

고속철도의 실내소음 : 최대값과 최소값

Interior Noise Level for Railway

: Upper and Lower Limit

김정태* 전형욱**
Kim, Jeung-Tae Jeon, Hyueng-Wook

ABSTRACT

A Systematic approach to estimate an interior noise level for a railway passenger car has been proposed. The prediction is based on the sound power values obtained from measured sound pressure level, when a high speed train runs at 300 km/hr. Then, the exterior sound pressure value is calculated by using the BEM code. After that, an interior sound level is estimated, considering the transmission loss of body structures and absorption effect inside of the train. In this application, the estimated noise level is between 66 dBA and 74 dBA. The proposed approach could be useful for rough estimation of a noise level inside a passenger car at the design stage, although the method has some limitation to be implement for a general situation.

1. 서론

철도차량 차실내부소음은 열차의 주행속도, 궤도의 구조, 기초지반구조 및 차량의 구조와 내부 마찰의 처리방법등에 따라 영향을 받게 되며, 따라서 진동의 발생원으로부터 차량내부에까지 전달되는 에너지의 경로 및 승객이 있는 차량내부의 흡음효과 등을 다양하게 고려하여야 한다. 특히, 고속철도에서 요구하는 실내환경조건은 기존 재래식 철도에 비해 엄격해지고 있으며, 국내에서 사용할 것으로 예상되는 프랑스 고속철도의 1등석 소음크기는 등가소음도기준으로 70dBA 수준이 되고 있다. 프랑스의 TGV설계개념에서도 철도의 상업주행속도를 증가시키게 될 경우, 내부 소음도 역시 급격히 증가하게 되리라 예상되고 있어, 차음성능이 보다 우수한 구조물과 흡음재 처리방법에 고심하고 있는 실정이다. 고속철도의 실내소음크기는 고급승용차의 주행시 발생하는 소음크기인 60dBA수준을 목표로 꾸준한 기술개발이 이루어지고 있으며, 이러한 기술발전추세에 따라 차세대 고속철도의 실내소음도는 쾌적한 수준으로 낮아지고 있는 추세이다.

* 홍익대학교 교수, 정회원

** 홍익대학교 석사과정, 비회원

이와같이, 차량내부의 소음상태는 승객을 위한 쾌적한 공간을 제공하는 측면에서 고려되기 때문에, 철도차량의 외부소음과 같이 환경측면에서 제도적 장치에 의해 규제되는 성격과는 상이하다고 볼 수 있다. 따라서 차실내부소음의 측정과 평가기준은 구매자 입장에서 차량구매시 합리적인 조건을 부과하고 있고, 차량제작사 입장에서는 차량납품대상 계약조건에 맞도록 하고 있기 때문에 법적으로 정한 객관적인 방법과 절차가 미약한 실정이다.

따라서, 본 연구에서는 향후 국내에 도입되어 운영될 고속철도의 차실소음범위를 개략적으로 도출하기위해 음향학적 이론을 적용하여 최대예상소음도와 최저예상소음도의 값을 도출하고자 하였다.

2. 고속철도의 소음발생구조

철도차량 내부의 소음크기에 영향을 미치는 요소는

- (i) 차륜/레일간의 접촉시 발생하는 진동에너지가 차량바닥을 가진시켜 나타나는 구조기인소음 (Structure-borne noise),
- (ii) 차륜/레일의 접촉시 발생하는 음원이 차체 외부 표면에 분포되면서, 차체의 벽체를 통과한 후 나타나는 공기기인소음 (Air-borne noise),
- (iii) 고속주행시 케이블과 차량표면에서 발생하는 공력소음 (Aerodynamic noise)

등 크게 3가지 요소라 볼 수 있다. 여기서는 두 번째의 공기기인소음에 대한 영향만을 고려하기로 한다. 왜냐하면, 차륜/레일의 접촉시 발생하는 구조기인소음은 저주파수에서의 영향이 크고, 공력소음은 여건상 저소음화를 이룰 수 있는 수단이 미약하다.

따라서, 차륜/레일의 접촉시 음원에서 발생한 소음이 차량외부표면에 분포되는 음장을 예측한 후, 차실내부로 투과되는 소음에너지의 영향을 비교 분석하고자 한다.

3. 차실내부소음의 예측방법

공기기인소음이 차륜과 레일접촉면에서부터 발생되어 차체외부표면에 분포되는 형상과, 그 결과 외부표면의 음압분포가 차체상부 구조물의 여러 요소인 천장, 벽 상부, 벽 하부, 유리창 및 바닥을 통해 차실내부로 전파된다. 차실내부의 음압을 예측하기 위해서는 차실내부의 잔향시간과 각 부위별 흡음율, 차량외부표면의 각 위치별 소음분포도를 알고 있어야 하며, 여러 가지 구조물로 이루어진 차량표면의 해당구조물별 투과손실을 알고 있어야 한다. 그림 1은 본 연구의 순서대로써 TGV-A차량이 시속 300km/h로 주행시 철도변에서 측정된 음압을 20량 바퀴의 점음원으로 모델링하고, 반사음과 직접음을 고려하여 차륜/레일 접촉점에 음원이 집중되었다고 본 경우와 차량 길이방향으로 음원이 균일하게 분포되었다고 본 두 경우로 나누어 음향파위를 구한 뒤, 이 음향파위를 이용하여 차량주변의 외부음압분포를 해석하였다. 알고 있는 차체부위별 차음성능과 차실내부의 잔향시간, 부위별 흡음특성을 연계하여 차실내부소음도를 예측하였다.

3.1 소음원 모델링

철도의 운행중 레일/차륜의 접촉으로 인해 발생된 공기기인소음의 음원은 주변에 소음을 발생시키게 된다. 발생된 철도차량의 외부소음은 차량이 주행하고 있는 주변 지표면에서 측정하였으

며, 그림 2에서 보는 바와 같이 레일의 중심선으로부터 수평거리 25m, 높이 1.5m인 곳에서 마이크로폰을 이용하여 DAT녹음기로 녹음한 뒤 FFT분석기를 이용하여 각 주파수별로 분석하였다. 측정차량은 TGV-A(20량)이었고, 차량의 속도는 시속 300km/h이었다.

각각의 레일/차륜의 접촉으로 인한 공기기인소음은 점음원으로써 가정하였고, 두 가지 경로를 통해 수음위치까지 도달한다. 하나는 발생된 음에너지가 직접도달하는 직접음과 다른 하나는 지표면에 반사되어 도달하는 반사음이 있다. 이 두가지 경로를 통해 수음위치에 도달한 음압은

$$p = A \left(\frac{e^{-ikr_0}}{r_0} + R_p \frac{e^{-ik(r_1+r_2)}}{r_1+r_2} + (1-R_p) F \frac{e^{-ik(r_1+r_2)}}{r_1+r_2} \right) \dots \dots \dots (1)$$

여기서 A는 음압의 크기, r_0 는 직접음경로, r_1+r_2 는 반사음경로를, R_p 는 지표면반사계수를, F는 지표면의 추가감쇠상수를 나타내며, k는 파동수로 $\frac{2\pi}{\lambda}$ (여기서 λ 는 파장)의 값을 가진다. 지표면의 추가감쇠를 충분히 작다고 무시하면, 음압은

$$p = A \left(\frac{e^{-ikr_0}}{r_0} + R_p \frac{e^{-ik(r_1+r_2)}}{r_1+r_2} \right) \dots \dots \dots (2)$$

로 나타난다. 따라서 지표면의 특성은 반사계수 R_p 값으로만 영향을 준다. 주파수당 반사계수 R_p 를 구하는 과정은 참고문헌[1][2]에 자세히 구해져 있다.

지표면상에서 측정된 소음은 실제로는 그림 3에서 보는 바와 같이 20개 차량에서 차륜/ 레일의 접촉으로 인한 점음원에서 발생된 소음에너지가 동시에 기여함을 보여준다.

이와 같이, 철도차량의 음원을 모델링을 하게되면 측정위치에서 얻은 음압신호를 이용하여 음압을 구한 후 음원의 음향출력을 예측할 수 있게 된다.

한편, A값을 구하게 되면, 자유음장에서 구면파로 가정 한 후, 음향파워 W를 구할 수 있다.[5] 음향파워는 차륜/ 레일 접촉점에 음원이 집중되어 있는 경우와 차량길이 방향으로 음원이 균일 분포되어 있는 경우로 나눌 수 있다. 그림 4는 차륜/ 레일 접촉점에 집중되어 있는 경우의 음향 파워레벨로써 실내에서 가장 높은 소음도를 나타낼 것으로 예상되는 경우와 차량길이 방향으로 음원이 균일분포되어 있을 것으로 예상되는 경우의 음향파워레벨로써 차량중앙부분으로 차량내부에서 가장 낮은 소음도를 나타내는 경우에 대한 그림이다.

3.2 차량표면의 외부음장예측

철도차량외부의 음장을 예측하기위해서 상용프로그램인 I-DEAS를 이용하여 모델링을 하였다. 사용된 절점의 총 수는 1281개였고, 요소는 Thin Shell인 2차원 선형요소로 총 954개를 사용하였다. 요소의 크기는 $\lambda/4$ 로 하였다.

음향해석은 상용BEM프로그램인 COMET을 사용하였다. 해석방법은 Indirect방법과 Symmetry를 사용하였고, 그림 5와 같이 Data Recovery Mesh에서 차실내부와 직접연계되는 25개 위치에 대해 소음도를 구하였다. 그림 6에서 보듯이 차륜/레일 접촉점에 음원이 집중되어 있는 경우, 500Hz에서는 차륜/레일의 접촉점 바로위에서 113dB이고, 지붕가운데는 93dB로 서서히 소음이 줄어드는 경향을 보이지만 1kHz에서는 차륜/ 레일의 접촉점위에서 117dB이고, 지붕가운데는 98dB로 소음이 500Hz에 비해 급격히 감소함을 볼 수 있다. 차량길이방향으로 음원이 균일한 경우도 마찬가지로 고주파에서 소음은 차륜에서 멀어질수록 급격히 감소하는 경향을 보인다.

3.3 차량부위별 음향에너지 차단특성

그림 7은 천장, 벽면, 유리창, 바닥 등 각 부위별 주파수대역별 투과손실자료로써, 프랑스 GEC/Alstom에서 제공한 TGV-K차량에 대한 것이다. 그림에서 보듯이 관심있는 주파수인 500~1kHz에서 대략 40~50dB의 차음성능을 갖고 있으나, 유리창의 투과손실값은 500~1kHz에서 약 30dB로 다른 차음구조물에 비해 작음을 알 수 있다.

3.4 차실내부의 잔향특성

고속전철의 잔향특성을 산출하기 위해서 고전적인 파동방법이 아닌 광음향기법을 이용하였다. 광음향기법은 소리를 파(wave)가 아닌 ray로 가정하고 해석을 하는 것이다.

ray를 바탕으로 한 광음향기법을 통해 125, 250, 500, 1K, 2K, 4kHz의 옥타브밴드별로 차실내부의 잔향시간과 흡음률을 산출하였다. 이 값을 투과손실값과 연계해서 내부소음을 예측하는 데 이용하고자 하였다.

현재 보유하고 있는 TGV-A(20량) 2등석객차에 대한 자료를 최대한 이용하여 모델링을 하였다. 천장, 벽면, 창문, 바닥, 통로, 의자 등 차실내부의 각 부위별로 다양한 흡음재처리를 도면에 있는 정보를 활용하여 처리하였고, 필요시 등가되는 제원을 사용하였다.

특히, 의자가 놓이는 부분은 모델링상의 한계로 많은 사람이 모여있는 경우로 등가된 흡음율을 이용하였다. 차실내부에 사용된 흡음재의 흡음특성은 표 1에 정리하였다.

이 모델은 차실내부의 총면적 109 m², 차실내부의 체적 188 m³이었으며, 해석결과, 그림 7.에서 보는 바와 같이 철도차량의 구조가 단면에 비해 길이가 긴 특성을 가지고 있기 때문에, 잔향곡선이 확산음장의 경우에 나타나게 되는 직선감쇠와는 상이한 모습을 보이고 있다. 잔향시간은 일반적인 식인 Sabine식에 의하면 125Hz에서 0.3초, 250Hz에서 0.2초, 500Hz와 1kHz에서는 0.1초, 2kHz와 4kHz에서는 0.2초이고, 높은 흡음율을 가진 닫힌 공간에 대한 Eyling식에서는 125Hz에서는 0.3초, 나머지에서는 0.1초 수준으로 큰 차이는 보이지 않는다. 그러나, 광음향 수치해석 프로그램을 사용하여 구한 잔향시간은 125Hz에서 0.56초, 250Hz에서 0.32초, 500Hz에서 0.17초, 1kHz와 2kHz, 4kHz에서는 0.2초로 125Hz와 250Hz에서는 일반식과 많은 차이를 보인다. 결국, 광음향이론은 500Hz이상의 주파수대역에서 유효하다고 할 수 있고, 잔향시간은 대략 0.2초정도라고 볼 수 있다. 그림 8에는 잔향시간을 비교해 놓았다. 잔향시간과 흡음률을 이용해 구한 평균흡음율은 최소 0.2, 최대 0.6이다.

3.5 실내소음도예측

차량표면 각각의 위치에 대해 주파수밴드별 소음도, 주파수별 차실잔향특성, 각 차량구조물별 주파수별 차음특성을 구하였다. 이 값들로부터 차실내부의 소음도는

$$L_{inside} = 10 \cdot \log_{10} \frac{1}{A} \sum (S_j \times 10^{\frac{L_{outside_j} - TL_i}{10}}) \dots \dots \dots (3)$$

로 구할 수 있다. 여기서, L_{inside} 는 내부소음이고, $L_{outside_j}$ 는 외부소음, S_j 는 면적, TL_i 은 투과손실값, A 는 흡음률을 나타낸다. 그 결과, 차륜/레일의 접촉면에 음원이 집중되었다고 볼 수

있는 곳은 대차 위치라고 할 수 있고, 이곳은 출입문이나 화장실이 있으며, 예상되는 최대소음도는 74dBA로 나타났다. 한편, 차실내부의 소음도는 차량길이방향으로 음원이 균일하게 분포된 것으로 가정할 경우, 차량중앙부분으로 66dBA로 나타났다. 그림 9에서 최대예상소음도와 최소예상소음도 및 프랑스현지에서 측정된 실내소음도를 비교하였다. 결국, 그림 10에서 보듯이 고속전철이 주행시 차실내부의 예측소음도는 66~74dBA사이에 놓일 것이다.

4. 결론

TGV-A차량이 시속 300km/h로 주행시 철도변에서 측정된 음압을 20량 바퀴의 점음원으로 모델링하였다. 반사음과 직접음을 고려하여 차륜/레일 접촉점에 음원이 집중되었다고 본 경우와 차량길이방향으로 음원이 균일하게 분포되었다고 본 두 경우로 나누어 음향파워를 구하였다. 이 음향파워를 이용하여 차량주변의 외부음압분포를 해석하였다. 알고 있는 차체부위별 차음성과 차실내부의 잔향시간, 부위별 흡음특성을 연계하여 차실내부소음도를 예측하였다.

해석결과, 차륜/ 레일의 접촉면에 음원이 집중되었다고 볼 수 있는 곳은 대차 위치라고 할 수 있고, 이곳은 출입문이나 화장실이 있으며, 예상되는 최대소음도는 74dBA로 나타났다. 한편, 차실내부의 소음도는 차량길이방향으로 음원이 균일하게 분포된 것으로 가정할 경우, 차량중앙부분으로 66 dBA로 나타났다. 프랑스 현지에서 측정된 300km/h로 주행하는 TGV차량의 실내소음도와 비교해보면, 측정값은 125Hz에서는 66dBA, 250Hz에서는 71dBA, 500Hz에서는 71dBA, 1kHz에서는 64dBA, 2kHz에서는 57dBA, 전체소음도는 75dBA로써 예측값과 비교해 볼 때, 근사한 결과를 얻을 수 있었다.

결국, 차실내부의 예측소음도는 최대 74dBA와 최소 66dBA사이에 있다고 할 수 있다.

<참고문헌>

- [1] 인하대학교, (1997년), "진동소음해석 및 저감기술개발", 고속전철기술개발사업(과제번호 II-1-5) 1차년도 연차보고서
- [2] 조성호, (1996년), "철도차량의 육외소음 전파현상에 관한 연구", 홍익대학교 석사논문
- [3] 김정태, (1996년), "고속철도의 육외소음 전파특성에 관한 연구", 96년 기계학회부문 추계학술대회 논문집, pp 129-140.
- [4] 김정태, 은희준, (1996년), "고속철도의 소음특성과 전파현상", 소음진동공학회지 제 6권 3호, pp349-355
- [5] Lawrence E. Kinsler, "'Fundamentals of Acoustics'", 3rd Edition, John Wiley & Sons
- [6] J. D. Van Der Toorn, H. Hendriks and T. C Van Den Dool, (1996), "Measuring TGV Source Strength with SYNTACAN", Journal of Sound and Vibration, Vol.193, No.1, pp 113~121
- [7] M. Heckl, (1996), "Structure-Borne Sound and Vibration from Rail Traffic", Journal of Sound and Vibration, Vol.193, No.1, pp 175~184

표1. 차실내장재의 흡음율특성

위치	사용재료	주파수(HZ)					
		125	250	500	1K	2K	4K
천정	Glass Wool 50mm 24K	0.32	0.71	0.85	0.79	0.66	0.53
측면(벽)	Glass Wool 25mm 24K	0.09	0.38	0.67	0.61	0.59	0.58
바닥	RFH Carpet	0.2	0.2	0.2	0.4	0.5	0.85
통로	Rubber	0.02	0.02	0.04	0.05	0.05	0.1
의자	Heavily Upholstered	0.76	0.83	0.88	0.91	0.91	0.89
창문	Double glazing 2~3mm (SBI) 10mm gab	0.1	0.07	0.05	0.03	0.02	0.02
대차부분	steel ducking	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01

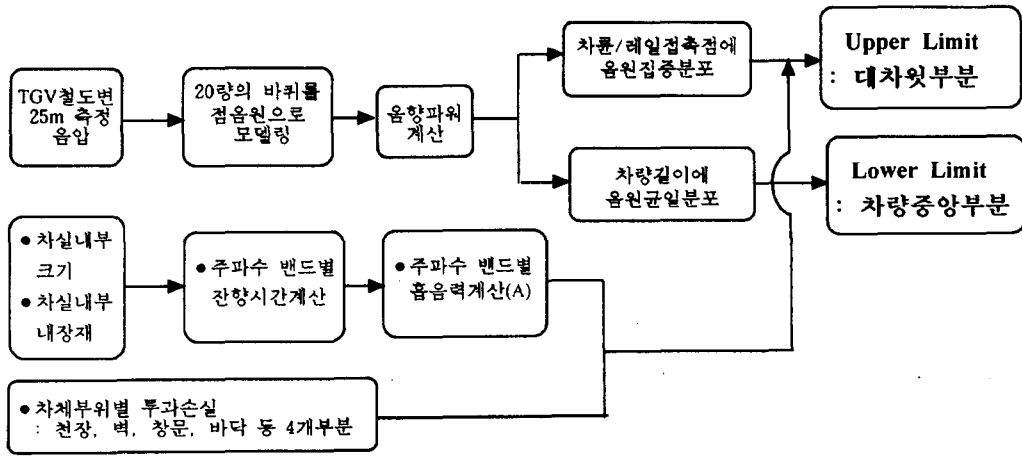


그림 1. 연구의 순서도

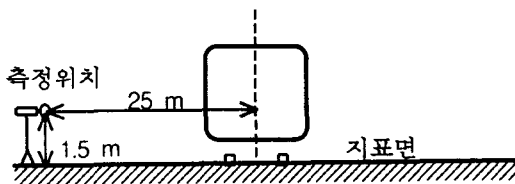


그림 2. 소음측정위치

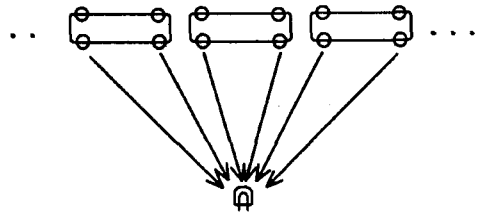


그림 3. 음원의 모델링

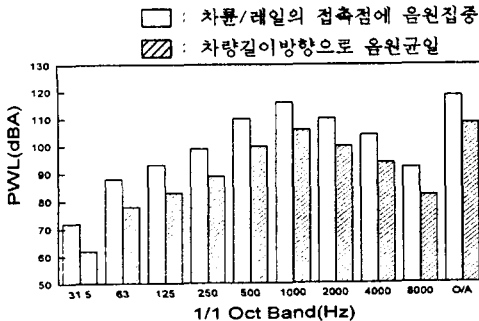


그림 4. 주파수밴드별 음향파워레벨

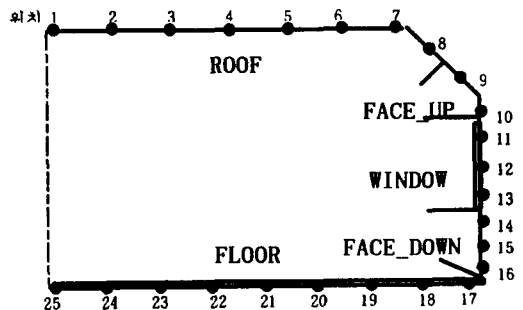
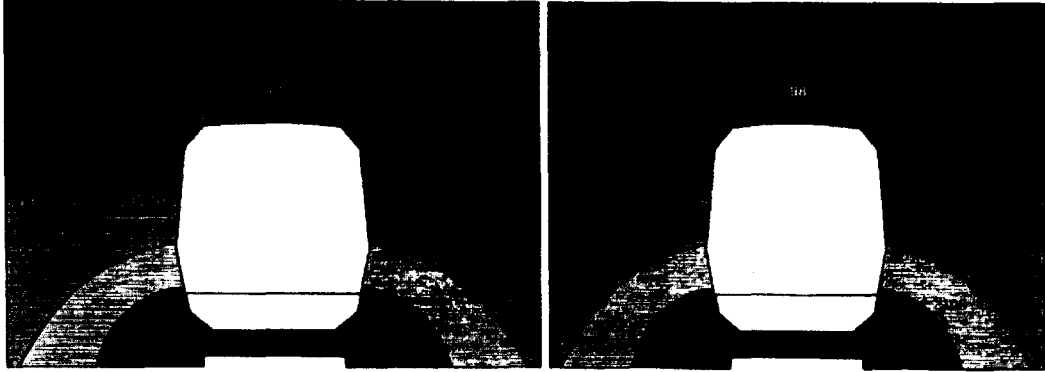


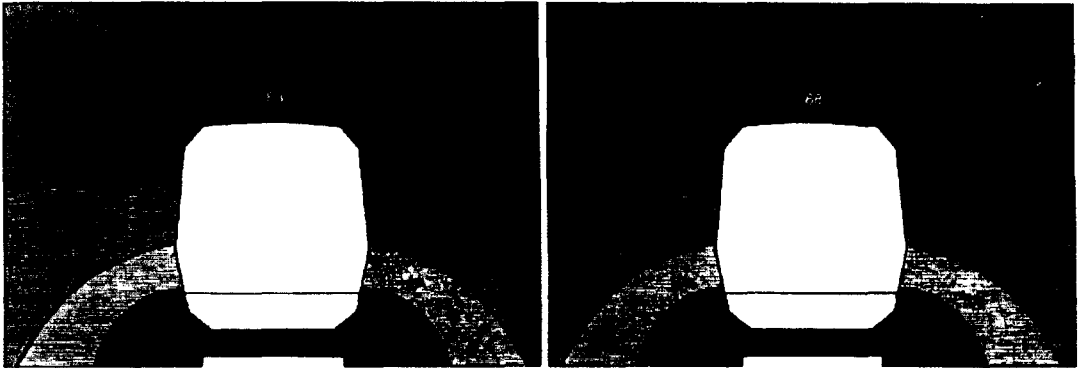
그림 5. 소음도 측정위치



500Hz

1kHz

a) 차륜/레일 접촉점에 음원집중 분포시

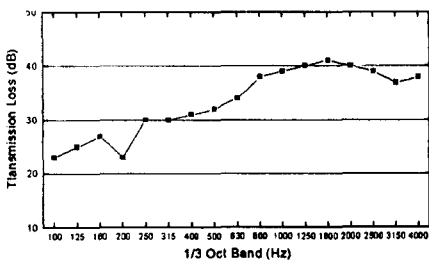


500Hz

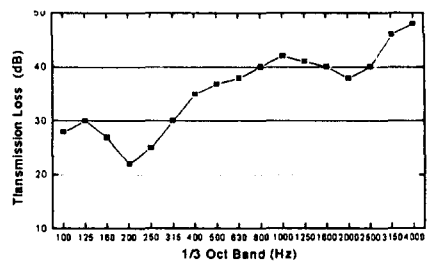
1kHz

b) 차륜/레일 접촉점에 음원집중 분포시

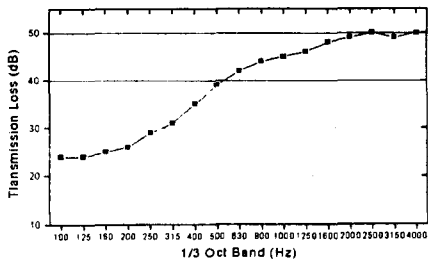
그림 7. 철도차량 외부음압분포



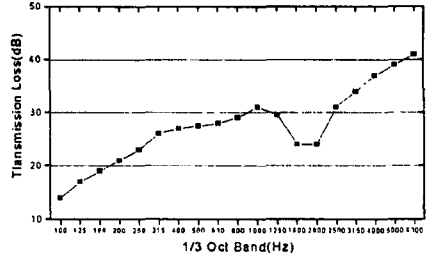
TGV_FACE



TGV_FLOOR



TGV_ROOF



TGV_WINDOW

그림 6. 차체구조물별 투과손실

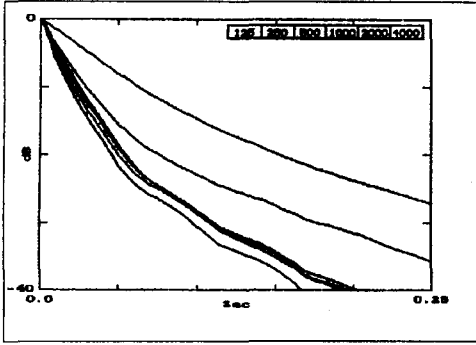


그림 7. 철도차량내부의 잔향시간곡선

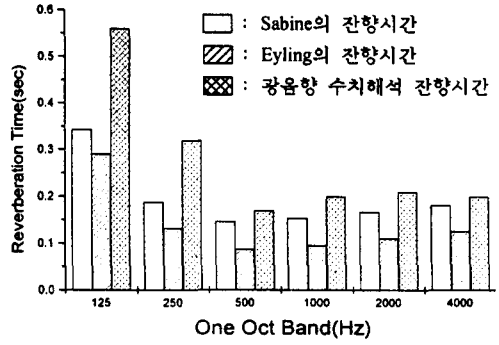


그림 8. 차실내부의 잔향시간비교

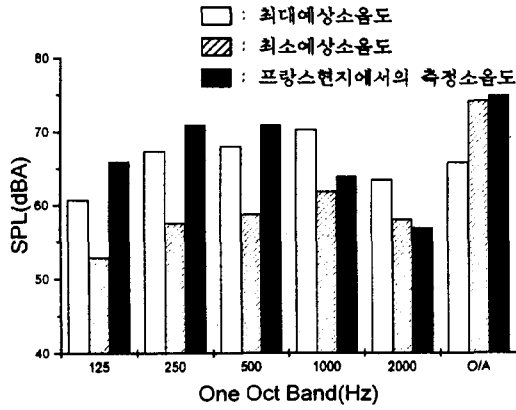


그림 9. 차실내부의 주파수밴드별 소음도

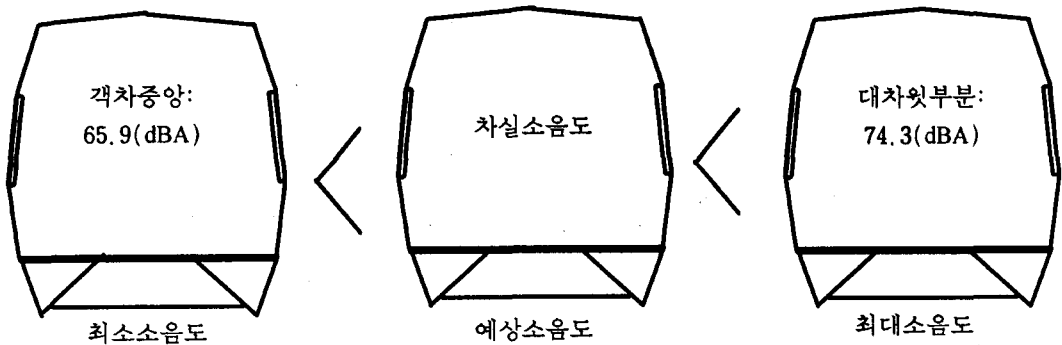


그림 10. 차실내부의 예상소음도