

배열 마이크로폰을 이용한 레일 방사 소음 측정에 관한 이론 해석

Theoretical Analysis on the Array Microphone Measurement for Noise from Rails

유정수[†], 장승호^{*}, 권휴상^{**}

(Jungsoo Ryue,[†] Seungho Jang,^{*} and Hyu-Sang Kwon^{**})

울산대학교 조선해양공학부, *한국철도기술연구원 에코시스템연구실, **한국표준과학연구원 유동음향센터
(접수일자: 2014년 3월 3일; 수정일자: 2014년 4월 18일; 채택일자: 2014년 5월 19일)

초 록: 본 논문에서는 철도 전동 소음의 주요 소음원인 레일 소음의 방사 특성을 이론적으로 해석하고 배열 마이크로폰을 이용한 레일 소음 측정 시 발생하는 현상들에 대해 이론적으로 고찰하였다. 철도 궤도는 국내 고속철도 콘크리트 도상 궤도를 대상으로 하였으며, 레일에 고속의 이동 하중이 작용하는 경우에 대한 진동 및 소음 방사 특성을 해석하였다. 본 연구를 통해 이동 하중이 작용할 때 발생하는 레일의 소음 방사 특성을 파악하였으며, 배열 마이크로폰을 이용한 레일 소음 측정시 빔 각도가 배열 마이크로폰 출력 음압에 중요하게 작용함을 확인하였다. 따라서 배열 마이크로폰을 이용해 레일 소음을 규명하기 위해서는 레일의 방사 특성을 반영한 배열 마이크로폰 빔 각도 설정이 필요함을 이해하였다.

핵심용어: 레일 소음, 이동 하중, 배열 마이크로폰

ABSTRACT: In this paper, rail vibration and its sound radiation are investigated, then the rail noise measurement by using microphone array is explored theoretically. A concrete slab track for domestic high speed trains is modeled as a Timoshenko beam on elastic support, regarding the moving of the excitation force on the rail. From the radiation characteristics of rail noise generated by a line source, the effect of moving load on sound radiation is obtained. Also it is found that the beam angle of the microphone array is a prominent factor to measure the rail noise level reliably because the rail noise propagates as a plane wave. In this investigation, a proper beam angle for the rail noise measurement by microphone array is suggested.

Keywords: Rail noise, Moving load, Microphone array

PACS numbers: 43.40.-k

1. 서 론

철도 차량이 궤도를 따라 주행할 때 발생하는 소음은 전동 소음(rolling noise), 공력 소음(flow noise) 그리고 동력 소음(engine noise)으로 구분할 수 있다. 이 중 약 250 km/h 이하의 주행 속도 구간에서는 전동 소음이 주요 소음 성분으로 작용한다.^[1] 일반적인 자갈 도상 궤도(ballasted track)의 경우, 침목(sleeper)과 레

일, 그리고 차륜이 전동 소음에 기여하는 주요 소음원으로 작용한다. 전동 소음의 주파수 대역 별 특성은, 대략 300 ~ 400 Hz 이하의 저주파수 대역에서는 침목에서, 약 400 ~ 2000 Hz까지는 레일에서, 그리고 약 2000 Hz 이상의 주파수 대역에서는 차륜에서 발생하는 소음이 지배적이다.^[1,2] 따라서 철도 전동 소음을 효과적으로 예측하고, 저소음화하기 위해서는 이들 각 소음원에 대한 진동 및 소음 특성을 파악하는 것이 선행되어야 한다. 특히, 전동 소음의 총합 소음수준(overall noise level)에 레일 방사 소음이 가장

[†]Corresponding author: Jungsoo Ryue (jsryue@ulsan.ac.kr)
School of Naval Architecture and Ocean Engineering, University of Ulsan, 93 Daehak-Ro, Nam-Gu, Ulsan 680-749, Republic of Korea
(Tel: 82-52-259-2168, Fax: 82-52-259-2677)

크게 기여하는 것으로 알려져 있으므로 전동 소음을 해석 및 저감하기 위해서는 레일 소음의 방사 특성에 대한 이해가 요구된다.

주행 시 발생하는 철도 소음의 주요 소음원 위치와 그 강도를 실험을 통해 규명하기 위해 최근에는 배열 마이크로폰을 이용한 철도 소음 측정이 활발히 이루어지고 있다.^[3,4] 그러나 참고문헌 5와 6에 소개된 측정 및 연구 사례를 보면, 차륜에서 방사되는 소음은 그 위치와 강도가 배열 마이크로폰으로 신뢰성 있게 측정되는데 반해 레일에서 방사되는 소음의 경우 배열 마이크로폰으로 측정된 레일 소음의 수준이 예측보다 낮게 나타나는 것으로 보고되고 있다. 배열 마이크로폰을 이용한 측정 시 레일 소음이 실제보다 낮게 나타나는 원인으로는 레일이 점음원(point source)이 아닌 선음원(line source)으로 작용하기 때문으로 예상되고 있다.

본 연구에서는, 배열 마이크로폰을 이용한 측정에서 레일 방사 소음의 기여도가 실제보다 낮게 측정되는 현상에 대해 이론적으로 검토하였다. 즉, 소음원의 방사 특성에 대한 해석과 배열 마이크로폰을 이용한 레일 소음 측정 및 측정 알고리즘에 대한 이해를 통해 배열 마이크로폰에서 레일 소음이 측정될 때의 문제점을 규명하고자 하였다.

II. 레일 방사 소음 이론 해석

2.1. 레일 진동 해석

전동 소음 관점의 철도 궤도 모델링에 관해서는 참고문헌 1과 7에 소개되어있다. 본 연구에서는 국내 고속 철도 콘크리트 슬라브 궤도를 대상으로 하

였기에 레일과 레일 패드로 구성된 1단 연속 지지 궤도 모델을 선택하였다. 레일은 Timoshenko 보로 가정하였으며, 레일 패드를 연속 지지 구조로 가정 하였다. 해석에 사용한 궤도 물성치는 국내 고속 철도 궤도에 대한 물성치 측정 자료를 바탕으로 설정하였으며, 그 값은 Table 1에 나타내었다.^[7,8]

연속 탄성 지지된 Timoshenko 보의 운동 방정식은 레일의 수직 방향 변위 $u(x, t)$ 에 관한 4차 미분 방정식으로 표현된다.^[1]

$$EI \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} - \left[\frac{EIK}{GA\mu} + \rho I \left(\frac{E}{G\mu} + 1 \right) \frac{\partial^2}{\partial t^2} \right] \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + Ku + \left(\rho A + \frac{\rho IK}{GA\mu} \right) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \frac{\rho^2 I}{G\mu} \frac{\partial^4 u}{\partial t^4} = 0. \quad (1)$$

여기서 $u(x, t)$ 는 레일의 수직 방향 변위, M 은 레일의 수직 방향 굽힘 모멘트, Q 는 전단력, E 는 Young 계수, G 는 전단 계수, I 는 질량 관성모멘트, μ 는 단면의 전단 계수, K 는 지지 구조의 단위 길이 당 강성이다.

레일의 $x=0$ 지점에 수직 방향으로 조화 가진력 $F e^{i\omega t}$ 이 작용하는 경우 해 $u(x, t) = \bar{u}(x) e^{i\omega t}$ 를 Eq.(1)의 운동 방정식에 대입하고 Fourier 변환하면 Eq.(2)와 같다.

$$(\kappa^4 + C_1 \kappa^2 + C_2) \bar{U}(\kappa) = \frac{F}{GA\mu} (\kappa^2 + C_3). \quad (2)$$

여기서

$$C_1 = \frac{K}{EI} \left(\frac{\rho A}{EI} + \frac{\rho K}{EGA\mu} \right) \omega^2 + \frac{\rho^2}{EG\mu} \omega^4, \quad (3)$$

$$C_2 = \frac{K}{GA\mu} - \left(\frac{\rho}{G\mu} + \frac{\rho}{E} \right) \omega^2, \quad (4)$$

$$C_3 = \frac{GA\mu}{EI} \left(1 - \frac{\rho I \omega^2}{GA\mu} \right) \quad (5)$$

이며, κ 는 파수(wavenumber)이다. Eq.(1)의 운동 방정식에 레일과 레일 패드의 감쇠를 고려한다면 물성치 E, G, K 에 $(1 + i\eta)$ 를 곱해주어야 한다. Eq.(2)로부터

Table 1. Parameters for a railway track that are used in FE analysis.

Rail bending stiffness (vertical)	EI	6.42 MNm ²
Rail shear stiffness (vertical)	GA	615 MN
Rail mass per unit length	ρA	60.3 kg/m
Rail rotational inertia	ρI	0.24 kg m
Damping loss factor of rail	η_r	0.02
Rail shear coefficient	μ	0.34
Railpad stiffness	K	110 MN/m
Damping loss factor of railpad	η_p	0.3

파수 영역의 변위 $\bar{U}(\kappa)$ 를 구하면

$$\bar{U}(\kappa) = \frac{F}{GA\mu} \left(\frac{\kappa^2 + C_3}{\kappa^2 + C_1\kappa^2 + C_2} \right) \quad (6)$$

이다. Eq.(6)을 역 Fourier 변환하면 $\bar{u}(x)$ 는 Eq.(7)과 같이 적분식으로 표현된다.

$$\bar{u}(x) = \frac{F}{2\pi GA\mu} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\kappa^2 + C_1}{\kappa^4 + C_2\kappa^2 + C_3} e^{-i\kappa x} d\kappa. \quad (7)$$

Eq.(7)의 적분식을 유수 정리(residue theorem)를 이용하여 구하면

$$\begin{aligned} \bar{u}(x) &= \frac{-F}{2\pi GA\mu} 2\pi i \sum_{n=1}^2 Res(\kappa_n) \text{ for } x \leq 0 \\ &= \frac{F}{2\pi GA\mu} 2\pi i \sum_{n=3}^4 Res(\kappa_n) \text{ for } x \geq 0 \end{aligned} \quad (8)$$

이다.

실제 철도 전동 소음은 주행 중인 차륜과 레일의 작용에 의해 발생하므로, 레일에 작용하는 수직 방향 조화 하중이 레일을 따라 일정 속도 V 로 이동하는 경우를 고려하면 레일에 작용하는 가진력은

$$F\delta(x - Vt)e^{i\omega t} \quad (9)$$

으로 쓸 수 있다. 따라서 Eq.(2)의 운동방정식은

$$(\kappa^4 + C_1'\kappa^2 + C_2')\bar{U}(\kappa) = \frac{F}{GA\mu}(\kappa^2 + C_3') \quad (10)$$

이 되며 여기서 C_1' , C_2' 그리고 C_3' 은 Eqs.(3)~(5)의 C_1 , C_2 , C_3 에서 ω 대신 $\omega + \kappa V$ 를 가지는 계수이다. Eq.(10)으로부터 얻어진 $\bar{U}(\kappa)$ 에 Eq.(7)의 역 Fourier 변환을 이용해 Eq.(8)과 같은 형태의 $\bar{u}(x)$ 를 구할 수 있다.

속도 V 로 이동하는 하중에 의해 발생하는 파동의 파수, 즉 Eq.(7)의 극점(pole) κ_n 은 Eq.(10)의 우변을 0으로 두고 풀어 구할 수 있다. 이동 하중이 작용할 때 레일을 따라 전파되는 파동의 파수를 근사화하여

$$\kappa = \kappa_0(1 + \varepsilon), \quad (11)$$

로 쓸 수 있으며, 여기서 κ_0 는 정지 하중이 작용할 때, 즉 $V=0$ 일 때의 파수를 나타낸다. 따라서 Eq.(11)을 Eq.(10)의 좌변에 대입하여 좌변이 0이 되도록 하는 ε 을 구하면

$$\varepsilon \approx \frac{\beta_1\kappa_0^2\omega V + \beta_2\omega V + 2\beta_3\omega^2 V}{2\kappa_0^3 + C_2 - 2\beta_1\kappa_0\omega V} \quad (12)$$

와 같으며, 여기서

$$\begin{aligned} \beta_1 &= \frac{\rho}{G\mu} + \frac{\rho}{E}, \\ \beta_2 &= \frac{\rho A}{EI} - \frac{\rho K}{EG\mu}, \\ \beta_3 &= \frac{\rho^2}{EG\mu} \end{aligned} \quad (13)$$

이다. Fig. 1에는 레일을 따라 $V=111 \text{ m/s}$ (=400 km/h)로 이동하는 단위 가진력에 의해 500 Hz에서 발생하는 레일의 수직 방향 변위의 비를 정지 하중, 즉 $V=0 \text{ m/s}$ 의 경우와 비교하여 나타내었다. Fig. 1로부터 이동 하중이 작용하는 경우 음의 x 방향으로 진행하는 파동의 파장은 길어지고 양의 x 방향으로 진행하는 파동의 파장은 짧아짐을 알 수 있다. 또한 레일 진동이 양의 x 구간 보다 음의 x 구간에서 더 크게 발

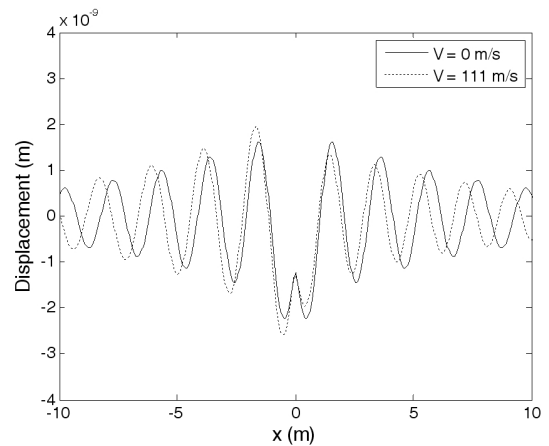


Fig. 1. Vertical displacement of the rail for a unit stationary and moving loads at 500 Hz.

생함을 확인할 수 있다.

2.2. 레일 방사 소음 해석

레일에서 방사되는 소음은 2.1절에서 구한 진동 해석 결과를 이용해 계산할 수 있다. 수직 방향 외력에 의해 발생하는 레일 방사 소음은 레일 단면이 놓인 y-z 평면에서 무지향 특성을 갖는 것으로 알려져 있다.^[1] 따라서 레일을 길이 방향으로 분포된 단극자 점음원으로 가정하고 Eq.(14)에서 구한 레일의 수직 방향 속도를 점음원의 강도로 이용하면 각각의 점음원에서 방사되는 소음을 합산해 레일 소음의 방사 특성을 구할 수 있다.^[5,6]

레일의 진동은 레일을 따라 전파하는 파동에 의해 발생하므로, 길이 방향(x 방향)으로 분포된 점음원들의 거리에 따른 위상 관계를 해석에 반영하여야 한다. 레일을 N 개의 분포된 점음원으로 가정하고, 수음점 \mathbf{r}_m 에서의 음압을 표현하면 Eq.(14)와 같다.

$$p(\mathbf{r}_m) = i\rho_0 c_0 k \sum_{n=1}^N \frac{Q_n}{4\pi|\mathbf{r}_{mn}|} e^{-ik|\mathbf{r}_{mn}|}, \quad (14)$$

여기서 ρ_0 와 c_0 는 각각 공기의 밀도와 음파 전파 속도이며 k 는 음파의 파수, $|\mathbf{r}_{mn}|$ 은 n 번째 점음원과 m 번째 수음원 사이의 거리를 나타낸다. Eq.(14)에서 각 점음원의 강도 Q_n 은 레일의 진동 속도이므로 Eq.(15)와 같은 위상 관계를 갖는 코히어런트 음원(coherent source)으로 모델링할 수 있다.

$$Q_n = Q_0 (A_1 e^{-i\kappa|x|} - iA_2 e^{-\beta_2|x|}), \quad (15)$$

여기서 κ 는 Eq.(11)에 나타낸 레일을 따라 전파하는 파동(propagating wave)의 파수이며, β_2 는 근접장 파동(near-field wave)의 파수, 그리고 Q_0 는 $x = 0$ 지점의 점음원이 가지는 강도를 나타낸다. Eq.(14)는 레일에 분포된 음원을 단극자 점음원으로 가정한 것이며, 지면에 의한 레일 소음의 흡수와 반사 등은 주로 수백 Hz 이하의 저주파수 대역 소음 특성에 영향을 미치는 것으로 알려져 있어 본 연구에서는 해석에 반영하지 않았다.^[1]

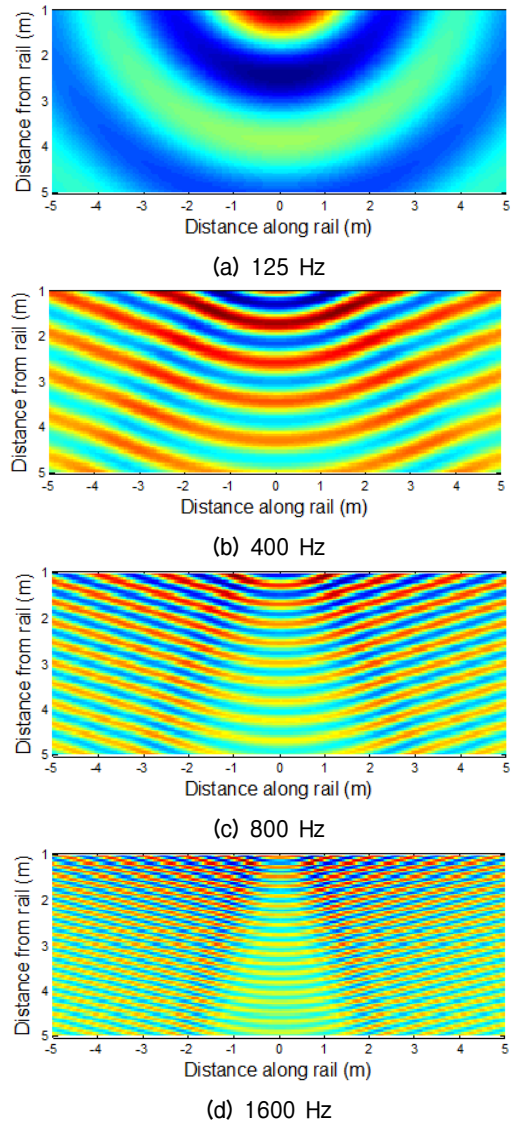


Fig. 2. Pressure distributions radiated from the rail when a stationary load is applied.

Fig. 2에는 레일에 정지된 조화 하중이 작용할 때, 레일 가진점을 중심으로 좌우 5 m, 그리고 레일로부터의 이격 거리 5 m인 영역에서 해석한 레일 방사 소음 분포를 몇 개 주파수에 대해 나타내었다. Fig. 2(a)의 125 Hz 음압 분포에서는 레일 소음이 가진점을 중심으로 동심원을 그리는 전형적인 단극자 점음원의 특성을 보이고 있다. 본 연구에서 다루는 Table 1에 제시된 궤도의 경우, 약 300 Hz 이하 주파수 대역에서는 레일에 존재하는 파동이 모두 근접장 파동으로 존재하므로,^[9] 300 Hz 이하에서는 가진점 부근에서만 레일 진동이 발생한다. 따라서 300 Hz 이하 주파

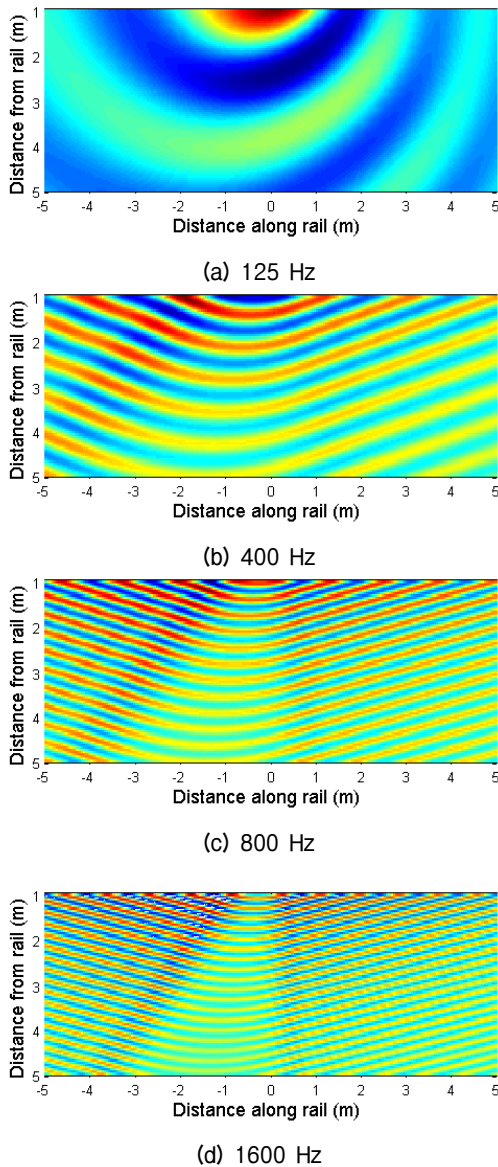


Fig. 3. Pressure distributions radiated from the rail when a moving load of 400 km/h is applied.

수 대역에서는 Fig. 2(a)와 같은 소음 방사 형태를 갖게 된다. Fig. 2(b)에 보인 400 Hz의 경우에는 가진점을 기준으로 일정 각도 구간에서는 단극자 점음원과 유사한 구면파의 방사 특성을 보이는 반면 방사 각도가 가진점에서 좌우로 커질수록 평면파 형태로 소음이 방사됨을 볼 수 있다. Figs. 2(c)와 (d)에 나타난 800 Hz와 1600 Hz에서도 Fig. 2(b)와 유사한 평면파 방사 특성을 확인할 수 있다. 또한 300 Hz 이상에서는 레일 소음이 특정 각도로 더 높게 방사되는 것을 볼 수 있으며 주파수가 증가할수록 이 각도가 점차 좁

아지는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 2에 제시된 해석 결과로부터, 레일이 저주파수에서는 가진점 부근에서만 소음 방사가 발생하는 단극자 점음원의 형태를 보이지만 레일에 진행파가 cut-on되는 약 300 Hz 이상 주파수 대역에서는 레일의 긴 구간이 진동하면서 소음을 발생시키는 단극자 선음원이 됨을 알 수 있다. 이것은 Eq.(14)의 해석 모델에서 길이 방향(x 방향)으로 분포된 점음원들의 거리에 따른 위상 관계가 소음 방사에 중요하게 작용하고 있음을 의미한다.

Fig. 3에는 $V=111$ m/s (= 400 km/h)인 이동 하중에 의해 발생하는 레일 소음의 공간 음압 분포를 나타내었다. Fig. 2와 달리 Fig. 3에는 소음원의 이동에 의해 유기되는 방사 소음의 Doppler 효과가 잘 나타나고 있다. 이동 하중에 의해 발생하는 레일 진동의 변화와 방사 소음의 Doppler 효과로 인해 레일 소음의 지향특성이 변화된 것을 확인할 수 있다. 즉, Fig. 1에 보인 것과 같이 하중의 이동에 의해 레일 후방(음의 x 방향)에서 더 큰 진동이 발생하므로 레일 후방에서 레일 소음이 더 크게 나타나고 있으며, 최대 음압이 발생하는 각도도 음의 x 방향으로 더 기울어진 것을 알 수 있다.

Fig. 3의 결과로부터, 철도 차량 주행 시 발생하는 레일 방사 소음을 배열 마이크로폰을 이용해 측정하고자 하는 경우, 배열 마이크로폰의 빔 각도를 평면파인 레일 방사 소음의 지향각과 일치하도록 설정하는 것이 필요할 것이다. 배열 마이크로폰을 이용한 레일 소음 측정에 관해서는 다음 절에서 다룬다.

III. 레일 소음 측정을 위한 배열 마이크로폰의 해석적 모사

3.1. 배열 마이크로폰 빔 형성

배열 마이크로폰 이용하여 음압을 측정하는 경우 마이크로폰에 측정된 음향 신호의 위상 관계를 활용하여 특정 방향에서 입사되는 소음 성분을 추출해 낼 수 있다. 배열 마이크로폰이 만들어 내는 지향 특성을 빔 형성(*beam forming*)이라고 칭한다.

본 해석에서 사용한 배열 마이크로폰의 제원은 참고문헌 5와 6을 참조하였으며 그 내용은 Table 2와 같

Table 2. Parameters for a microphone array.

Number of microphones	11
Microphone spacing	0.136 m, 0.068 m
Weighting function	Dolph-Tschebyscheff
Distance from rail	5 m

다. 마이크로폰 간 설치 간격은 1250 Hz를 기준으로 저주파수 대역 해석과 고주파수 대역 해석으로 구분해 각각 0.136 m와 0.068 m로 설정하였다. 즉, 0.136 m 간격은 1250 Hz 이하의 낮은 주파수 대역에, 0.068 m 간격은 1250 ~ 2500 Hz 대역 해석에 사용한다.

배열 마이크로폰에 입사되는 음파가 평면파라고 가정하면, 배열 마이크로폰에서 출력되는 음압은

$$s_p(\theta, t) = \sum_{m=1}^M w_m p_m [t - \Delta_m(\theta)] \quad (16)$$

이며, 여기서 w_m 은 공간 가중 함수, p_m 은 m 번째 마이크로폰에서 측정되는 음압, Δ_m 은 m 번째 마이크로폰 채널의 시간 지연, M 은 배열에 사용된 마이크로폰의 개수를 나타내며 θ 는 빔의 지향각을 나타낸다 [Fig. 4(a)]. 각 마이크로폰 채널 사이의 시간 지연 Δ_m 은 빔의 각도에 따라 달라지는데, 첫 번째와 $m+1$ 번째 마이크로폰 사이의 설치 간격을 d_m 이라고 하면 $\Delta_m = (d_m \sin\theta)/c_0$ 가 된다. Eq.(16)을 주파수 영역의 식으로 변환하여 표현하면

$$S_p(\theta, \omega) = \sum_{m=1}^M w_m P_0 e^{-jk_{\theta} \cdot \vec{d}_m} e^{-j\omega \Delta_m} = P_0 \sum_{m=1}^M w_m e^{-jkm d(\sin\phi - \sin\theta)} \quad (17)$$

이며, 여기서 P_0 는 입사 음압의 크기, k 는 음파의 파수, d 는 인접한 두 마이크로폰 간 거리, ϕ 는 입사파의 입사 각도, θ 는 배열 마이크로폰의 빔 각도를 나타내며, 음파 전파 속도는 $c_0 = 340 \text{ m/s}$ 로 설정하였다.

Eqs.(16)과 (17)에서는 배열 마이크로폰에 평면파가 입사된다고 가정하여 빔을 형성하였다. 그러나 일반적으로 배열 마이크로폰을 이용한 음장 가시화 시 소음원은 점음원으로 가정하여, 소음원에서 발생

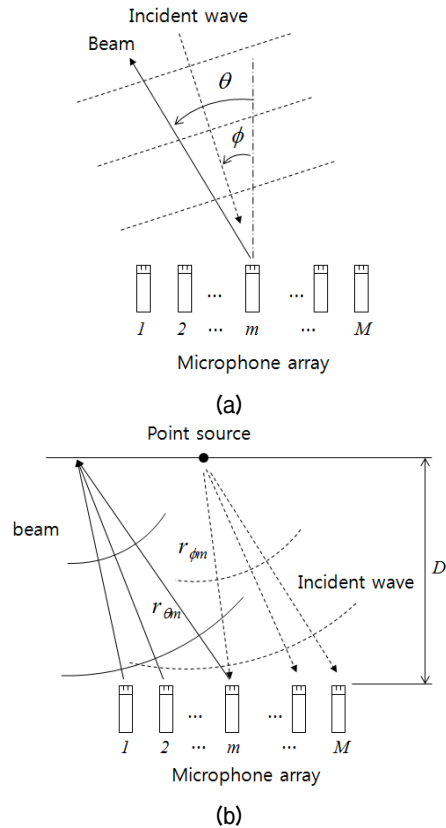


Fig. 4. (a) Plane wave and (b) spherical wave models for the beam forming of the microphone array.

한 음파가 구면파로 마이크로폰에 입사되는 것으로 모델링한다. 즉, 구면파 입사를 가정하여 배열 마이크로폰의 빔을 형성한다. 따라서, 본 절에서는 선음원인 레일 소음 측정에 구면파 입사 조건을 사용하여 빔을 형성하는 경우 발생하는 측정 음압의 변화에 대해 검토하였다.

점음원에서 발생한 구면파가 배열 마이크로폰을 통해 측정되는 경우 [Fig. 4(b)], 출력 음압은

$$S_s(\theta, \omega) = \sum_{m=1}^M w_m P_m(\omega) e^{-j\omega \Delta_m} = \rho_0 c_0 \frac{jkQ}{4\pi} \sum_{m=1}^M \frac{w_m}{|r_{\phi m}|} e^{-jkl|r_{\phi m}|} e^{jkl|r_{\theta m}|} \quad (18)$$

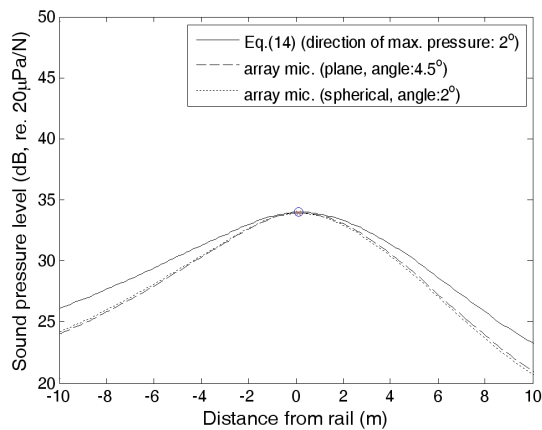
로 표현되는데, 여기서 D 는 레일과 배열 마이크로폰 사이의 이격 거리, Q 는 점음원의 강도, $|r_{\phi m}|$ 은 점음원과 m 번째 마이크로폰간 거리, $|r_{\theta m}|$ 은 배열 마이크로폰의 빔 초점에서 m 번째 마이크로폰까지의 거

리를 나타낸다.

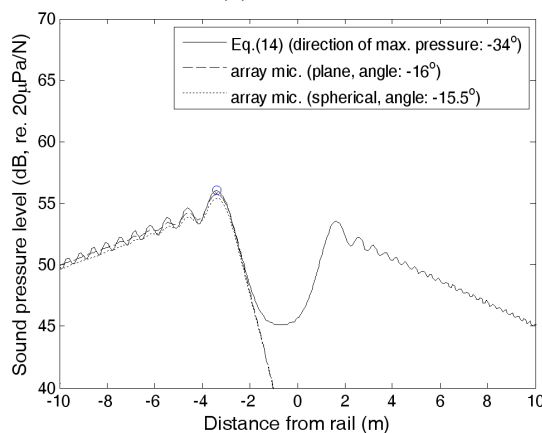
3.2. 레일 소음의 배열 마이크로폰 측정 음압

본 절에서는 앞 2장에서 구한 레일 방사 소음에 대해 배열 마이크로폰의 빔 형성 시 각각 평면파와 구면파 입사를 가정한 Eqs.(17)과 (18)을 적용해 레일 소음의 배열 마이크로폰 출력 음압을 구하고 그 결과를 2장의 레일 방사 소음 해석 결과와 비교하였다. 레일 소음 측정점은 레일에서 5m 떨어진 지점으로 설정하였다.

배열 마이크로폰을 이용한 음압 측정의 경우 배열 마이크로폰의 빔 각도에 따라 출력 음압의 크기가 다르게 나타나며, 빔의 각도가 레일 소음의 평면파 방사 각도와 일치할 때 최대 음압이 얻어질 것이다.



(a) 125 Hz



(b) 1600 Hz

Fig. 5. Pressure distribution along the rail calculated by using a single and array microphones. Speed of the moving load is $V=111$ m/s.

Fig. 5에는 최대 음압이 측정되는 빔 각도를 찾아, 그 빔 각도에서의 레일 소음 크기를 위치별로 나타내었다. 레일에 작용하는 외력은 속도 $V=111$ m/s 로 이동하는 단위 가진력으로 설정하였다. Fig. 5에서 x 축은 가진원의 위치에 대한 측정점의 상대 위치로 나타내었다. 즉, 양의 x 구간은 이동 하중이 측정점을 통과하기 전이며, 음의 x 는 이동 하중이 측정점을 통과한 이후를 나타낸다. 이동 하중을 철도 차량으로 가정한다면 양의 x 구간은 차량의 전방이며, 음의 x 는 차량의 후방을 의미한다.

Fig. 5(a)에는 125Hz의 결과를 비교하여 나타내었다. 최대 음압이 관측되는 배열 마이크로폰의 빔 각도는 평면파 모델이 4.5° , 구면파 모델은 2° 로 비슷하게 나타났다(구면파 빔 모델의 지향 각도는 배열의 중앙에 위치한 마이크로폰에 대한 소음원의 각도로 정의하였다). 이들 배열 마이크로폰의 빔 각도는 Eq.(14)로부터 구한 최대 음압 발생 지점(Fig. 5에 'o' 기호로 표시)의 각도와 유사하게 나타나고 있다. Fig. 5(a)의 결과로부터, 125 Hz 레일 소음의 경우 소음원의 위치와 소음 수준을 배열 마이크로폰이 신뢰성 있게 측정할 수 있음을 알 수 있다. 그 이유로는 Fig. 3(a)에 나타난 것과 같이 125 Hz에서 레일이 단극자 점음원으로 작용하고 있기 때문이다.

Fig. 5(b)에는 1600 Hz에서 최대 음압이 관측되는 배열 마이크로폰의 빔 각도와, 그 때의 거리별 소음 분포를 나타내었다. Fig. 3(d)에 보인 것과 같이 1600 Hz에서는 레일 소음이 소음원 이동 방향의 후방(음의 x 방향)으로 더 크게 방사되며, Eq.(14)로부터 구한 최대 음압 발생 각도는 -34° 로 나타났다. 반면 배열 마이크로폰의 경우 최대 음압이 관측되는 빔 각도는 소음원의 위치인 -34° 가 아닌 약 -16° 정도로 나타났다. 이것은 Fig. 3(d)의 음압 분포에서 확인할 수 있는 것과 같이 레일 소음이 평면파 형태로 전파되면서 특정 지향각을 가지기 때문이다.

Fig. 5(b)에서 'o' 기호로 표시된 최대 음압 수준 및 위치는 배열 마이크로폰의 빔 모델(평면파 또는 구면파)에 상관없이 Eq.(14)의 결과와 유사하게 나타나고 있다. 이를 보다 상세히 확인하기 위해 Fig. 6에는 평면파 및 구면파 빔 모델을 이용한 배열 마이크로폰의 출력 음압에 대해 주파수별 최대 음압 수준을

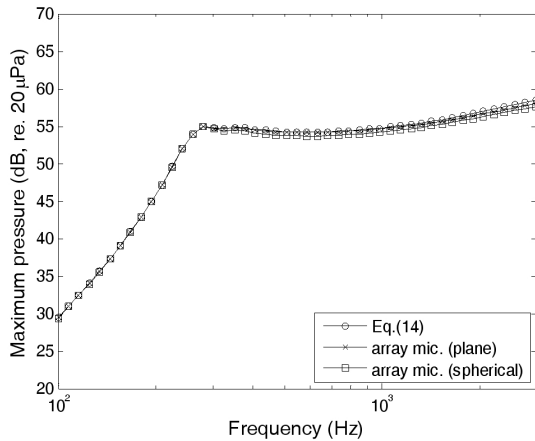


Fig. 6. Maximum pressure of the rail noise predicted for a single and array microphone measurement. Speed of the moving load is $V=111$ m/s.

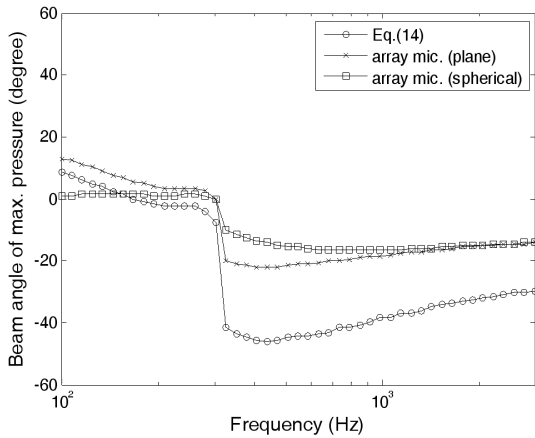


Fig. 7. Angle of the maximum pressure predicted for a single and array microphone measurements. Speed of the moving load is $V=111$ m/s.

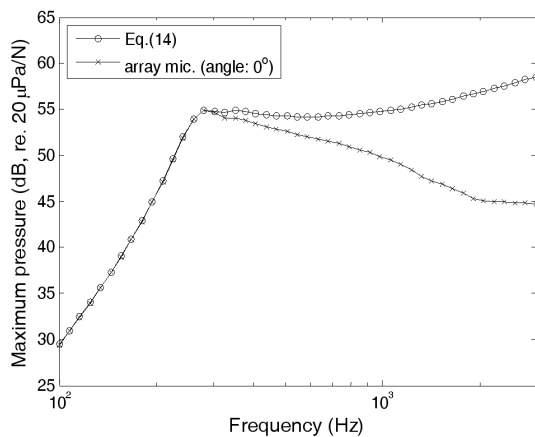


Fig. 8. Maximum pressures of a single and array microphone measurements fixed to 0° beam angle. Speed of the moving load is $V=111$ m/s.

나타내었다. 배열 마이크론의 최대 음압은 단일 마이크론 측정 시 최대 음압과 비교해 다소 낮게 나타나고 있으나 그 수준 차이가 약 1 dB 이내로 크지 않다. 따라서 배열 마이크론의 빔 각도가 레일 소음 측정에 적합하도록 설정된다면 레일 소음 측정 결과에 미치는 평면파와 구면파 빔 모델의 차이는 크지 않을 것으로 예상된다. 그러므로 배열 마이크론을 이용한 레일 방사 소음 측정 시 구면파 모델을 적용하는 것도 무방할 것으로 예상된다.

Fig. 7에는 배열 마이크론을 이용한 레일 소음 측정 시 최대 음압이 관측되는 빔 각도를 구하여 단일 마이크론 결과와 비교하였다. Fig. 7의 결과로부터 배열 마이크론의 빔 각도가 단일 마이크론으로 얻은 소음원의 방향과 상이함을 알 수 있다. 이것은 Fig. 3에 보인 것과 같이 레일 소음이 평면파의 형태로 전파되는 경우 평면파의 지향 각도와 배열 마이크론 빔 각도가 일치할 때 최대 음압이 출력되기 때문이다. Fig. 7의 빔 각도 비교로부터 레일 소음이 약 300 Hz 이상부터 평면파의 특성을 갖기 시작하며, 지향 각도는 300 ~ 3000 Hz 구간에서 약 $-22^\circ \sim -14^\circ$ 정도가 됨을 알 수 있다. 또한 배열 마이크론의 평면파와 구면파 빔 모델이 약 300 ~ 1000 Hz 구간에서 다소 차이를 보이고 있다.

배열 마이크론을 이용한 철도 주행 소음 측정 시 철도 차량이 고속으로 주행하므로 배열 마이크론의 빔 각도는 0° 로 고정하는 것이 일반적이다. 배열 마이크론의 빔 각도 설정이 레일 소음 측정 음압에 미치는 영향을 확인해 보기 위해 Fig. 8에서는 배열 마이크론의 빔 각도를 0° 로 고정한 경우의 측정 최대 음압을 비교하여 나타내었다. Fig. 8에 나타난 것과 같이 빔 각도를 0° 로 고정하는 경우 배열 마이크론 출력 음압이 300 Hz 이상 주파수 대역에서 실제 레일 소음 수준보다 낮게 측정된다. 레일 소음이 주요하게 작용하는 1000 Hz 부근에서는 약 5 dB 이상의 차이가 발생하고 있다. Figs. 7과 8의 결과로부터 배열 마이크론을 이용해 레일에서 방사되는 소음의 수준을 신뢰성 있게 예측하기 위해서는 배열 마이크론의 빔 각도 설정이 매우 중요함을 확인할 수 있다.

IV. 결 론

본 연구에서는 전동 소음원중 레일에서 방사되는 소음의 방사 및 지향 특성을 이론 해석하여 배열 마이크로폰을 이용한 철도 전동 소음 측정에서 레일 방사 소음의 기여도가 낮게 관측되는 현상에 관해 그 원인을 파악하였다. 본 이론 해석을 통해 확인한 레일 방사 소음의 특성은 아래와 같다.

- 레일 방사 소음은 저주파수 대역에서 단극자 점음원으로 작용하는 반면 주파수가 증가함에 따라 단극자 선음원으로 작용한다. 국내 고속 철도 콘크리트 슬라브 도상 궤도의 경우, 약 300 Hz 이상 주파수 대역에서 레일이 선음원으로 작용하기 시작하며 이 주파수 대역에서 레일 방사 소음은 평면파의 형태로 전파된다.
- 속도 400 km/h의 이동 하중이 레일에 작용하는 경우, 이동 하중의 후방(이동 하중 진행 반대 방향)으로 레일 방사 소음이 더 크게 발생한다.
- 약 300 Hz 이상에서 평면파 레일 방사 소음의 전파 각도는 약 22° ~ 14° 정도의 범위에 존재한다.
- 배열 마이크로폰을 이용한 레일 소음 측정에서 배열 마이크로폰의 빔 각도가 레일 소음의 전파 각도와 동일하게 설정되어야 배열 마이크로폰이 레일 소음을 정확히 측정해 낼 수 있다.

본 연구에서는 하중의 이동 속도를 고려한 레일 소음의 방사 특성을 이론적으로 해석하였으나, 실험을 통한 검증이 이루어지지 못하는 한계 있었다. 따라서, 배열 마이크로폰을 이용한 레일 소음 규명을 위해서는 추후 실험을 통한 검증 작업이 필요할 것으로 판단된다. 또한 철도 차량의 주행 소음 측정 결과를 빔 각도를 바꾸어가며 분석하고 그 결과를 검토하는 작업도 병행되어야 할 것이다. 이러한 연구가 지속적으로 수행된다면 철도 주행 소음 예측에 반드시 필요한 측정 조건을 설정하는데 크게 기여할 것으로 판단된다. 또한 배열 마이크로폰으로 음원의 존재 여부를 확인하지 못했던 여러 철도 소음 측정 결과에 대해서도 해결 방안을 제시해 줄 수 있을 것으로 기

대한다.

감사의 글

본 연구는 국토해양부 “400 km/h 고속철도 소음원 모델 구축 및 소음원 기여도 분석 기술 개발” 연구 과제의 연구비 지원으로 수행되었습니다.

References

1. D. J. Thompson, *Railway Noise and Vibration: Mechanisms, Modelling and Means of Control* (Elsevier, Oxford, 2009), Chapter. 2.
2. D. J. Thompson, P. Fodiman, and H. Mahe, “Experimental validation of the TWINS prediction program, part 2: results,” *J. Sound Vibration* **193**, 137-147 (1996).
3. H.-M. Noh, S. Choi, S.-Y. Hong, and S.-W. Kim, “Designing a microphone array system for noise measurements on high-speed trains” (in Korean), *J. Kr. Soc. Railway* **14**, 477-483 (2011).
4. H.-M. Noh, J.-H. Cho, S. Choi, and S.-W. Kim, “Noise sources localization on high-speed trains by using a microphone Array” (in Korean), *J. Kr. Soc. Railway*, **15**, 23-28 (2012).
5. T. Kitagawa and D.J. Thompson, “Comparison of wheel/rail noise radiation of Japanese railways using the TWINS model and microphone array measurements,” *J. Sound Vibration* **293**, 496-509 (2006).
6. T. Kitagawa and D.J. Thompson, “The horizontal directivity of noise by a rail and implications for the use of microphone arrays,” *J. Sound Vibration* **329**, 202-220 (2010).
7. J. Ryue and S. Jang, “Comparison of track vibration characteristics for domestic railway tracks in the aspect of rolling noise” (in Korean), *J. Kr. Soc. Railway* **16**, 85-92 (2013).
8. S. Jang and J. Ryue, “Study on the rolling noise model using an analysis of wheel and rail vibration characteristics” (in Korean), *J. Kr. Soc. Railway* **16**, 175-182 (2013).
9. J. Ryue and S. Jang, “Characteristics of vibration and sound radiated from rails of concrete slab tracks for domestic high speed trains” (in Korean), *Trans. Kr. Soc. Noise Vibration Eng.* **23**, 605-616 (2013).

저자 약력

▶ 유 정 수(Jungsoo Ryue)



1995년 2월: 부산대학교 기계설계공학과 학사
1997년 2월: KAIST 기계공학과 석사
1997년 3월~2003년 8월: 국방과학연구소 선임연구원
2004년 12월: University of Southampton, ISVR 석사
2007년 12월: University of Southampton, ISVR 박사
2008년 1월 ~ 2009년 1월: University of Southampton, ISVR 연구원
2009년 2월 ~ 현재: 울산대학교 조선해양 공학부 조교수

▶ 권 휴 상(Hyu-Sang Kwon)



1990년 2월: KAIST 기계공학과 학사
1992년 2월: KAIST 기계공학과 석사
1997년 2월: KAIST 기계공학과 박사
1997년 3월 ~ 1998년 2월: Purdue University, Post-doc
1998년 3월 ~ 현재: 한국표준과학연구원 책임연구원
2004년 3월 ~ 현재: UST 겸임교원

▶ 장 승 호(Seungho Jang)



1995년 2월: KAIST 기계공학과 학사
1997년 2월: KAIST 기계공학과 석사
2002년 2월: KAIST 기계공학과 박사
2002년 3월 ~ 2003년 3월: 한전 전력연구원 위촉연구원
2003년 4월 ~ 현재: 한국철도기술연구원 선임연구원