

# 차륜/레일 접촉소음 해석기법

## Analysis Method of Noise Generated by Wheel-Rail Contact



김재철\*

\* 한국철도기술연구원 차륜레도연구실 책임연구원

### 1. 서론

도심권을 중심으로 자동차가 점차 포화상태에 도달함에 따라 철도에 대한 중요성이 증가되고 있고, 때마침 남북한 정상회담을 계기로 남한을 출발한 철도가 경의선, 경원선을 통해 북한을 거쳐 중국횡단철도(TCR)와 시베리아횡단철도(TSR) 등 대륙철도와의 연계 가능성이 크게 높아진 시점에서 철도에 대한 필요성과 중요성이 새삼 부각되고 있다. 그러나 철도는 수송수단으로서 많은 편의를 주는 단순한 시스템으로 보일지라도 도시 수송수단으로서 사용하는 데 하나의 주요한 결점을 가지고 있다. 즉, 철도차량이 움직일 때 격렬한 소음이 발생한다는 것이다. 이렇게 철도에서 발생하는 소음은 인구증가와 함께 도시의 밀집화로 인해 점차 철도주변에 주거하는 주민이 증가하면서 환경소음 문제로 중요하게 인식되기 시작하였다. 또한 철도의 수송력이 증대되면서 승객에 대한 승차감 및 안락감 향상측면에서 차량의 실내소음 저감이 중요한 문제로 발전하게 되었다. 그러나 지금까지 이러한 소음진동에 대한 적극적인 대처방안이 제시되지 못하고 있을 뿐만 아니라, 철도의 속도향상은 소음진동의 급격한 증가를 야기하는 결과를 초래하고 있다.

현재 국내 철도는 점차 고속화를 목표로 각 노선별 속도향상에 초점을 맞추고 있다. 그러나 이와 더불어 환경적인

측면에서 소음진동 문제는 더욱 심각해질 것으로 판단된다.

철도차량 주행 시 발생하는 소음의 주된 요인은 크게 차륜과 레일의 상호작용에 의해서 발생하는 소음과, 차량 추진장치에 의한 소음, 공력소음, 집전계 소음 등으로 분류된다. 그 가운데에서도 차륜과 레일의 접촉에 의해서 발생하는 소음은 차량속도가 약 250km/h이하에서 커다란 문제가 되고 있고, 현재 주행 중인 철도차량에서 가장 커다란 소음원으로 알려져 있으나 발생 메커니즘이 다양하고 복잡하여 정확한 원인을 규명하는 것은 쉽지 않다. 이러한 차륜과 레일의 접촉에 의해서 발생하는 소음은 차륜과 레일 답면의 요철상태, 마모형태, 레일의 분기기, 주행구간 등에 따라 소음의 크기와 형태가 다르다. 따라서 이 소음은 전동음(rolling noise), 충격음(impact noise), 마찰음(squeal noise) 등 크게 3가지로 구분된다. 전동음은 차륜과 레일 답면의 미세한 거칠기에 의해서 발생하는 소음이고, 충격음은 레일의 이음매를 차륜이 통과할 때 혹은 차륜 답면의 평면화(Flat) 등에 의해서 차륜과 레일에 충격이 가해져 발생하는 소음, 마찰음은 차량이 곡선부 통과 시 횡 방향의 Stick-slip에 의해서 발생하는 소음이다.

본 논문에서는 차륜과 레일 접촉소음 가운데 철도차량의 가장 주된 소음원인 전동음에 대한 해석방법에 대해서 소개하고자 한다.

## 2. 전동음 예측방법

전동음에 관한 연구는 1970년대 중반부터 Remington에 의해서 본격적으로 시작되었으며, 1980년대 후반에 차륜과 레일에서 방사되는 전동음 예측에 관한 방법을 제시하고 차륜과 레일에서 방사되는 소음을 분리하여 기여도를 평가 분석하였다. 그리고 1990년대 중반에 ERRI(European Railway Research Institute)에서 TWINS(Track Wheel Interaction Software)라는 전동음 예측 프로그램을 완성하여 전동음 예측 및 저감에 대한 연구에 이용하고 있다.

전동음의 발생은 차륜과 레일표면의 불규칙한 거칠기에 의해서 차륜과 레일이 접촉하는 면에 가진력이 발생하고, 이 가진력이 차륜과 레일을 진동시켜 차륜과 레일의 진동이 소음으로 방사된다. 따라서 접촉면에 발생하는 가진력을 측정하거나 예측할 수 있으면, 차륜과 레일표면의 거칠기에 대한 데이터가 없어도 전동음을 계산할 수 있다. 그러나 현실적으로 차륜과 레일이 접촉하는 면의 가진력은 측정이 불가능하기 때문에 차륜과 레일표면에 대한 거칠기를 입력조건으로 전동음을 예측한다. 전동음의 예측순서는 Fig. 1과 같이 차륜과 레일표면의 거칠기를 입력조건으로 차륜과 레일표면의 거칠기와 접촉면 필터라는 함수를 이용

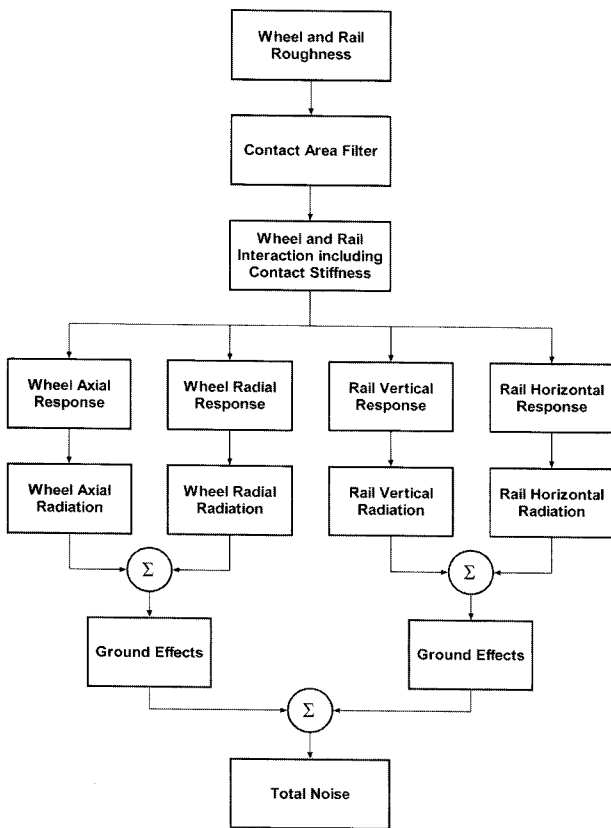


Fig. 1 Block diagram of the analytical model of rolling noise

해서 차륜과 레일의 상호작용에 의한 식을 유도하여 차륜의 축방향과 방사방향의 속도, 레일의 수직방향과 수평방향의 속도를 구한 다음, 이 속도와 차륜과 레일의 소음방사 특성을 이용하여 차량에서부터 일정한 거리만큼 떨어져있는 곳에서 차륜과 레일의 각 방향에서 방사되는 소음을 계산한다.

일반적으로 차량에서 발생된 소음이 일정한 거리만큼 전파할 경우 지표면에 의한 반사가 발생하기 때문에 소음이 철도주변에 전파될 때 지표면 효과(ground effects)까지 고려하여야 한다.

## 3. 차륜과 레일의 상호작용

### 3.1 접촉면에서 차륜과 레일의 속도

차륜이 레일 위를 일정한 속도로 주행할 경우에는 차륜과 레일이 접촉하는 면에서 거칠기가 가진력으로 작용하여 차륜과 레일이 진동하게 된다.

이러한 차륜과 레일에 대한 상호관계식과 차륜과 레일에 대한 임피던스를 이용하여 다음과 같이 차륜과 레일의 접촉면에 대한 속도를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{Y}_{wr}(w) = \frac{Z_{rv}}{Z_{wr} + Z_{rv} - jwZ_{wr}Z_{rv}(1/k_{cr} + 1/k_{cw})} \times (\dot{r}(k) + \dot{w}(k)) \quad (1)$$

$$\dot{Y}_{rv}(w) = \frac{Z_{wr}}{Z_{wr} + Z_{rv} - jwZ_{wr}Z_{rv}(1/k_{cr} + 1/k_{cw})} \times (\dot{r}(k) + \dot{w}(k)) \quad (1)$$

여기서,  $k$ 는 거칠기의 파수,  $w$ 와  $r$ 은 차륜과 레일표면의 거칠기 변위,  $\dot{Y}_{wr}$ ,  $\dot{Y}_{rv}$ 는 차륜과 레일의 속도,  $K_{cw}$ ,  $K_{cr}$ 은 차륜과 레일에 대한 헤르쯔 접촉강성,  $Z_{wr}$ ,  $Z_{rv}$ 은 차륜의 반경방향과 레일의 수직방향에 대한 임피던스를 나타낸다.

위의 식에서 파수  $k$ 는 레일이나 차륜의 어떤 영역에서 만나게 되는 파동의 양을 표현하는 공간크기, 즉 공간주파수를 의미하며 미터당 요철의 수를 나타낸다.

위에서 언급한 것과 같이 차륜과 레일의 거칠기는 파수로 정의되어있기 때문에 주파수와 파수에 관한 스펙트럼 밀도의 관계를 이용하여 차륜과 레일에 대한 거칠기를 파수에 대한 함수로 나타낼 수 있다. 따라서 식 (1)과 식 (2)를 주파수와 파수로 표현한 후, 옥타브 밴드에 대한 차륜과 레일에 대한 접촉점에서의 속도를 구하면 다음과 같다.

$$S_{ywr}^{pc}(w) = \left| \frac{Z_{rv}}{Z_{wr} + Z_{rv} - jw(Z_{wr}Z_{rv}/K_c)} \right|^2 \times w^2 (S_{rw}(\kappa) + S_{rr}(\kappa)) |H(\kappa)|^2 \quad (3)$$

$$S_{yrv}^{pc}(w) = \left| \frac{Z_{wr}}{Z_{wr} + Z_{rv} - jw(Z_{wr}Z_{rv}/K_c)} \right|^2 \times w^2 (S_{rw}(\kappa) + S_{rr}(\kappa)) |H(\kappa)|^2 \quad (4)$$

여기서,  $S_{rw}(k)$ 와  $S_{rr}(k)$ 는 차륜과 레일표면의 거칠기,  $S_{ywr}^{pc}(w)$ 와  $S_{yrv}^{pc}(w)$ 는 접촉점에서 레일의 수직방향과 차륜의 방사방향에 대한 속도,  $|H(k)|^2$ 는 차륜과 레일의 접촉면적과 표면의 거칠기 파장에 따른 영향을 나타내는 접촉면 필터를 나타낸다.

위의 식에서 차륜과 레일의 접촉면에서의 접촉강성을 나타내는 강성계수  $K_c$ 는 두 접촉 스프링의 전체강성계수, 즉 차륜과 레일사이의 전체 헤르쯔 접촉강성계수로서 식 (5)와 같이 정의된다.

$$\frac{1}{K_c} = \frac{1}{K_{cr}} + \frac{1}{K_{cv}} \quad (5)$$

일반적으로 차륜과 레일은 수평방향에 대한 운동이 구속되어있고, 차륜의 비대칭 구조로 인해서 차륜의 수직력이 차륜의 수평방향으로 운동을 발생시키기 때문에 수평력이 발생한다. 따라서 차륜과 레일의 접촉점은 레일의 중심선에 위치하는 경우가 드물다. 이러한 현상 때문에 접촉점에서 수직방향과 수평방향에 대한 힘과 속도가 발생한다. 여기서 차륜과 레일의 속도와 힘에 대한 관계식으로부터 다음과 같이 접촉점에서 차륜의 축방향 속도를 구할 수 있다.

$$S_{ywa}^{pc}(w) = \left| \frac{Z_{rh}}{Z_{wa} + Z_{rh}} \right|^2 \frac{|Z_{wr}|^2}{|Z_{rvh}|^2} S_{ywr}^{pc}(w) \quad (6)$$

또한 수평방향에 대한 레일의 속도는  $F_v = Z_{rv} \dot{Y}_{rv}$ 의 관계를 이용해서 다음과 같이 구할 수 있다.

$$S_{yrh}^{pc}(w) = \left| \frac{Z_{rh}}{Z_{wa} + Z_{rh}} \right|^2 \frac{|Z_{rv}|^2}{|Z_{rvh}|^2} S_{yrv}^{pc}(w) \quad (7)$$

### 3.2 접촉면 필터

서로 다른 곡률반경을 갖는 두 물체는 하중이 작용하지 않을 때 두 물체의 접촉점을 통과하는 한 쌍의 주평면(principal plane) 위의 한 점에서 접촉을 한다. 이런 상태를

점접촉(point contact)이라 하는데, 이때 하중이 작용하면 점접촉에서 헤르쯔 변형이 발생해서 결과적으로 이러한 점접촉은 면접촉(area contact)으로 바뀌게 된다. 차륜과 레일의 접촉이 바로 이러한 경우인데 차륜의 하중에 의해서 차륜과 레일의 접촉영역은 작은 타원형의 면이 된다. 이 타원표면은 많은 매개변수에 의해서 좌우되는데, 그것들 중에서 중요한 것들은 차륜과 레일의 재료, 차륜에 가해진 힘 등이다. 이 접촉영역은 철도 음향학에서 중요한 역할을 하며 다른 웨이브를 가진 소음레벨을 감소시키는 필터장치 역할을 하는데, 이러한 것은 접촉면 필터(contact area filter)라 정의된다.

차륜과 레일표면의 거칠기에 대한 파장이 차륜과 레일의 접촉면적보다 클 경우에는 접촉면적의 크기에 영향을 받지 않고 서로 밀접하게 접촉하지만 거칠기의 파장이 접촉면적보다 작을 경우에는 양쪽의 거칠기가 평균되어 차륜과 레일에 작용하는 가진력이 작아지기 때문에 식 (8)과 같은 접촉면 필터를 고려하여 거칠기 파장에 따른 거칠기의 크기를 정의한다.

$$|H(\kappa)|^2 = \frac{4}{\alpha} \frac{1}{(\kappa b)^2} \int_0^{\tan^{-1}\alpha} [J_1(\kappa b \sec x)]^2 dx \quad (8)$$

여기서,  $b$ 는 접촉면의 반지름,  $k$ 는 거칠기의 파장,  $J_1$ 은 제1종 Bessel함수를 나타낸다.

또한,  $a$ 는 차륜과 레일표면에 대한 거칠기의 상호관계를 나타내는 계수로서  $a$ 가 클 경우에는 차륜과 레일표면의 거칠기의 상호관계가 적어 거칠기의 크기가 더욱 작아지고,  $a$ 가 작을 경우에는 상호관계가 커서 상대적으로 거칠기의 크기가 커진다.

### 3.3 차륜과 레일의 공간평균 속도

차륜과 레일에서 방사되는 소음을 계산하기 위해서는 앞에서 계산한 접촉점의 속도로부터 차륜과 레일의 전체에 대한 공간평균의 속도를 구해야 한다.

차륜과 레일의 방사 소음은 차륜의 공진 모드에 의한 음의 방사와 레일의 파동 전파에 의한 음의 방사로 이루어져 있기 때문에 접촉점의 속도로부터 차륜과 레일에 대한 평균속도를 계산한다.

#### 3.3.1 차륜의 공간평균 속도

차륜에 대한 공간평균 속도는 접촉점에서의 속도에 대한 시간평균과 차륜의 원주에 대한 평균으로 계산할 수 있다. 식 (9)와 식 (10)은 차륜에 대한 방사방향과 축방향의 평균속도를 나타내고 있다.

$$S_{ywr}^{avg}(\omega) \frac{1}{2} \left( \frac{\sum_n |A_n|^2}{\left| \sum_n A_n \right|^2} \right) S_{ywr}^{pc}(\omega) \quad (9)$$

$$S_{ywa}^{avg}(\omega) \frac{1}{2} \left( \frac{\sum_n |B_n|^2}{\left| \sum_n B_n \right|^2} \right) S_{ywa}^{pc}(\omega) \quad (10)$$

위 식에서  $A_n, B_n$ 은 차륜의 방사방향과 축방향에 대한  $n$  차 모드의 어드미턴스를 나타낸다.

### 3.3.2 레일의 공간평균 속도

레일의 공간평균은 접촉점에서 레일의 속도에 대한 파동의 시간적 평균으로부터 계산된다. 레일의 접촉점 속도로부터 레일의 수직방향과 수평방향에 대한 공간평균 속도를 구하면 다음과 같다.

$$S_{yrv}^{avg}(\omega) = \frac{N[1 - \exp(-\eta_{rv} k_{rv} VT)]}{2\eta_{rv} k_{rv} VT} S_{yrv}^{pc}(\omega) \quad (11)$$

$$S_{yrh}^{avg}(\omega) = \frac{N[1 - \exp(-\eta_{rh} k_{rh} VT)]}{2\eta_{rh} k_{rh} VT} S_{yrh}^{pc}(\omega) \quad (12)$$

여기서,  $T$ 는 일반적으로 열차통과시간을 나타내며 위 식의  $\eta_r$ 은 레일의 손실계수,  $k_r$ 은 레일의 굽힘파수를 나타내며,  $N$ 은 통과하는 열차의 차축 수를 나타낸다.

### 3.3.3. 레일의 손실계수

레일에 의해서 방사되는 소음은 레일의 길이에 따라서 진동이 감소하는 비율과 관계가 있다. 만일 진동이 매우 천천히 감소한다면 레일은 크게 진동할 것이고, 방사되는 소음은 클뿐만 아니라 더 많은 음향파워가 방사될 것이다.

이러한 진동이 감소하는 정도를 나타내기 위해서 손실계수(loss factor)라는 것을 정의한다. 손실계수는 어떤 물체가 한 사이클 진동하는 동안 잃어버린 에너지의 비를 의미한다. 일반적으로 손실계수를 구하기 위해서 레일의 진동감쇠를 실험적으로 측정한다. 레일의 진동감쇠는 임팩트 해머로 레일을 수직방향과 수평방향으로 가진하여 가진점으로부터 일정거리 만큼 떨어진 지점에서 수직방향과 수평방향 진동속도 스펙트럼을 구한다. 이렇게 측정된 진동감쇠로부터 다음 식을 사용해서 레일의 수직방향과 수평방향에 대한 손실계수를 계산할 수 있다.

$$\eta_{rv} = \frac{-\Delta_v}{2k_{rv}} \quad (13)$$

$$\eta_{rh} = \frac{-\Delta_h}{2k_{rh}} \quad (14)$$

여기서,  $\eta_{rv}, \eta_{rh}$ 는 수직방향과 수평방향에 대한 손실계수,  $\Delta_v$ 와  $\Delta_h$ 는 거리에 따른 수직방향과 수평방향의 진동감소를 나타내는 기울기[dB/m]이고,  $k_{rv}$ 와  $k_{rh}$ 는 수직방향과 수평방향에 대한 굽힘 파수를 나타낸다.

## 4. 차륜 및 궤도의 해석모델

앞에서 설명한 차륜과 레일의 속도를 구하기 위해서는 차륜과 궤도에 대한 임피던스가 필요하다. 따라서 본 장에서는 차륜과 궤도의 임피던스 계산을 위한 모델 및 계산방법에 대해서 설명한다.

### 4.1 차륜의 임피던스

차륜은 매우 복잡한 구조물로서 정확하게 차륜을 모델링하는 것은 어렵지만 유한요소법을 이용하여 실제와 거의 유사한 동특성을 얻을 수 있다. 그러나 모델링의 복잡함과 계산시간이 증가하기 때문에 Fig. 2와 같이 차륜을 간단히 링으로 모델화하여 차륜의 임피던스를 계산할 수도 있다. 식 (15)과 식 (16)는 Fig. 2와 같이 차륜을 링으로 모델링한 경우 각 방향에 대한 임피던스 계산식을 나타내고 있다.

여기서,  $E$ 는 차량 탄성계수,  $\nu$ 는 포이슨 비,  $\eta_w$ 는 차륜의 손실계수,  $I_{wr}$ 는 차륜의 반경방향에 대한 관성모우멘트,  $u$ 는 방사방향의 변위,  $K_1, K_2$ 는 방사방향과 축방향의 강성계수,  $R_w$ 는 차륜 반경,  $I_{wa}$ 는 차륜의 축방향에 대한 관성 모우멘트,  $C$ 는 차륜단면의 비틀림 강도,  $A_T$ 는 차륜단면의 면적,  $m$ 은 방사방향의 단위길이 당 질량을 나타낸다.

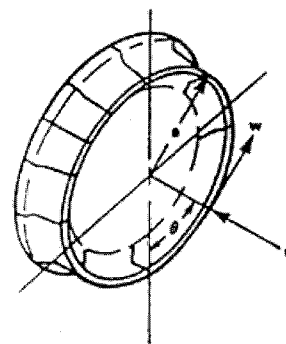


Fig. 2 Model of wheel

- 차륜의 방사방향 임피던스

$$\frac{1}{Z_{wr}} = \frac{[1 - (\omega/\omega_L)^2]}{-j\omega M_w [1 - (\omega/\omega_H)^2]} + \frac{\sum_{n=2}^{\infty} \frac{-j\omega R_w n^2}{\pi}}{\left(\frac{EI_{wr}}{R_w^2}\right) n^2 (n^2 - 1)^2 + R_w^2 (K_2 + n^2 K_1) - mR_w^2 \omega^2 (n^2 + 1)} \quad (15)$$

- 차륜의 축방향 임피던스

$$\frac{1}{Z_{wa}} \sum_p \frac{[(Cp^2 + EI_{wa}) - \rho J_w R_w^2 \omega^2] Y_p}{R_w \left\{ P^4 \left[ \frac{(C + EI_{wa})}{R_w^2} \right]^2 + \left[ \frac{(EI_{wa} p^4 + Cp^2)}{R_w^2} - (mR_w^2 + \rho I_{wa} p^2) \omega^2 \right] \left[ \frac{(Cp^2 + EI_{wa})}{R_w^2} - \rho J_w \omega^2 \right] \right\}} \quad (16)$$

3.2 레일의 임피던스

레일의 임피던스를 계산하기 위해서는 레일을 무한보로 모델링한다. 그러나 레일은 이를 지지하고 있는 침목, 방진패드 및 자갈의 영향에 의해서 고유진동수가 존재하기 때문에 이러한 영향을 고려하기 위해서 Fig. 3과 같이 레일을 무한 보로 모델링하고, 레일과 침목사이의 방진패드와 침목하부의 자갈을 스프링과 감쇠기로 모델링하여 레일의 임피던스를 계산한다.

레일의 임피던스를 계산하기 위해서 먼저 리셉턴스(receptance :  $a$ )를 구해서 식 (17)과 같은 임피던스와 리셉턴스 관계를 이용해서 임피던스를 구할 수 있다.

$$Z = \frac{P}{Y} = \frac{P}{j\omega Y} = \frac{1}{j\omega \alpha} \quad (17)$$

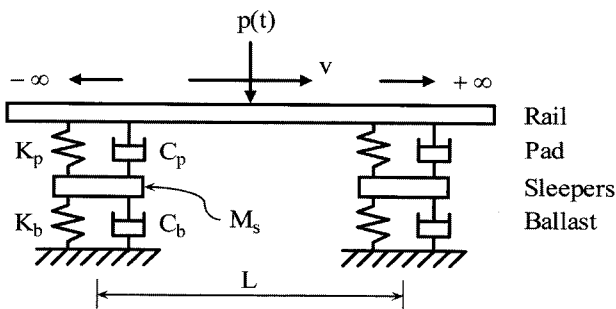


Fig. 3 Model of track

- 차륜에서 방사되는 평균 소음레벨

$$S_{pw}(\omega) = 10 \log \left\{ \frac{N}{2d\pi VT} \left( \frac{\rho C}{p_0} \right)^2 \left[ \sigma_{wr} A_{wr} S_{ywr}^{avg}(\omega) + \sigma_{wr} A_{wr} S_{ywr}^{avg}(\omega) \right] D(\omega, d) \right\} \quad (18)$$

- 레일에서 방사되는 평균 소음레벨

$$S_{pr}(\omega) = 10 \log \left\{ \frac{N}{2d\pi} \left( \frac{\rho C}{p_0} \right)^2 \left[ \sigma_{rv} (r_{ht}) S_{yrv}^{avg}(\omega) + \sigma_{rh} (r_{ht}) S_{yrv}^{avg}(\omega) \right] D(\omega, d) \right\} \quad (19)$$

4. 차륜/레일에서 방사되는 평균소음 계산식

차량 주행 시 차륜과 레일 접촉에 의해서 철도 주변에 방사되는 소음레벨을 계산하기 위해서는 철도차량을 선음원으로 모델화하여, 열차 통과 시 통과 시간 ( $T$ 초)에 대한 평균소음레벨을 계산한다.

4.1 차륜과 레일의 평균 소음레벨

전동음의 소음원은 점음원이 일렬로 분포되어있는 선음원으로 모델화하여  $T$ 초 동안에  $N$ 개의 차륜이 레일 위를 통과하면서 차륜과 레일에서 방사되는 2승평균 소음레벨을 구하며, 소음 전파 시 지표면 효과를 고려하면 차량에서 일정한 거리만큼 떨어진 지점의 소음레벨을 구할 수 있다.

식 (18)과 식 (19)는 차륜과 레일에서 방사되는 평균 소음레벨의 계산식이다.

여기서,  $P_0$ 는 기준음압( $2 \times 10^{-5}$ : Pa),  $\sigma_{rv}$ ,  $\sigma_{rh}$ 는 레일의 수직방향과 수평방향의 방사효율,  $\rho C$ 는 음향 임피던스,  $d$ 는 레일에서부터 관측자까지의 수직거리,  $r_v$ ,  $r_h$ 는 레일 두부와 밑부분의 폭,  $r_m$ 는 레일 높이,  $D(\omega, d)$ 는 지표면 효과를 나타낸다.

식 (18)과 식 (19)에서 지표면 효과는 식 (20)과 같이 정의된다.

$$D(\omega, d) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} R(d \sec \theta) d\theta \quad (20)$$

여기서,  $A_{wr}$ ,  $A_{wa}$ 은 차륜의 방사방향과 축방향의 방사면적,  $V$ 는 열차속도,  $N$ 는 차축의 수,  $\alpha_{wr}$ ,  $\alpha_{wa}$ 는 차륜의 방사방향과 차축방향의 방사효율을 나타내고,  $S^{avg}$ 는 차륜과 레일의 속도에 대한 공간평균을 나타낸다.

### 5.2 차륜과 레일의 방사효율

물체에서 방사되는 소음을 정확히 이해하고 파악하기 위해서는 물체의 진동과 음향파워로 정의되는 방사효율의 개념이 필요하다. 물체의 방사효율(radiation efficiency)은 진동하는 물체로부터 음향파워가 어느정도 방사되는지를 나타내는 계수로서 물체의 평균 진동속도와 음향파워로 정의된다.

차륜과 레일의 방사효율은 차륜의 경우 원판으로 모델화하여 방사효율을 구하며, 레일의 경우에는 Fig. 4와 같이 원통형 보로 모델화하여 수직방향에 대해서는 레일의 답면과 밑부분을 고려하여 두개의 원통형 보로 모델화하고 수평방향에 대해서는 레일높이를 지름으로 하는 한 개의 원통형 보로 모델화한다.

식 (21)과 식 (22)는 차륜과 레일의 방사효율에 대한 계산식이다.

$$\sigma_{wr} = \sigma_{wa} = \frac{2}{[1+(110/f)^3]} \approx 2 \quad (21)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{rv} &= 2/[1+(630/f)^3] \\ \sigma_{rh} &= 1/[1+(630/f)^3] \end{aligned} \quad (22)$$

### 5.3 지표면 효과

소음원으로부터 임의의 거리만큼 떨어진 관측자는 Fig. 5와 같이 대기를 통해 직접 전달되는 직접음과 지표면에서 반사된 반사음과의 중첩음을 듣게 된다. 반사파는 지표면의 상태에 따라 그 특성이 달라지므로 관측자는 지표면의 종류에 따라 각기 다른 특성의 음을 듣게 된다. 음에 대한 지표면의 특성은 지표면의 음향 임피던스로 표현되기 때문에 지표면의 특성 데이터는 육상교통 수단에 의한 소음전파 해석에 필요한 데이터로서 현재에도 많은 연구가 이루어지고 있다.

지표면 위의 점음원에 의한 음장의 해는 지표면에서의

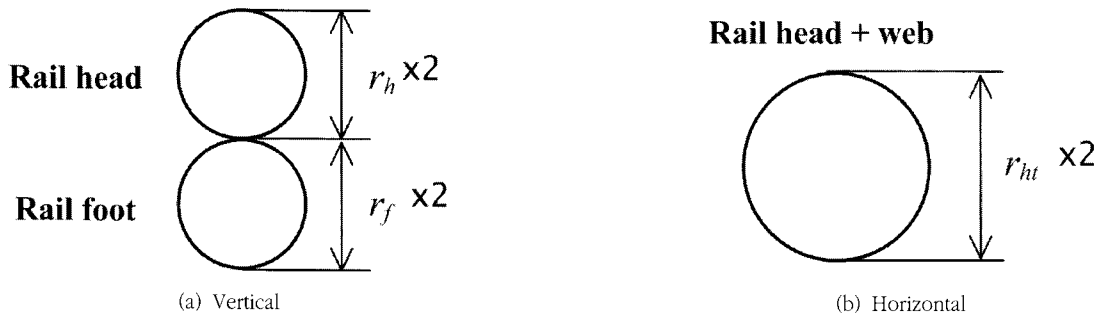


Fig. 4 Models of radiation efficiency for rail

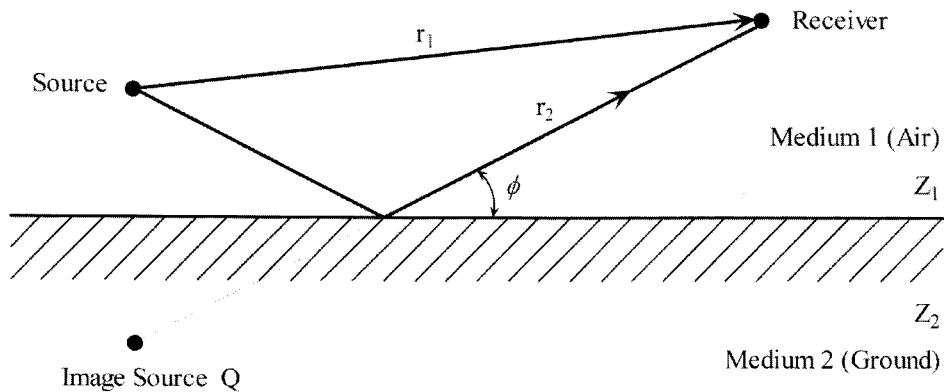


Fig. 5 Geometrical parameters used in the ground effect model

전자장의 반사파 문제에 대한 해를 구한 Sommerfeld의 식이 기본이 되며, 이들 지표면의 상태가 음의 전파에 미치는 영향에 대한 평가는 초과감쇠(excess attenuation)가 주로 사용된다. 초과감쇠는 자유공간으로 전파되는 직접파의 음압 레벨과 지표면에서 반사영향을 고려한 중첩파 음압레벨의 차이로 정의된다. 실제로 초과감쇠는 지표면 뿐만 아니라 지표면과 대기의 온도차와 바람 등에 의해서도 영향을 받는다. 지표면의 음향 임피던스는 지표면의 유동저항 값으로부터 구할 수 있으므로 지표면의 상태는 유동저항으로 대표할 수 있다.

지표면 효과에 의한 초과감쇠  $A_e$ 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$A_e = 10 \log_{10} \{D(\omega, d)\} = 10 \log_{10} \left\{ \frac{2}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left| 1 + Q \left( \frac{r_1}{r_2} \right) \exp(ik_1 \Delta_r) \right|^2 d\theta \right\} \quad (23)$$

여기서,  $kl$ 은 음의 파수,  $r_1$ 는 음원으로부터 관측자까지의 직접경로,  $r_2$ 는 음원으로부터 관측자까지 지표면의 반사에 의한 경로,  $\Delta_r$ 는  $r_1 - r_2$ 이고,  $Q$ 는 허상음원의 강도를 나타낸다.

위 식으로부터 음원과 수음점의 높이, 두 지점 사이의 거리, 지표면의 유동저항을 알면 지표면의 임피던스와  $Q$ 를 결정할 수 있기 때문에 식 (23)으로부터 지표면에 의한 초과감쇠를 계산할 수 있다.

### 6. 전동음 해석결과

차륜과 레일표면의 거칠기는 차륜/레일의 접촉에 의한 운동방정식으로부터 접촉점에 대한 차륜과 레일의 속도를 구하는데 필요한 입력조건으로 시험에 의해서 측정된 값을 사용한다. 그러나 차륜과 레일의 거칠기를 측정할 수 있는 장치가 없는 경우에는 레일의 수직방향에 대한 진동가속도의 측정치를 이용하여 거칠기를 계산할 수 있다. Fig. 6은 이와 같은 방법으로 계산한 차륜과 레일표면의 거칠기이다.

전동음의 해석결과에 대한 타당성 검토를 위해서 전기동차 10량이 약 78Km/h의 속도로 주행 시 측정된 결과 비교하였다. Fig. 7은 전동음의 측정치와 해석치에 대한 결과이며, 또한 해석결과는 지표면 효과에 대한 영향을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우이다. 대체적으로 해석결과가 측정결과에 5dB(A)이내 있는 것을 알 수 있으며, 지표면 효과를 고려하면, 500Hz이하의 영역에서는 약간 증가하지만, 800Hz~2kHz의 영역에서는 감소하는 것을 알 수 있다. Fig. 8은 Fig. 7의 지표면 효과를 고려한 경우의 예측결과에서

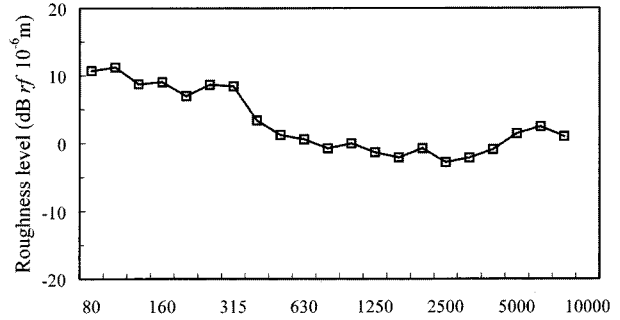


Fig. 6 Roughness of wheel and rail

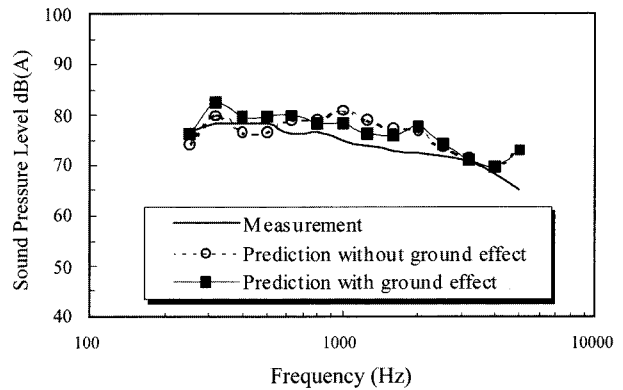


Fig. 7 Comparison of measured and predicted sound pressures with ground effect

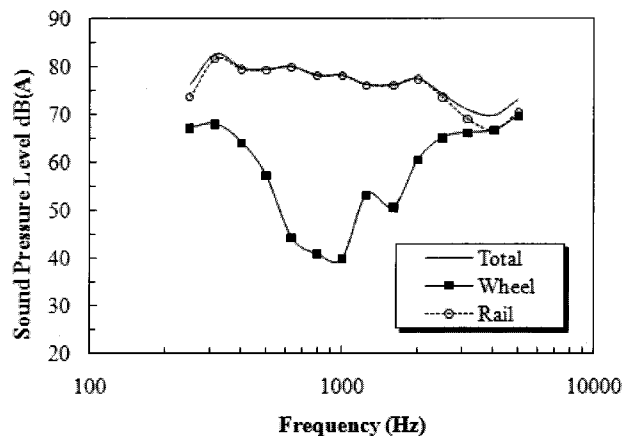


Fig.8 Sound pressures radiated from wheels, rail and sleepers


차륜 및 레일에서 방사되는 소음의 크기를 나타내고 있다. 전체적으로 레일에서 방사되는 소음레벨이 가장 크며, 차륜에서 방사되는 소음은 약 3kHz이상의 영역에서 큰 것을 알 수 있다.

### 7. 결론

철도차량 주행 시 차륜과 레일의 접촉에 의해서 발생되

는 소음은 차륜과 레일 담면의 요철 및 마모형태, 레일의 분기기, 주행구간 등에 따라 소음의 크기와 형태가 다르기 때문에 이 소음은 전동음(rolling noise), 충격음(impact noise), 마찰음(squeal noise) 등 크게 3가지로 구분된다. 이러한 차륜과 레일의 접촉소음 가운데 전동음은 현재 국내에서 운행 중인 철도차량의 주된 소음원으로서 본 논문에서 전동음에 대한 발생 메커니즘을 설명하고 차륜과 레일에서 발생하는 소음을 해석하는 방법을 고찰하였다.

### 참 고 문 헌

1. Paul J. Remington, "Wheel/rail rolling noise, I : Theoretical analysis", Journal of the Acoustical Society of America 81(6), June 1987, pp.1805~1823
2. Paul J. Remington, "Wheel/rail rolling noise, II : Validation of the theory", Journal of the Acoustical Society of America 81(6), June 1987, pp.1824~1832
3. D. J. Thompson, B. Hemsworth and N. Vincent, "Experimental validation of the twins prediction program for rolling noise, Part 1 : Description of the model and method", Journal of Sound and Vibration (1996) 193(1), pp.123~135
4. D. J. Thompson, P. Fodiman and H. Mahe, "Experimental validation of the twins prediction program for rolling noise, Part 2 : Results", Journal of Sound and Vibration (1996) 193(1), pp.137~147
5. D. J. Thompson, "Wheel-rail noise generation, Part I : Introduction and interaction model", Journal of Sound and Vibration (1993) 161(3), pp.387~400
6. D. J. Thompson, "Wheel-rail noise generation, Part II : Wheel vibration", Journal of Sound and Vibration (1993) 161(3), pp.401~419
7. D. J. Thompson, "Wheel-rail noise generation, Part III : Rail vibration", Journal of Sound and Vibration (1993) 161(3), pp.421~446
8. D. J. Thompson, "Wheel-rail noise generation, Part IV : Contact zone and results", Journal of Sound and Vibration (1993) 161(3), pp.447~466
9. D. J. Thompson, "Wheel-rail noise generation, Part V : Inclusion of wheel rotation", Journal of Sound and Vibration (1993) 161(3), pp.467~482
10. Paul J. Remington, "Wheel/rail noise-Part IV : Rolling noise", Journal of Sound and Vibration (1976) 46(3), pp.419~436
11. A. E. H. Love, "A treatise on the mathematical theory of elasticity", New York Dover Publications, 1944
12. C. I. Chessell, "Propagation of noise along a finite impedance boundary", J. Acoust. Soc. Am. Vol. 62, No. 4, October 1977, pp.825~834
13. M. E. Delany and E. N. Bazley, "A note on the effect of ground absorption in the measurement of aircraft noise", Journal of Sound and Vibration (1971) 16(3), pp.315~322
14. Keith Attenborough, "Review of ground effects on outdoor sound propagation from continuous broadband sources", Applied Acoustics 24 (1988) pp.289~319 

[담당 : 김만철, 편집위원]