에 작용하는 분포력을 감소시키는데 매우 효과적임을 알 수 있다. 그러나 슬래브 진동의 경우 슬래브지지 스프링상수를 표준 슬래브 궤도에 비해 매우 낮게하므로 약 400Hz 이하에서는 방진 슬래브 궤도가 다소 불리함을 알 수 있다. 그러나 슬래브에 생기는 진동의 크기는 레일에 생기는 진동의 크기에 비해 아주 작으므로 이로 인한 문제는 없을 것으로 생각된다.

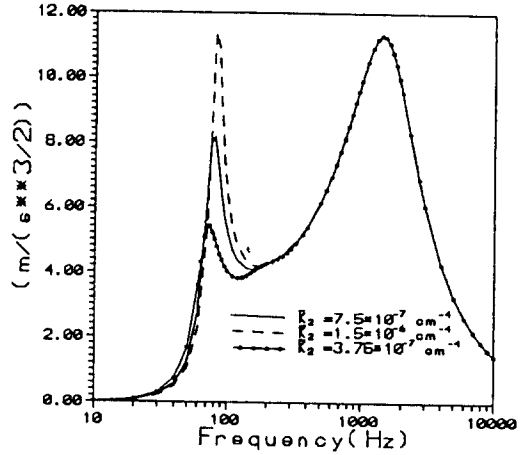
더우기 방진 슬래브 궤도의 경우 하부 구조물에 작용하는 분포력을 상당히 감소시키므로서 방진 슬래브의 효과를 확인할 수 있다. 따라서 이제부터는 방진 슬래브 궤도에서 궤도의 재료특성을 변화시키므로서 얻을 수 있는 방진효과에 대해 검토한다.

(4) 슬래브지지 스프링상수의 영향

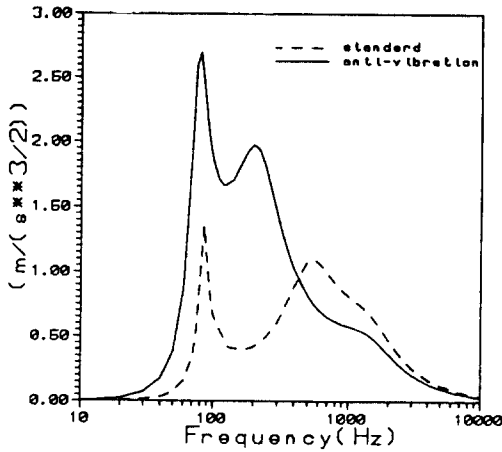
그림 3.5는 방진 슬래브 궤도의 슬래브지지 스프링상수를 2배, 1/2배한 경우의 진동거동의 변



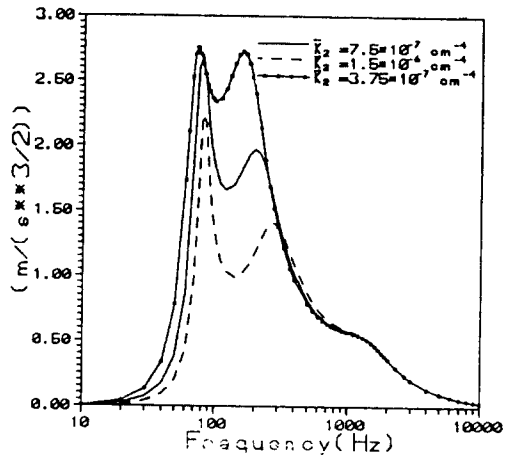
(a) 레일 가속도



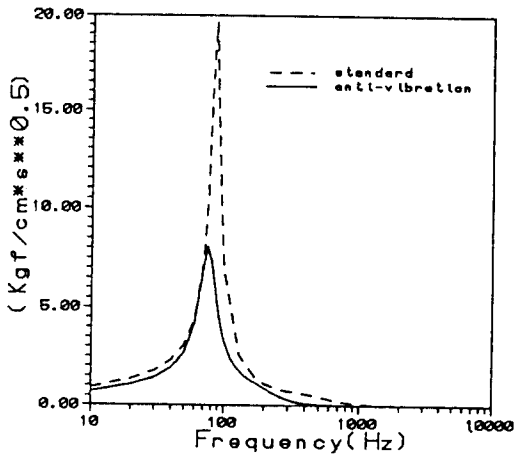
(a) 레일 가속도



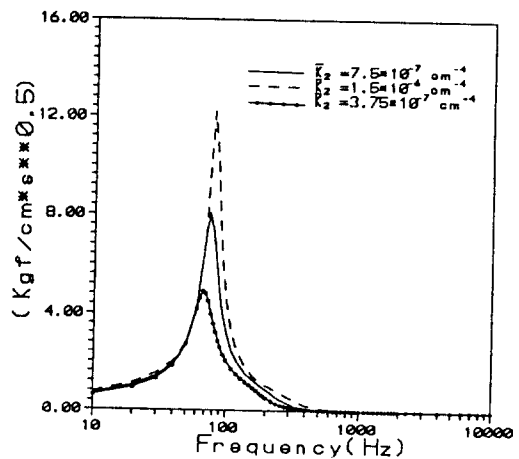
(b) 슬래브 가속도



(b) 슬래브 가속도



(c) 분포력



(c) 분포력

그림 3.4 표준슬래브 궤도와 방진슬래브 궤도의 진동특성

그림 3.5 슬래브지지 스프링상수에 따른 진동특성

화를 보여준다. 이 그림들로부터 슬래브지지 스프링상수를 변화시킨 경우, 레일가속도에는 약 180Hz 이하에서 그 영향이 나타나는데 첫번째 공진주파수는 스프링상수를 작게 할수록 약간 낮아지고 레일 가속도도 감소함을 알 수 있다. 이와 같은 경향은 하부구조물에 작용하는 분포력에서도 나타난다. 그러나 슬래브 가속도의 경우에는 스프링상수를 낮게 하므로 오히려 진동가속도는 커지고 공진주파수도 낮아짐을 알 수 있다.

(5) 체결장치 스프링상수의 영향

그림 3.6은 체결장치의 스프링상수를 2배, 1/2 배한 경우 진동거동의 변화를 보여준다. 이 그림들로부터 체결장치의 스프링상수를 크게 한 경우 공진 주파수는 커지고 레일가속도 및 분포력은 감소하나 슬래브 가속도는 80Hz 이상에서 오히려 증가함을 알 수 있다.

(6) 슬래브 중량의 영향

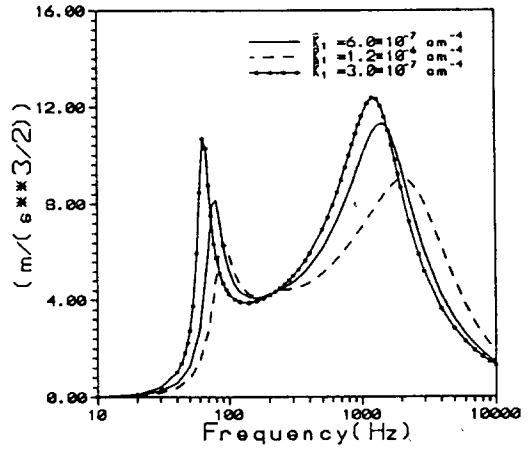
그림 3.7은 슬래브 중량을 변화시킨 경우 진동 거동의 변화를 보여준다. 슬래브의 중량은 궤도의 흠음 또는 중량증가의 효과를 위해 슬래브의 형상을 바꾸어 철광석과 같은 골재를 사용하므로써 증감시킬 수 있다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 슬래브 중량 증가는 전 주파수대역에서 레일 및 슬래브의 가속도와 하부구조물에 작용하는 분포력을 감소시키는데 효과적임을 알 수 있다.

(7) 슬래브 두께의 영향

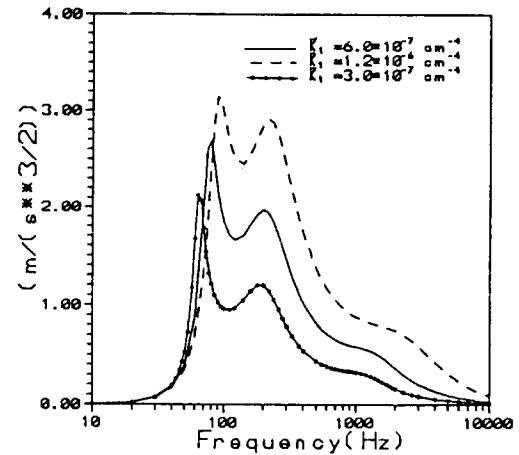
그림 3.8은 슬래브 두께를 1.5배 및 2배한 경우의 진동저감 효과를 보여 준다. 슬래브 두께를 증가시켜도 레일의 진동거동에는 거의 변화가 없으나 슬래브의 가속도 및 분포력은 감소하며 특히 슬래브 두께를 2배한 경우 슬래브의 두번째 공진 주파수는 나타나지 않음을 알 수 있다.

(8) 체결장치의 스프링상수 및 슬래브 중량의 영향

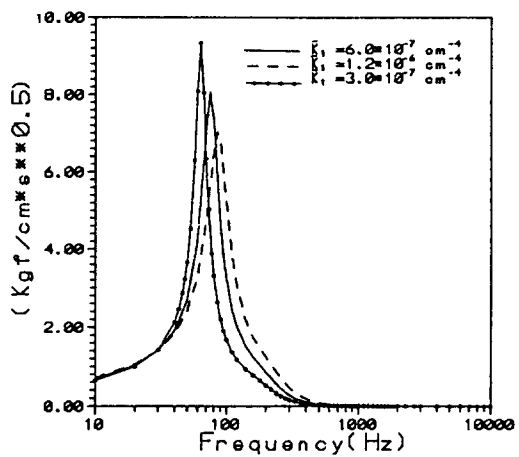
그림 3.9는 체결장치의 스프링상수를 1/2배, 슬래브 중량을 2배한 경우의 진동저감 효과를 보여 준다. 이 그림으로부터 이에 의한 효과는 공진주파수를 감소시키며 특히 슬래브 가속도를 감소시키는데 효과적임을 알 수 있다.



(a) 레일 가속도



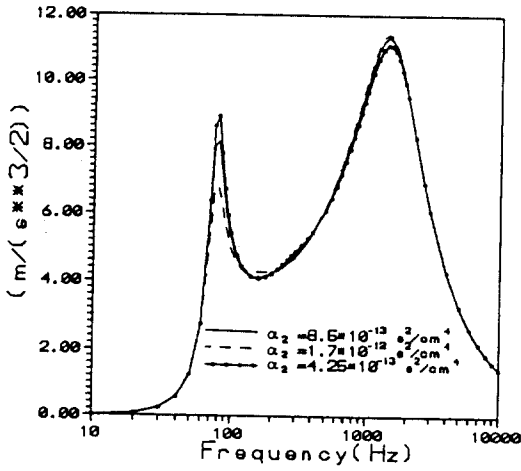
(b) 슬래브 가속도



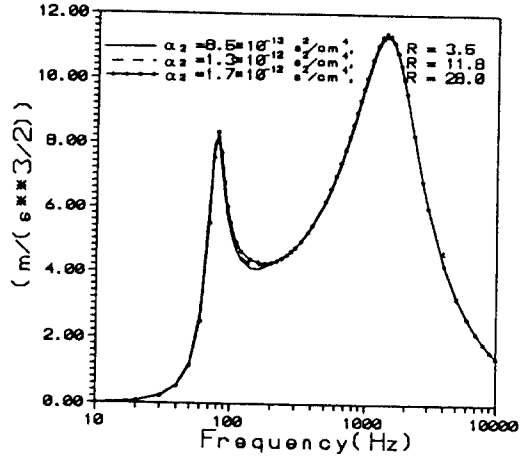
(c) 분포력

그림 3.6 레일체결장치의 스프링상수에 따른 진동특성

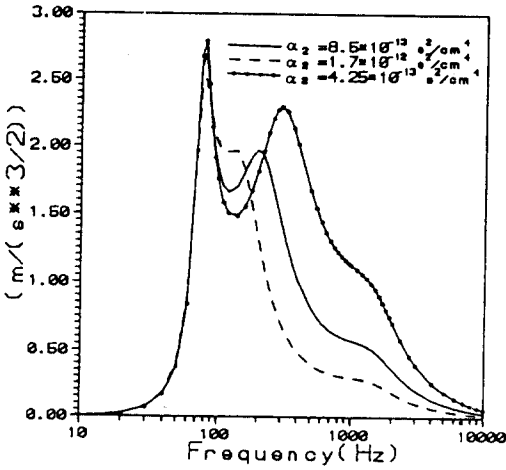




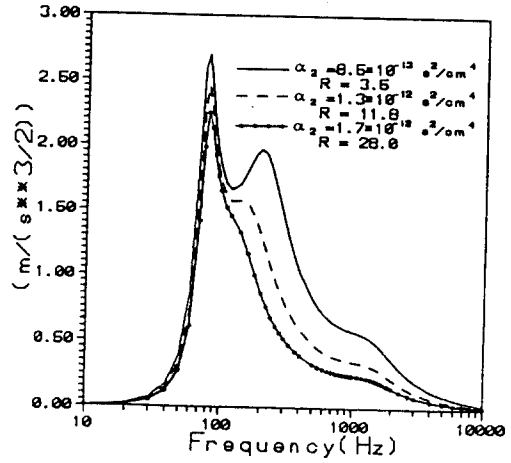
(a) 레일 가속도



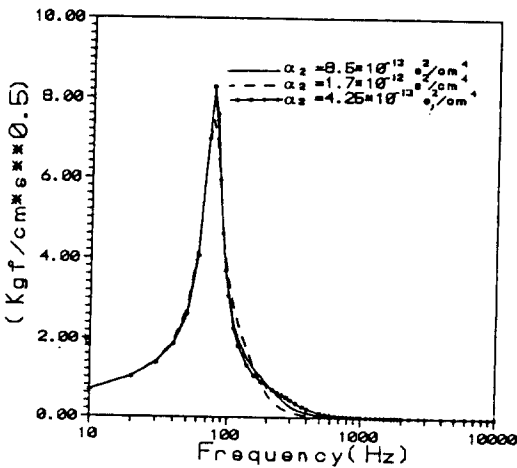
(a) 레일 가속도



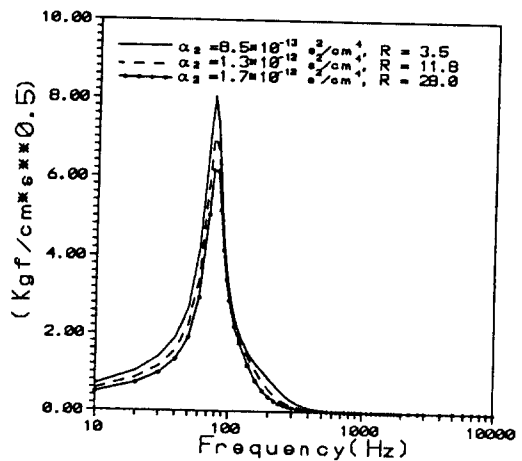
(b) 슬래브 가속도



(b) 슬래브 가속도



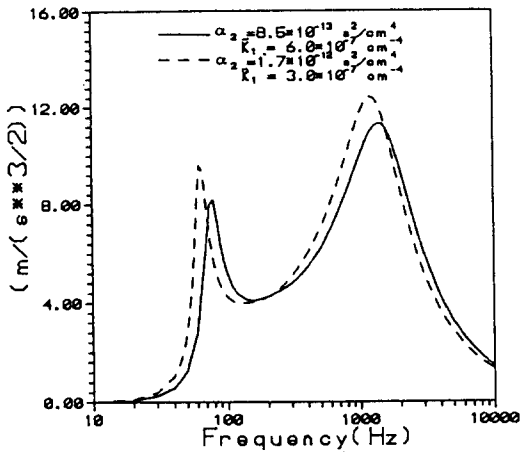
(c) 분포력



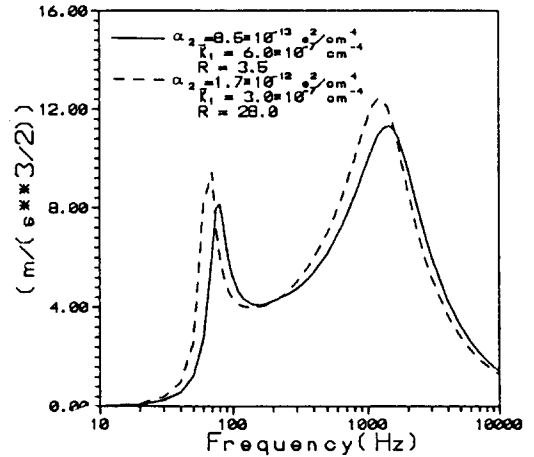
(c) 분포력

그림 3.7 슬래브 중량에 따른 진동특성

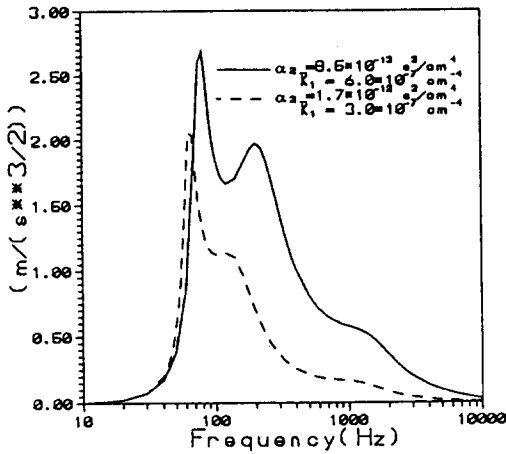
그림 3.8 슬래브 두께에 따른 진동특성



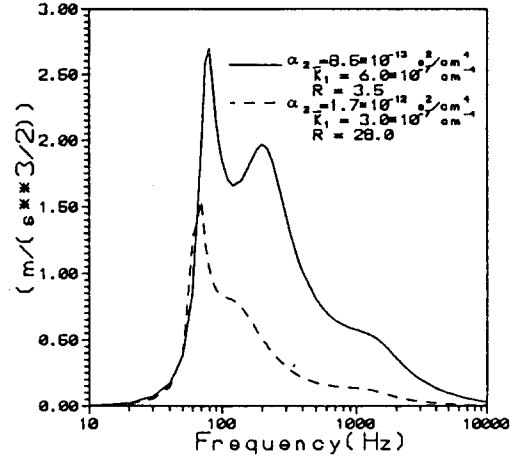
(a) 레일 가속도



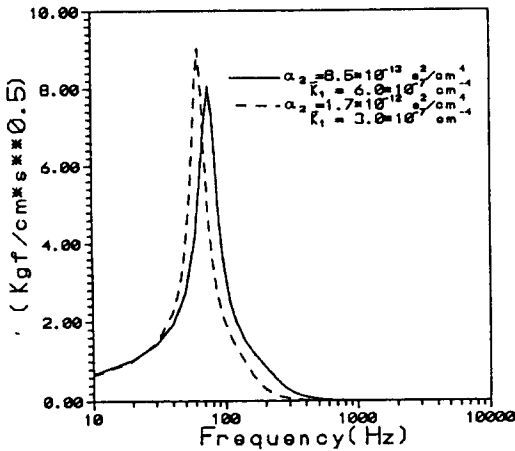
(a) 레일 가속도



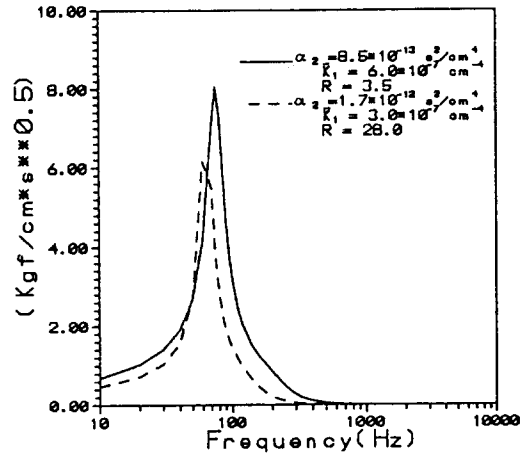
(b) 슬래브 가속도



(b) 슬래브 가속도



(c) 분포력



(c) 분포력

그림 3.9 레일체결장치의 스프링상수 및 슬래브 중량에 따른 진동특성

그림 3.10 레일체결장치의 스프링상수 및 슬래브 두께에 따른 진동특성

(9) 체결장치의 스프링상수 및 슬래브 두께의 영향

그림 3.10은 체결장치의 스프링상수를 1/2배, 슬래브두께를 2배한 경우 진동저감 효과를 보여준다. 이로인한 효과는 공진주파수를 약간 감소시키고 특히 레일의 가속도는 약간 증가하나 슬래브 가속도 및 분포력을 감소시키는데 효과적임을 알 수 있다.

앞에서 검토한 공진주파수 부근에서의 진동저감 효과를 종합하여 정리하면 표 3.3과 같다.

표 3.3 진동저감 효과

방 안	레일가속도	슬래브가속도	분포력
열차속도 감소	감 소	감 소	감 소
방진슬래브사용	감 소	증 가	감 소
슬래브지지스프링상수 감소	감 소	증 가	감 소
체결장치 스프링상수 감소	증 가	감 소	증 가
슬래브 중앙 증가	감 소	감 소	감 소
슬래브 두께 증가	-	감 소	감 소
체결장치 스프링상수 감소 및 슬래브 중앙 증가	증 가	감 소	증 가
체결장치 스프링상수 감소 및 슬래브 두께 증가	증 가	감 소	감 소

4. 결 론

차륜과 레일의 표면요철과 이들의 상호작용을 고려하여 궤도의 진동해석을 수행한 결과 다음과 같은 사실을 알 수 있었다. 즉 열차주행시 슬래브 궤도에는 85Hz 부근, 550Hz 부근 및 1400Hz 부근에서 진동 및 분포력의 피크치가 발생한다. 이중 85Hz 부근의 성분은 열차의 스프링아래 질량과 레일체결장치의 스프링에 의해 형성되는 계의 고유진동에 해당하는 성분이고 550Hz 부근의 진동 성분은 레일이 변위제어의 가진원이 되기 때문에 생기는 진동성분이며 1400Hz 부근의 성분은 주로 레일의 고유진동에 의해 생기는 성분이다.

그리고 속도 증가에 따라 궤도의 진동 및 하부 구조물에 작용하는 분포력의 크기는 전주파수 영역에서 커지며 방진슬래브 궤도는 표준슬래브 궤도에 비해 레일진동 및 분포력을 감소시키는데 매우 효과적이다. 특히 방진슬래브 궤도에서 레일

및 슬래브지지계를 유연하게 하거나 슬래브의 중앙을 증가시키므로써 궤도의 진동가속도 및 하부 구조물에 작용하는 분포력의 크기를 감소시킬 수 있다.

참 고 문 헌

1. 신중서, "경부고속철도 건설추진현황", 대한토목학회지, 제40권 제2호, 1992.
2. 신중서·이회현·양신추, "고속철도에서의 진동 및 그 대책", 한국 소음·진동공학회지 제3권 제2호, 1993.
3. 이회현·최강윤, "고속철도의 소음과 진동", 한국 소음·진동공학회 소음분과 학술세미나 자료집, 1993.
4. 한국고속철도 건설공단, "고속철도핸드북", 1993.
5. C. Esveld, "Modern Railway Track", NRT Production, 1989.
6. J. S. Bendat, A. G. Piersol, "Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis", John Wiley & Sons, 1980.
7. S. L. Grassie, R. W. Gregory, and K. L. Johnson, "The Dynamic Response of Railway Track to High Frequency Vertical Excitation", J. Mechanical Engineering Science, Vol. 24, No. 2, 1982.
8. S. Timoshenko, D. H. Young, "Vibration Problems in Engineering", 3th Ed., D. Van Nostrand, 1955.
9. 松浦義滿, 梶谷郎, "車輪とレールの相互作用による振動と騒音に関する 實驗的研究", 日本土木學會 論文報告集, 第278號, 1978.
10. 松浦章夫, "車輛と軌道の相互作用", 鐵道總研講演會 前刷集, 鐵道總合 技術研究所, 1992.
11. 小野一良, 伊藤義男, "鐵道線路の軌道に生ずる振動の解析", 日本土木學會論文報告集, 第179號, 1970.
12. 小野一良, 山田幹雄, "鐵道線路に發生する高周波振動の發生原因およびその解析", 日本土木學會 論文集, 第374號 / I-6, 1986.
13. 佐藤吉彦, "軌道に生ずる高周波振動とその考察", 日本土木學會論文集, 第77號, 1961.

(접수일자 : 1993. 12. 2)