특별강연(Ⅱ)

FEM과 BEM을 이용한 한국형 고속전철의 전동소음 예측

2001. 11.

김 관 주
(홍익대 기계과 교수)

한국소음진동공학회 2001년도 추계학술대회논문집, pp.555~564

FEM과 BEM을 이용한 한국형 고속전철의 전동소음 예측

김관주*

Prediction of Rolling Noise of Korean Train Express Using FEM and BEM

Kwanju Kim*

ABSTRACT

Wheel-rail noise is normally classified into three catagories : rolling, squeal and impact noise. In this paper, rolling noise caused by the irregularity between a wheel and rail is analysed as follows: The irregularity between the wheel and rail is assumed as combination of sinusoidal profiles. Wheel-rail contact stiffness is linearized by using Hertzian contact theory, and then contact force between the wheel and rail is calculated. Vibration of the rail and wheel is calculated theoretically by receptance method or FEM depending on the geometry of wheel or rail for the frequency range of 100~5000Hz, important for noise generation. The radiation caused by those vibration is computed by BEM. To verify this analysis tools, rolling noise is calculated by preceding analysis steps using typical roughness data and it is compared with experimental rolling noise data. This analysis tools show reasonable results and used for the prediction of KTX rolling noise.

기호설명

K_H : 차륜과 레일의 접촉강성
M_w : 차륜의 질량
P_o : 차량자중에 의해 차륜에 걸리는 정하중
p : 차륜과 레일의 동접촉력
v : 철도차량의 주행속도
w : 레일의 거칠기
α_w : 차륜의 리셉턴스
α_r : 레일의 리셉턴스
Δ : 레일 거칠기의 크기
λ : 레일 거칠기의 파장
σ_r : 레일의 방사효율
Π : 차륜과 레일의 음향파워

* 홍익대학교 기계공학과

1. 서 론

철도 차량이 고속으로 주행할 때 차륜과 레일에서 발생하는 소음은 크게 전동(구름)소음, 충격소음, 삐걱거리는 소음(squeal noise)으로 나누어 볼 수 있다. 이 때, 차륜과 레일의 미소 거칠기에 의해 발생하는 전동소음이 가장 큰 성분이 된다. 차륜이 불규칙한 레일의 표면을 접촉하면서 상호작용을 일으켜 진동이 발생하고 레일 또는 차륜 표면의 미소한 거칠기의 크기가 증가하면 발생하는 진동도 매우 커지게 된다. 이러한 차륜과 레일 사이의 진동에 의하여 전동소음이 발생하게 되며 또한 차체에 전달되어 고체전달음을 유발한다. 철도차량의 주행속도가 증가할수록 진동과 소음의 발생은 높은 주파수 대역으로 이동하여 수 kHz까지의 진동, 소음 해석이 요구된다.

본 연구에서는 전동소음을 효과적으로 예측하기 위하여 Remington 모델을 채택하고 리셉턴스 방법으로 차륜과 레일의 동특성을 상하방향, 횡방향

으로 나누어 이론적으로 계산하였다. 그리고, 계산된 접촉력으로 실제 차륜과 레일을 가진하여 진동응답을 구하고 이 응답에 의한 음향방사 해석을 수행하였다. 이러한 연구는 차체의 진동과 소음 해석을 위한 입력자료로 사용될 수 있고 저소음 차량설계를 위한 자료로도 직접적으로 활용될 수 있다. Fig. 1에서 전동소음을 예측하기 위한 흐름도를 보여 주고 있다.

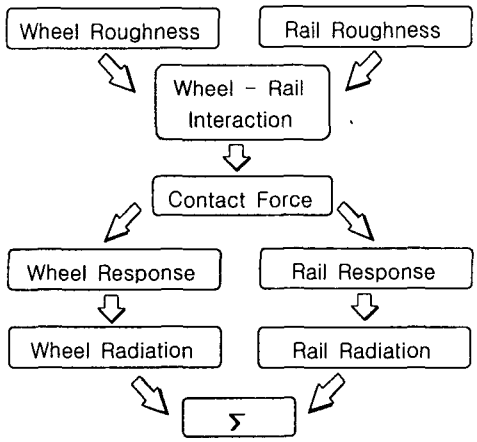

Fig. 1 Block diagram of wheel-rail rolling noise generation

2. 차륜과 레일의 동특성 해석

2.1 Remington 모델에 의한 거칠기와 접촉력

차륜이 불규칙한 레일 위를 주행할 때 발생하는 상하방향과 횡방향의 진동 해석을 위하여 Fig. 2와 같은 Remington 모델을 구성하였다. 차륜과 레일 사이의 스프링 상수 K_H는 접촉면에서의 Hertz 변형을 고려하여 상수로 나타내었다. Hertz 접촉이론에 의하면 정하중(P_o)과 상하변위는 비선형의 관계가 있지만 본 연구에서는 선형화된 스프링으로 가정하였다. 또한, 레일 거칠기 ω는 크기가 일정하고 파장 λ의 정현파형으로 가정하였다.

Fig 2와 같이 조화함수로 표현된 레일의 거칠기와 접촉강성 K_H, 차륜의 리셉턴스 α_w, 레일의 리셉턴스 α_r을 이용하면 차륜과 레일 사이에서 발생하는 동접촉력 p는 다음과 같이 구할 수 있다. 접촉력 및 리셉턴스를 구하는 자세한 유도과정은 참고문헌 [1]에 나타나 있다.

$$p(t) = Real\left[\frac{-K_H \Delta}{1 + K_H(\alpha_r + \alpha_w)} e^{i\omega t}\right] \quad (1)$$

위 식을 사용하여 상하방향과 횡방향 접촉력을 구할 수 있으며 이 때, 차륜의 질량은 KTX 차륜과 근사하게 350kg으로 하였고 레일은 KS 60 kg/m 레일의 자료를 사용하였다.

2.2 차륜과 레일의 리셉턴스 모델과 동특성

동접촉력을 구하기 위해서는 먼저 차륜과 레일의 리셉턴스를 구해야 한다. 차륜의 상하방향 리셉턴스는 관성력의 영향만 받으므로 차륜의 질량과 주파수의 함수로 구할 수 있다. 휠셑(wheelset)은 림(rim), 웨브(web), 허브(hub)로 구성되어 있는데 차륜의 횡방향 리셉턴스를 구할 때에는 림(rim)에 대한 해석으로 근사화하였다. 이 때, 횡방향 접촉력이 림에 작용하게 되면 굽힘과 비틀림이 발생하는데 비틀림에 의한 영향은 무시할 정도로 작게 나타나고 굽힘에 의한 변위가 지배적이 된다.

레일의 리셉턴스를 구하기 위해서는 차륜보다는 많은 조건을 고려해야 한다. 레일의 상하방향 리셉턴스를 구하기 위해 레일뿐만 아니라 침목과 패드(pad), 발라스트(ballast)를 포함하여 모델링하고 회전관성과 전단변형을 고려하기 위해 티모센코 보로 해석하였다. 레일이 침목 위치에서 Fig. 3과 같이 주기 지지된 모델로 상하방향 리셉턴스를 구하게 되면 침목 사이 위치에 따라 리셉턴스가 달라지게 된다. Fig. 3에서 $p(t)$는 동접촉력, v는 주행속도, 길이 L은 침목 간격을 나타내며 상하방향과 횡방향 리셉턴스를 구하기 위해 사용된 입력

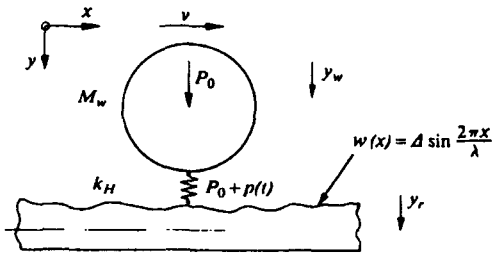

Fig. 2 Railway wheel rolling on a rail

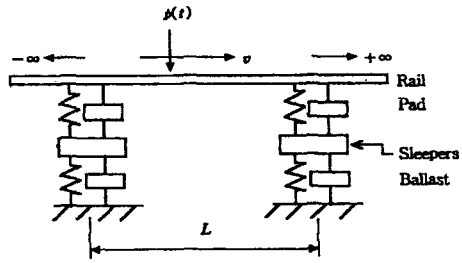

Fig. 3 The schematic diagram of rail support

자료는 참고문헌 [1]의 자료를 이용하였다.

레일의 횡방향 리셉턴스를 구하기 위해서는 레일을 헤드(head), 웨브(web), 푸트(foot)로 구성하고 웨브는 스프링과 감쇠로 처리하였다. 또한, 콘크리트 침목을 사용하여 레일이 침목 위치에서 고정되어 있다고 가정하여 패드에 의하여 연속적으로 지지되는 모델을 사용하였다. 횡방향 리셉턴스는 푸트보다는 헤드에서의 변위가 지배적으로 나타났기 때문에 헤드의 응답만을 고려하였다.

위와 같은 방법으로 구한 차륜과 레일의 리셉턴스를 식 (1)에 대입하여 각 방향의 접촉력을 구할 수 있다. Fig. 4에서 상하방향의 접촉력을 보면 약 100Hz에서 차륜의 공진이 나타나고 800Hz 근처에서는 침목위치에서 지지된 레일의 공진에 의한 피크가 나타나고 있다. 횡방향에서는 차륜의 리셉턴스가 저주파에서 매우 크기 때문에 접촉력이 이 영역에서 많이 감소한 형태를 보이고 있다.

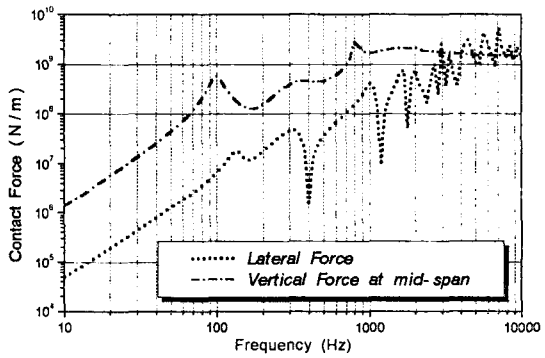

Fig. 4 The vertical and lateral contact forces due to receptance method

2.3 실험과 이론에 의한 레일 리셉턴스의 비교

실제 차량이 운행되고 있는 레일의 진동 특성을 실험적으로 파악해 보기 위하여 충격해머로 레일의 헤드를 가진하여 응답을 측정하고 리셉턴스 방법에 의한 이론해와 비교하였다. 대상 레일은 침목 간격이 0.6m이고 나무 침목으로 지지되어 있다. 레일을 각 방향으로 가진하고 상하방향 실험에서는 레일의 헤드와 푸트를, 횡방향에서는 헤드와 웨브의 가속도를 측정하여 리셉턴스를 구하였다. 상하방향의 리셉턴스에서는 레일의 헤드보다 푸트에서의 가속도가 크게 측정되었고 침목 사이의 위치에 따라서 응답이 다르게 나타나는 것을 확인할 수 있었다. Fig. 5에서 리셉턴스 방법으로 구한 이론해와 침목 위치에서 측정된 실험 결과가 비교적 잘 일치하고 있음을 볼 수 있다.

횡방향 리셉턴스에서는 헤드의 응답이 웨브에서의 응답보다 크게 측정되었다. 이론해에 의한 리셉턴스에서도 푸트보다는 헤드에서의 응답이 지배적이어서 헤드에서의 응답만을 고려하였다. 상하방향에서는 침목 사이의 위치에 따라서 리셉턴스의 변화가 비교적 뚜렷하게 나타났지만 횡방향에서는 위치의 영향이 상하방향보다 적어서 침목 위치나 침목 사이 위치에서의 리셉턴스가 거의 비슷하게 측정되었다. Fig. 6에 이론해와 실험 결과를 도시하였는데 이론해에서는 레일이 연속적으로 지지된 모델을 사용하였으므로 저주파 영역에서 실험과 이론의 차이가 발생하였다.

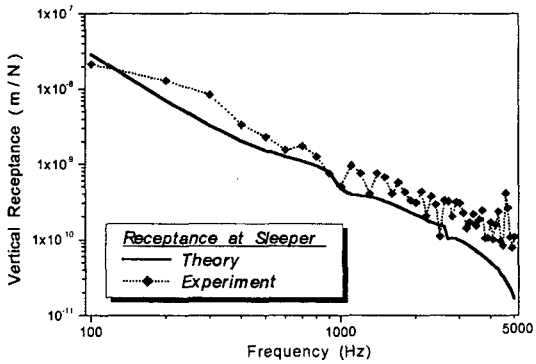

Fig. 5 Comparison of vertical receptance of theory with experiment

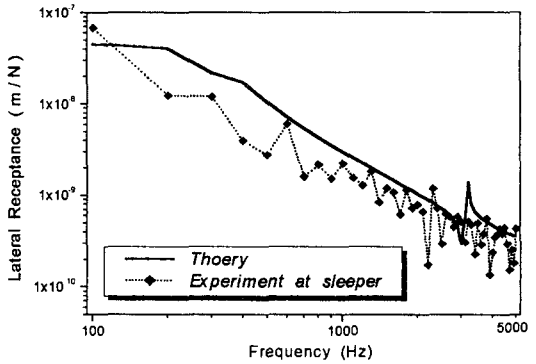

Fig. 6 Comparison of lateral receptance of theory with experiment

3. 차륜과 레일의 방사 해석

리셉턴스 방법을 사용하여 차륜과 레일 사이의 접촉력을 이론적으로 구하고 실제 주행 중에 측정된 레일의 거칠기를 고려하여 FEM에서 차륜과 레일의 진동 응답을 계산하였다. 계산된 진동량을 이용하여 음향파워를 구하고 BEM으로 방사 해석을 수행하였다.

3.1 차륜의 방사해석

3.1.1 차륜 모델링과 고유진동수 해석

KTX 차량의 차륜에 의한 방사 해석을 하기 위해 먼저 FEM으로 진동 해석을 수행하였다. 상용 유한요소 프로그램인 I-DEAS를 사용하여 실제 차륜을 3096개의 절점과 2351개의 요소로서 모델링하였다. 그리고, 차륜의 축이 통과하는 위치에서 고정된 경계조건을 사용하여 차륜의 고유진동수 해석을 수행하였다. 축대칭 모드를 제외하면 모드 형상이 같은 고유진동수가 쌍으로 나타나는 것을 볼 수 있었으며 차륜의 축대칭 단면과 세 번째 모드 형상을 Fig. 7에 도시하였다.

Fig. 7 Axisymmetric cross section and 3rd mode shape of KTX wheel

3.1.2 레일의 실제 거칠기와 접촉력

리셉턴스 방법으로 앞 절에서 구한 상하방향과 횡방향의 접촉력은 레일 거칠기가 단위 크기를 가지는 경우에 대하여 구한 것이지만 실제 레일의 거칠기는 주행속도에 의해 주파수에 따라서 달라지게 된다. 보통 실험적으로 측정된 레일의 거칠기는 $0.1\times10^{-6}\sim30\times10^{-6}$m의 범위를 가진다고 알려져 있다.[2] 본 연구에서는 Fig. 8과 같이 차량이 145km/h로 주행할 때 측정된 레일의 거칠기 데이터를 선형 보간하여 사용하였다. 실제 레일의 거칠기가 고려된 접촉력은 거칠기의 영향으로 약 1kHz

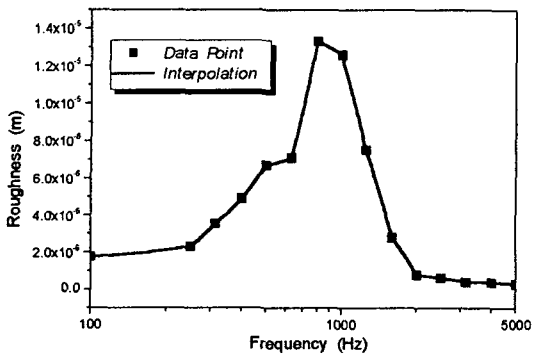

Fig. 8 Roughness measurement for 145km/h

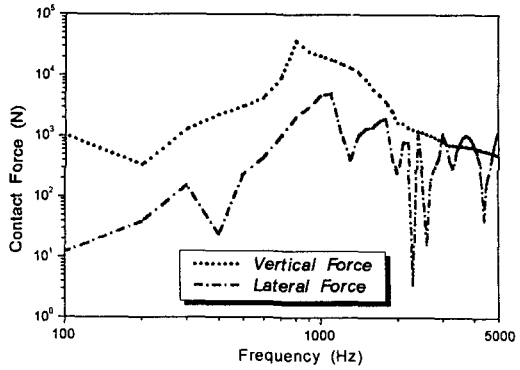

Fig. 9 Contact forces with respect to typical rail roughness for 145km/h

근처에서 많이 가중된 형태를 Fig. 9에서 볼 수 있다. 대상 레일이 Fig. 8과 같은 거칠기를 가진다고 가정하고 계산된 접촉력으로 가진하여 각 방향에 따른 차륜의 변위 응답을 구하였다. 고유진동수 근처에서의 응답은 모드 형상과 일치하고 고주파 영역으로 갈수록 림과 웨브의 변형이 복잡하게 나타나는 것을 볼 수 있었다.

3.1.3 차륜의 음향파워 계산

차륜의 음향파워는 접촉력에 의한 차륜의 변위를 속도경계조건으로 사용하여 구할 수 있다. 즉, 진동 변위를 I-DEAS Universal 파일 형식으로 SYSNOISE에 입력하면 자동적으로 속도경계조건으로 변환된다. 일반적으로 차륜과 레일에 의한 전동소음의 관심주파수는 100~5000Hz 사이의 범위에 있다. 그러므로, BEM으로 음향파워를 구할 때 BEM mesh의 최대주파수 한계(f_{max})를 고려해야 한다. FEM mesh로는 주파수 한계로 인하여 음향해석에 오차가 많이 발생하므로 최대주파수를 높이기 위해 축대칭 BEM mesh를 사용하여 5000Hz까지 해석이 가능하도록 하였다. 이러한 방법으로 구한 차륜의 음향파워를 Fig. 10에 나타내었다.

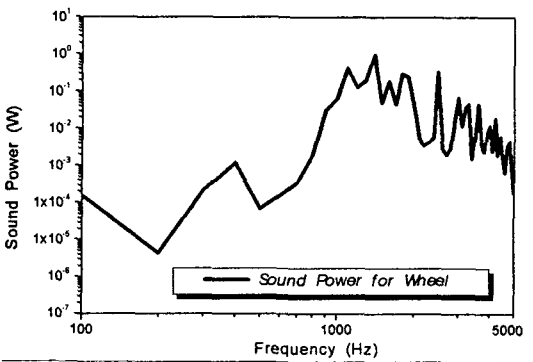

Fig 10. Sound power by wheel vibration

3.1.4 수음점에서의 음압레벨

차륜의 방사에 의한 수음점에서의 음압을 계산하기 위해서 차륜을 앞에서 계산된 음향파워(W)를 가지는 점음원으로 가정하고 2차원 문제로 해석을 수행하였다. 또한, 지표면의 영향을 고려하기 위해 지표면을 선(line) 요소로 모델링하고 임피던스를 입력하였다. 지표면의 임피던스는 지표면(흙)의 유동저항을 이용하여 주파수에 따른 값을 구하였다. Fig. 11에 음원에서 2m, 20m 떨어져 있고 높이가 1.5m인 위치에서 차륜의 방사에 의한 음압을 나타내었다. 약 1kHz 근처의 주파수에서 가장 큰 음압레벨이 나타난 것을 볼 수 있고 거리가 멀어지면 대체로 음압이 감소하였지만 거리가 멀어져도 음압이 커지는 구간을 볼 수 있는데 이것은 지표면 반사의 영향 때문이라고 생각된다. Fig. 12에서는 145 km/h로 주행할 때 측정된 실험 결과와 해석에 의한 음압을 비교하였다. 전체 소음도에 대한 차륜의 영향을 파악해 볼 수 있고 레일의 방사에 의한 기여도가 포함되어야 하겠다.

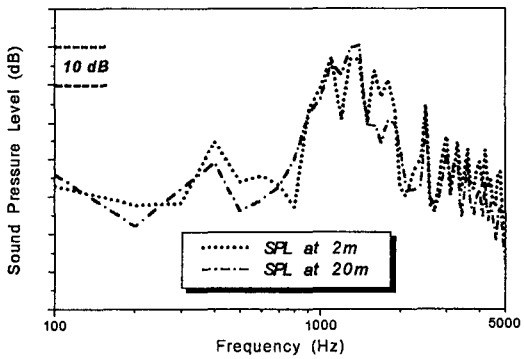

Fig. 11 Sound pressure level at 2m and 20m by wheel radiation

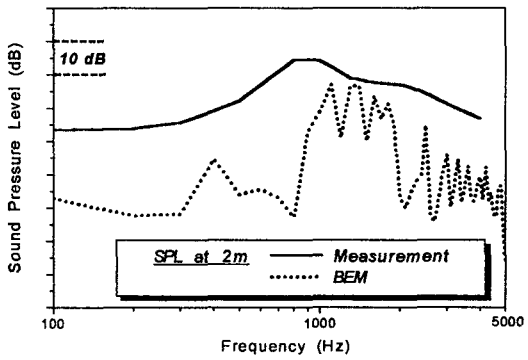

Fig. 12 Comparison of SPL at 2m of BEM with measurement

3.2 레일의 방사 해석

차륜과 같은 방법으로 실제 레일의 거칠기가 고려된 접촉력으로 FEM에서 레일의 진동 응답을 계산하고 BEM으로 방사 해석을 수행하였다.

3.2.1 FEM을 이용한 레일의 진동 해석

KS 60kg 레일의 형상을 이용하여 레일을 보(beam) 요소로 모델링하고 침목 위치에서만 지지된 주기지지 경계조건을 사용하여 진동해석을 수행하였다. Fig. 13과 같이 패드와 발라스트는 병진과 회전방향의 강성을 가지는 스프링 요소로, 콘크리트 침목은 질량으로 모델링하였고 입력된 자료는 Table. 1에 나타내었다. 이와 같은 레일 모델을 사용하여 고유진동수 해석을 수행한 결과, 스프링의 병진 모드가 나타나고 레일의 상하방향, 횡방향 굽힘 모드가 많이 발생하였다. 상하방향보다는 횡방향 굽힘 모드가 많이 발생하였는데 이것은 상하방향 패드의 강성이 횡방향보다 훨씬 크기 때문이다. 그리고, 레일을 실제 거칠기가 고려된 접촉력으로 가진하여 속도 응답을 구하였다. 침목 사이의 간격은 0.698m이고 가진 위치는 침목과 침목 사이의 가운데 절점으로 선택하였다.

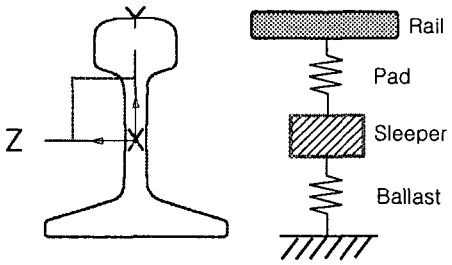

Fig. 13 KS 60kg rail cross section and discrete rail support at sleeper

Table. 1 Values of parameters of pad, sleeper and ballast

	Vertical (Y)	Lateral to rail (Z)	Longitudinal to rail (X)
Translations			
Pad stiffness	280 MN/m	50 MN/m	50 MN/m
Sleeper mass	110kg	110 kg	110kg
Ballast stiffness	180 MN/m	79.2 MN/m	39.6 MN/m
Rotations			
Pad stiffness	260kNm/rad	703kNm/rad	469kNm/rad
Ballast stiffness	10MNm/rad	1.31MNm/rad	10MNm/rad

3.2.2 레일의 음향파워 계산

레일의 음향파워는 FEM에서 계산한 각 절점에서의 속도와 실험적으로 얻어진 방사효율을 이용하여 구하였다. 진동하는 구조물의 음향파워를 계산하는 식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\Pi = \sigma \rho c A \langle v^2 \rangle \qquad (2)$$

위 식에서 σ는 방사효율, ρ는 공기의 밀도, c는 공기 중에서 소리의 전파속도, A는 구조물의 표면적, v는 방사표면 속도의 평균값이고 레일의 방사효율은 실험을 통하여 통계적으로 얻어진 식 (3)을 사용하였다.[3] 가진 위치를 침목과 침목 사이의 가운데 절점으로 선택하였기 때문에 접촉력에 의한 레일의 속도는 침목 사이의 길이 안에서 크다고 가정하고 상하방향, 횡방향으로 나누어 절점 속도의 제곱을 평균하여 $\langle v^2 \rangle$을 구하였다.

$$\sigma_r = \frac{2}{[1 + \{630/f\}^3]} \qquad (3)$$

그리고, 레일의 표면적은 상하방향에서는 레일 헤드와 푸트의 폭을 각각 침목 간격과 곱한 후 더하여 구하였고 횡방향에서는 레일의 높이와 침목 간격을 곱하여 계산하였다. 상하방향과 횡방향 음향파워를 더하여 구한 레일의 음향파워를 Fig. 14에 나타내었다. 보통 레일은 상하방향의 거동이 횡방향보다 크기 때문에 주로 상하방향을 고려해 왔는데[4] Fig. 14에서도 상하방향의 음향파워가 지배적인 것을 볼 수 있고 Fig. 10에 나타난 차륜의 음향파워와 비교하면 약 1kHz 미만의 영역에서 레일의 파워가 크게 나타난 것을 볼 수 있다.

3.2.3 수음점에서의 음압레벨

이 과정은 레일의 음향파워를 계산한 후, 차륜과 동일하게 점음원으로 가정하여 계산하였다. Fig. 15를 살펴보면 차륜에 의한 방사와 비슷하게 약 1kHz 근처에서 가장 큰 음압을 나타내었고 지표면 반사의 영향으로 거리가 멀어져도 음압이 증가하는 영역을 볼 수 있다. 그리고, 음압분포에서 나타나는 피크들은 FEM 해석에서 구한 레일의 고유특성인 리셉턴스의 피크와 대체로 일치하는 경향을 보였다.

3.3 차륜과 레일의 음향 방사

앞에서 차륜과 레일을 분리하여 각각의 진동 특성을 파악하고 방사되는 소음을 계산하였다. 마지막으로, 차륜과 레일의 방사 음압을 더한 전체 소음도를 계산하여 Fig. 16에 나타내었다. 음원에서 20m 떨어진 위치에서의 음압분포를 살펴보면 음향

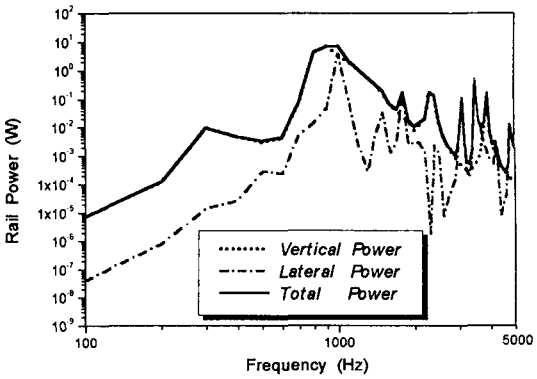

Fig. 14 Sound Power by rail vibration

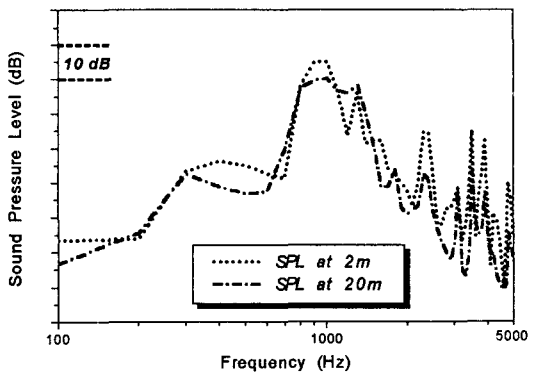

Fig. 15 Sound pressure level at 2m and 20m by rail radiation

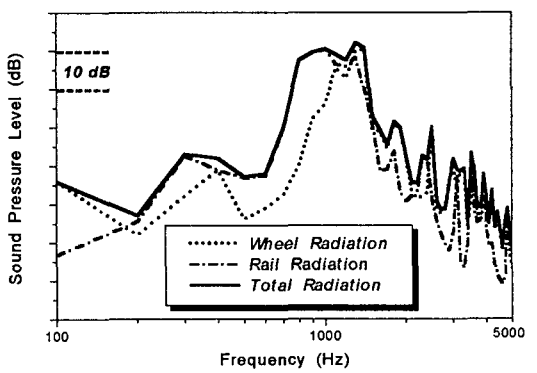

Fig. 16 Total Sound pressure level at 20m

파워의 경우와 비슷하게 약 1kHz 미만의 주파수 영역에서는 레일의 기여도가 크게 나타나고 고주파로 갈수록 차륜과 레일이 비슷한 분포를 보이고 있다. 참고문헌 [3]에서도 이와 같은 결과를 볼 수 있다. Fig. 17에는 차륜과 레일에 의한 전체 소음도를 145km/h로 주행할 때 측정된 실험 데이터와

비교하여 옥타브 밴드로 표시하였다. 주파수에 따른 전체적인 소음 분포는 비교적 일치하고 있지만 BEM에서 계산한 결과가 특히, 저주파 영역에서 작게 나타난 것을 볼 수 있다. 이러한 결과는 차륜과 레일을 점음원으로 가정하여 해석하였고 거칠기 데이터와 레일의 지지조건에 대한 입력자료의 정확성 문제 등에 원인이 있다고 생각된다. 또한, 레일의 방사효율을 이용하여 근사적인 방법으로 음향파워를 구하였기 때문에 오차가 발생하였다.

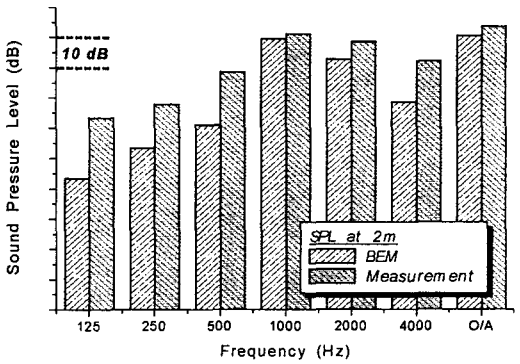

Fig.17 Comparison of BEM with measurement

3.4 고속 주행시의 소음도 예측

일반적으로 전동소음의 관심 주파수는 약 100~5000Hz 범위에 있다. 이러한 주파수 범위에서 주어진 주행속도에 대한 거칠기 파장의 범위는 식 (4)를 사용하여 구할 수 있다.

$$v = \lambda \times f \qquad (4)$$

위 식을 사용하면 주행속도가 145km/h인 경우에 관심주파수에 해당하는 파장은 약 8~400mm 범위에 있는데 보통 10~300mm 범위에 있는 파장이 진동,소음 발생에 중요한 영향을 미친다고 보고되어 있다.[2] 따라서, 주행속도가 350km/h일 경우에 파장의 범위를 145km/h일 때와 같은 범위로 가정하고 거칠기 데이터를 속도의 증가만큼 주파수에 대하여 이동시키면 Fig. 18과 같이 나타낼 수 있다. 레일이 이와 같이 이동된 거칠기를 가진다고 가정하여 앞에서의 과정과 동일하게 차륜과 레일에 의한 소음도를 예측해 보았다. Fig. 19에서 속도가 증가함에 따라 고주파 영역에서 높은 소음도가 나타난 것을 볼 수 있고 O/A 값이 약 8dB 증가하였다. 이러한 결과를 80km/h 이상으로 주행하는 차량에 대하여 속도 증가에 따른 차륜과 레일에 의한 소음의 증가를 표현하는 식 (5)에서 계산한 값과 비교하면 약 2dB 정도의 차이가 발생하였다. 이것은 350km/h로 주행한다고 가정했을 때, 단순히 선형관계만을 고려하여 거칠기를 이동시켜서 저주파에서 소음도가 매우 낮게 예측되었기 때문이다.

$$\Delta L_p = 2.5 \times 10 \log (v_1 / v_o) \qquad (5)$$

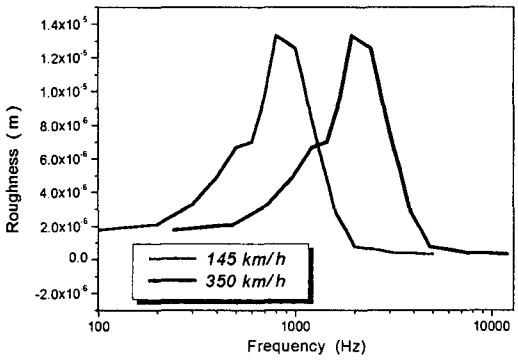

Fig. 18 Shifted roughness data due to velocity increase

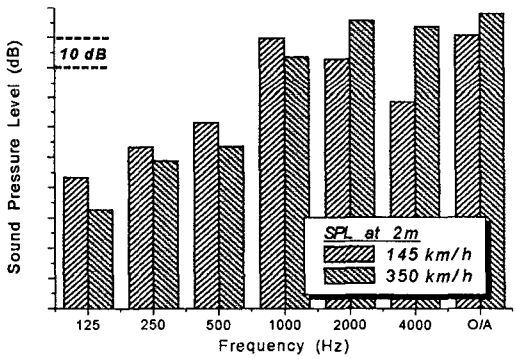

Fig. 19 Prediction of sound level for 350km/h

4. 결 론

본 연구에서는 리셉턴스 방법으로 차륜과 레일의 동특성을 살펴보고 진동에 의해서 방사되는 소음을 FEM과 BEM을 사용하여 예측하였다.

1) Remington 모델을 사용하여 차륜과 레일의 접촉 메커니즘을 정의하고 리셉턴스를 구하여 접촉력을 유도하였다. 그리고, 주파수에 일정하지 않은 레일의 특정한 거칠기를 대상 레일에 적용하여 접촉력을 구하고 실제 차륜과 레일 모델의 가진력으로 사용하였다. 이러한 레일의 거칠기가 고려되었을 때, 접촉력은 주파수에 따른 거칠기의 크기에 의해 가중되어 나타났다. 이 리셉턴스 방법을 이용한 해석에서는 차륜과 레일 사이의 미소 거칠기를

진동과 소음을 유발시키는 가장 중요한 입력 자료로 사용하였다. 따라서, 차륜과 레일의 표면 조건이 전동소음에 매우 중요한 영향을 미치므로 300km/h 이상의 속도로 주행하는 차량에서 발생하는 진동과 소음 특성을 파악하기 위해서는 주행속도에 따른 거칠기의 측정이 매우 중요하다고 하겠다. 또한, 레일은 침목 위치에서 패드, 발라스트 등에 의하여 주기 지지되므로 각 요소의 특성에 대한 정확한 입력 자료와 실험적 검증도 요구된다.

2) 방사 해석을 위해 차륜은 KTX 차량의 차륜을 사용하고 레일은 KS 60kg 레일을 모델링하여 사용하였다. 먼저 FEM으로 차륜과 레일의 진동 특성을 파악하고 접촉력에 의한 변위 또는 속도 분포를 구하였다. 이렇게 계산된 진동량을 이용하여 음향파워를 구하고 차륜 및 레일을 점음원으로 가정하여 방사 음압을 계산하였다. 점음원에 의한 방사를 실험과 비교하였을 때 방사 음압이 작게 계산된 오차를 보이기도 하였지만, 특정한 레일의 거칠기가 고려된 경우의 방사 해석을 수행하여 비교적 실험과 일치하는 결과를 예측할 수 있었다. 예를 들어, 본 연구에서와 같이 소음도가 높게 나타나는 주파수 영역을 예측하고 고주파음이 전동소음에 영향을 많이 미치게 될 때, 이러한 경우에 차량의 차음성능을 높이면 실내소음 저감에 효과적일 것이다.

참고문헌

[1] 김정태 외 4인, 1998, "저소음 철도차량 설계를 위한 핵심 기본기술연구", 한국과학재단 '96 특정기초연구(95-0200-15-01-3) 제 3차년도 보고서

[2] Thompson, D. J., 1996, "On the Relationship between Wheel and Rail Roughness and Rolling Noise, "Journal of Sound and Vibration, Vol. 193, No. 1, pp. 149-160.

[3] Remington, P. J., 1987, "Wheel/Rail Rolling Noisel : Theoretical analysis," Journal of Acoustic Society of America, Vol. 181, No. 6, pp. 1805-1832.

[4] Remington, P. J., 1986, "Wheel/Rail Rolling Noise : What do we know: What don't we know Where do we go from here?,Journal of Sound and Vibration, Vol. 112, No. 2, pp. 339-353.

[5] Thompson, D. J., 1991, "Wheel-Rail Noise Generation, Part I : Introduction and Interaction Model,"Journal of Sound and Vibration, Vol. 161, No. 3, pp. 387-400.

[6] Thompson, D. J., 1991, "Wheel-Rail Noise Generation, Part II: Wheel Vibration," Journal of Sound and Vibration, Vol. 161, No. 3, pp. 401-419.

[7] Thompson, D. J., 1991, "Wheel-Rail Noise Generation, Part III: Rail Vibration," Journal of Sound and Vibration, Vol. 161, No. 3, pp. 421-446.

[8] Knothe, K, L., Grassie, S. L., 1993, " Modelling of Railway Track and Vehicle/ Track Interaction at High Frequencies," Vehicle System Dynamics, Vol. 22, pp. 209-262

[9] NIT, "SYSNOISE Rev 5.4 User's Manual"