한국소음진동공학회 '94 추계학술대회논문집 pp. 80-85

크롤러 굴삭기의 소음저감연구

°박석태* 문종덕* 김추호**

A study on the Noise Reduction of Crawler Excavator

(Seok-Tae Park, Jong-Duck Moon, Chu-Ho Kim)

1. 서 론

전 세계적으로 환경에 대한 관심이 고조됨에 따라 육상 교통 기관, 건설 장비, 심지어 가전 제품에 있어서도 소음 문제에 대한 관심이 크게 대두되고 있다. 특히, 수출을 하기 위해서는 그 나라의 소음 규제법을 만족시켜야 하며 제품의 경쟁력을 위해서는 그 이상의 것이 요구되고 있다. 또한, 소음 문제는 소비자의 제품 구매 선택에 영향을 주기도 한다. 일본의 경우 JIS 규격으로 건설 장비의 소음을 규제하고 있으며, 소음 수준에 따라 일반 장비, 저 소음 장비, 초 저소음 장비로 구분하여 장비에 따라 건설 작업을 제한하기도 하며, 특히 초 저소음 장비 인증을 받은 것은 장비 사용 단가및 사용에 있어 차등을 두어 혜택을 주고있다.

본 논문에서는 현재 크롤러 굴삭기에 대해 시행중인 유럽 소음 규제법 86/662/EEC 보다 강화되어 '97 년부터 적용 예상되고 있는 89/514/EEC 소음 규제에 대비하여 크롤러 굴삭기의 소음 저감 대책을 논 하고자 한다.

2. 본 론

2.1 현황

현재 적용되고 있는 유럽 소음 규제법 86/662/EEC 에 의하면 굴삭기의 소음 규제치는 Idle 상태에서의 엔진 정격 마력에 대한 음향파워 값으로 되어 있다. 정격이상의 Idle 상태에서 시험 규격에 따라 측정한 6 군데의 시간 평균 음압 측정치로부터 다음식에 의해 음향파워 값이 얻어진다[1].

$$\widetilde{L_{Pi}} = 20 \log \frac{P_{rms}}{P_{ref}}, \; reference\ to\ 20\ \mu P_a \quad --(1)$$

$$\widetilde{L_W} = 10 \log\left(\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} 10^{\frac{L_{Pi}}{10}}\right) + 10 \log \frac{S}{S_0} \quad --(2)$$

여기서, $\widetilde{L_{Pi}}$: Sound Pressure Level

$\widetilde{L_W}$: Sound Power Level

$S = 2\pi r^2$, $So = 1\ m^2$, $r = 10\ m$, $n = 6$

'97 년부터 새로이 적용 예상되는 89/514/EEC 는 굴삭기가 정상 작업 즉, 굴삭 -> 선회 -> 상차 ->선회 작업 사이클을 하는 동안의 시간 평균에 대한 음향 파워 값을 규제하므로 현재의 86/662/EEC 보다 강화된 규정이다. 굴삭기에 대한 음압 측정 시험도를 Fig.1 에 나타내었으며 대상 굴삭기의 경우에는 86/662/EEC 는 만족하나 89/514/EEC 는 2 dBA 이상의 개선이 요구되었다.

본 논문에서는 편의상 86/662/EEC 를 기준으로 음압 측정을 실시하였다. 보통 일반적으로 5 KHz 및 20 KHz 까지의 전체 음압 수준이 0.5 % 내의 차이를 나타내므로 이후의 모든 시험은 5 KHz 주파수 범위내에서 행하였다. Fig.2 에 EEC 소음규제치를 표시하였다.[2,3,4,5]

2.2 소음원 규명

소음원 규명을 위해 음향 인텐시티를 측정하였다. 시험 장비로는 B&K Type 3520 인텐시티 장비와 SD390 주파수 분석기및 데이타 분석용으로 SMS STAR Acoustics 를 이용하였다. 주파수 분석기를 사용한 인텐시티법은 다음식과 같다[6].

$$I_r(f) = \frac{-1}{2\pi\rho\Delta r}\sum_{i=1}^{L}\frac{Im(G_{ABi})}{f_i} \quad ---(3)$$

$$S.P.(f) = \sum_{i=1}^{M}\frac{-Im(G_{ABi})}{2\pi\rho\Delta r f_i}\ Area \quad ---(4)$$

$$C.S.P.(f) = \sum_{i=1}^{N} S.P.(f_i) \quad ---(5)$$

여기서,

$I_r(f)$: r 밴드에서의 음향인텐시티

$S.P.(f)$: 음향파워 스펙트럼

$C.S.P.(f)$: 콤퍼지트 음향파워 스펙트럼

L : r 밴드내의 주파수 데이타 점의 수

M : 주파수 데이타 점의 수

N : 측정점의 수

K : 측정점의 수

* 고등기술연구원, 정회원

** 대우중공업 중기사업본부

f_i : 주파수선 i 의 주파수 값
Area : 측정과 연관된 면적
ρ : 공기밀도
Δr: 마이크로폰사이의 간격
G_{ABi}:2개의 마이크로폰사이의 크로스파워스펙트럼
I_m ($G_{AB,}$):주파수 스펙트럼선 i 에서의 크로스 파워 스펙트럼의 허수부

2.1절에서 언급한 대로 5 KHz 내의 주파수범위로 음압을 측정해도 충분하므로, 12 mm 간격의 Spacer 를 갖는 Two-microphone 법을 이용하였다[7]. 굴삭기의 주요 부위인 본네트 상면, 엔진 하부, 측면 카버등을 그대로 둔 경우와 제거한 것에 대하여 각각 인텐시티 시험을 수행하였다. 각 부분의 소음 기여도를 음향 인텐시티 분석을 하여 Fig.3 - Fig.4 에 나타내었다. 모든 개폐구가 닫힌 정상 상태에서는 엔진 하부와 본네트의 순서로 기여도가 컸으며, 개구부가 열린 상태에서는 본네트, 엔진 하부순이었다. Fig.5 에서 보면 엔진 하부의 IL(Insertion Loss) 가 상대적으로 작으므로 엔진 하부에 대한 소음 대책이 강구되어야 함을 알 수 있다. 1/3 옥타브 밴드로 분석한 Fig.6 을 보면 소음은 주로 1 KHz 와 1.25 KHz 밴드에 기인한다. 따라서 이 영역의 소음 제어가 필수적이다. Fig.7 에는 본네트위의 개구부에서 측정한 음압을 나타내었으며, 800 Hz 에서 1500 Hz 사이에 많은 피크가 존재함을 알 수 있다. Fig.8 - Fig.9 에 개폐구를 개방한 상태에서 본네트와 엔진 하부에서의 음향 인텐시티 도해를 나타내었다. 본네트를 개방한 상태의 1/3 옥타브 음향 파워 기여도 분석을 행한 Fig.10을 보면 1 KHz 와 1.25 KHz 밴드에서 머플러, 배기 파이프, 엔진 상부 순서로 소음 기여도가 크게 나타났다. Fig.11 에는 엔진 하부에서 판넬을 개방한 상태에서의 각 부분의 음향 인텐시티 기여도를 나타내고 있다. 이상의 결과로 볼때, 엔진 하부의 차음및 1 KHz 및 1.25 KHz 밴드의 소음제어에 우선 순위를 두도록 하였다. 엔진 마운트부의 진동 절연 특성을 파악하기 위하여 가속도 수준을 엔진측및 프레임측에서 측정하여 Fig.12 에 나타내었다. Fig.13 에는 머플러 하단의 진동 수준을 보이며 엔진 마운트및 머플러 하단의 진동 절연을 통해 머플러의 구조 기진 소음 수준을 낮출 수 있으리라 생각된다.

2.3 개선시험

개선 시험의 평가로는 86/662/EEC 시험 규정에 따른 음향 파워 값을 비교하였다. 2.2 절에서 분석한 결과로 다음의 순서로 개선을 하였고 Table.1 에 정리하였다. Fig.14 - Fig.19 에는 Fig.1 에 표시한 측정점 #4 에서의 음압 수준을 1/3 옥타브밴드로 분석하였다.

1) 현 양산품 상태
2) 엔진 하부의 차음 처리
3) 2)항+ 본네트부를 제외한 엔진룸내의 흡음재 변경
4) 3)항 + 본네트부 흡음재 변경
5) 4)항 + 머플러통의 차음 처리
6) 4)항 + 팬 재질및 형상 변경
7) 6)항 + Air Flow 변경

2) 항의 경우 현 양산품 대비 전체 음향 파워 값이 1.7 dBA 개선되었다. 차음에 의한 효과가 큼을 알수 있었다. Fig.14 보면 500 Hz 밴드를 제외하고는 거의 전체 밴드에서 소음 저감을 얻을 수 있었다.

3) 항의 경우는 기존 흡음재 대신에 문제가 되는 소음 주파수 범위에 적합한 두께의 흡음재를 사용하여 1.7 dBA의 저감효과를 얻었으며, Fig.15 에 의하면 1.25 KHz 밴드에서 특히 효과적임을 알 수 있었다. 전반적으로 상당한 소음 저감 효과를 얻을 수 있었다.

4) 항의 경우 본네트부의 흡음재 두께의 변화는 1 KHz 밴드를 제외하고는 전체 소음 수준에 큰 영향을 주지 못함을 알 수 있었다. 이는 본네트부의 개구부를 통한 소음 유출로 인한 것으로 생각되었다. 엔진룸내의 방열 문제로 개구부 면적을 대폭 제한할 수는 없으며 본네트 상면의 많은 부분이 방열을 위해 필요하였고 효과적인 방열및 소음 저감를 얻기 위해서는 공기 흡입구의 최적 위치를 찾을 필요가 있었다.

5) 항의 경우 소음 기여도 분석에 따라 머플러 주위를 차음 처리한 결과 0.7 dBA의 개선을 얻었으나 실제 양산에 적용할 경우 조립 작업에 어려움이 있으므로 개선안을 찾아야 하였다.

6) 항의 경우 엔진룸내의 방열 특성을 개선하기 위하여 풍량이 충분한 Fan 으로 교환한 것으로 이 경우에 머플러부는 차음 처리를 하지 않았다. 4) 항에 비해 0.5 dBA의 소음 개선 효과를 얻었다.

7) 항의 경우 차음으로 인한 엔진룸내의 온도 상승을 해결하기 위하여 공기 유동로를 개선하였다. 일반적으로 산업용 차량의 소음 저감에 있어서 Heat Balance문제는 차음과 결부되어, 소음 제어에 있어 매우 중요한 외적 변수로 등장한다. 본 시험에 있어서는 장비 성능과 밀접한 관계가 있는 열평형 문제를 공기 유동로 개선을 통해 냉각 계수를 적정 수준까지 낮출 수 있었다. 이는 팬의 재질, 크기, 형상등의 변경뿐 만 아니라, 냉각 성능에 가장 중요한 냉각수의 입, 출구 온도에 중점을 두고 장비 전체의 Air Flow 를 개선하였다. 그 결과 냉각 계수를 기존에 비해 4° C 정도 낮출 수 있었다. 이와같은 공기유동로의 변경을 적용한 경우 6)항 대비 0.6 dBA 소음 특성이 악화되었다. 그러나, 전체적으로는 현 양산 대비 3.4 dBA의 소음 개선을 얻었다. Fig.20 에 각 경우에 측정점 #4에서 얻은 1/3 옥타브로 분석한 음압 수준을 종합적으로 나타내었다.

3. 결 론

'97년 부터 적용 예상되는 크롤러 굴삭기에 대한 유럽 소음 규제 89/514/EEC 에 대비하여 소음 개선 방안을 제시하고 시행 하였다. 86/662/EEC 및 89/514/EEC 소음 규제법으로 시험하여 소음 현상을 파악한 후 음향 인텐시티법을 이용하여 소음원 규명, 소음 기여도 분석,차음 특성및 음향 파워 값을 구하였다. 주요 소음 경로인 엔진 하부를 차음하고 관심있는 소음 주파수 밴드를 제어하기 위하여 적절한 흡음재를 사용하여 큰 효과를 얻었다. 인텐시티 측정을 하여 파악한 소음원인 머플러, 팬부를 처리한 결과로 머플러의 구조 기진 방사소음이 큼을 확인할 수 있었고 대처 방안으로는 머플러의 효과적인 차음 대책 또는 머플러를 구조 기진하는 경로를 차단하도록 머플러 하부에 진동

절연 마운트를 채택하여야 함을 입증하였다. 장비 성능에 영향을 주는 방열 특성을 좋게 하면서 동시에 소음 저감을 위해서는 팬부의 개선및 공기 유동로의 개선이 필요하였고 본 논문에서 적용한 방법은 실제 양산 제품에 반영될 예정이다. 구조 기진 소음을 원천적으로 저감하기 위한 방안으로는 엔진 마운트에 의한 진동 절연이 필수적이며 이는 엔진룸 내의 콤퍼넌트의 소음 개선을 위한 후속 연구에서 다뤄져야 한다.

후 기

본 연구는 대우중공업과의 공동 과제로 수행되어 중기 사업 본부 제기부의 도움을 받았음을 밝히며, 관계되는 분들께 감사를 표합니다. 또한, 시험을 위해 수고한 고등기술연구원 소음 진동팀의 여러 동료 연구원들께도 감사를 드립니다.

참고문헌

(1) J.D.Irwin, E.R.Graf, Industrial Noise and Vibration Control, Prentice-Hall, 1979
(2) Official Journal of the European Communities, 1979, Vol 22, Legislation, 79/113/EEC.
(3) Official Journal of the European Communities, 1986, Vol , Legislation, 86/662/EEC.
(4) Official Journal of the European Communities, 1989, Vol 32, Legislation, 89/514/EEC.
(5) To those circulation list for powered appliences, plant and equipment, 1993, Department of Trade and Industry.
(6) STARAcoustics Reference Manual
(7) 음향인텐시티, B&K
(8) L.E.Kinsler,et al, Fundamentals of Acoustics, John Wiley & Sons,1982

Table.1 Comparisons of Test Results

NO	실 험 내 용	비 고
1	현 양산품	
2	엔진 하부커버 차음	1.7 dBA 감소
3	2항+엔진룸 흡음재 변경	1.7 dBA 감소
4	3항+본네트 흡음재 변경	0.1 dBA 감소
5	4항+머플러 차음	0.7 dBA 감소
6	4항+팬재질 및 형상변경	0.2 dBA 증가
7	6항+Air Flow 경로변경	0.6 dBA 증가

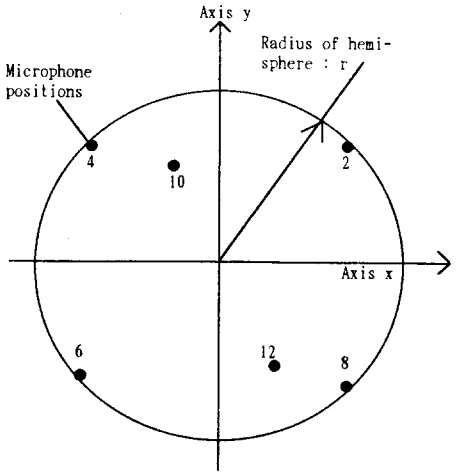

Fig.1 Diagram of Measuring positions in EEC Regulation

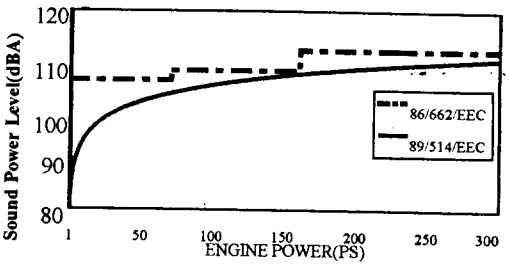

Fig.2 EEC Regulation, 86/662/EEC and 89/514/EEC

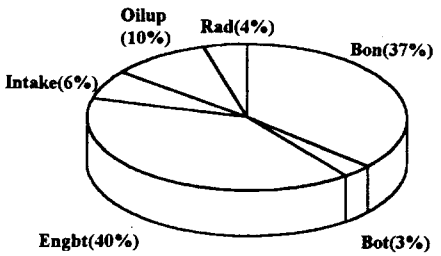

Fig.3 Noise Source Ranking for Crawler Excavator (Close Panel)

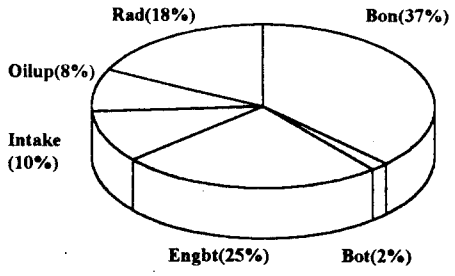

Fig.4 Noise Source Ranking for Crawler Excavator (Open Panel)

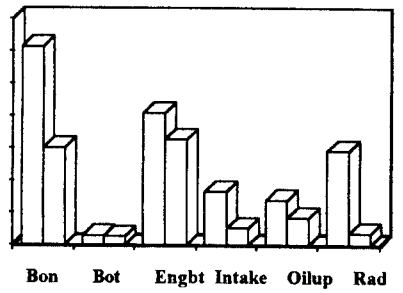

Fig. 5 Comparison of Sound Power Level Between Open and Close Panel for Crawel Excavator

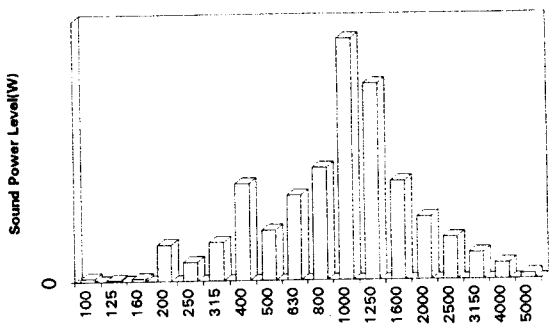

Fig.6 Sound Power Level on the Bonnet(Close Panel)

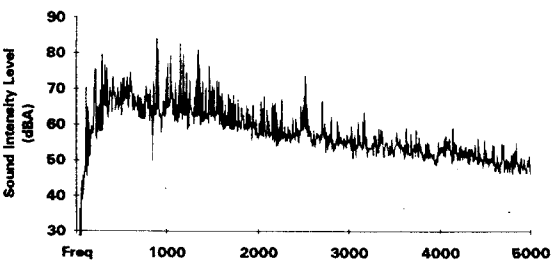

Fig. 7 Sound Intensity Level at the Bonnet #84

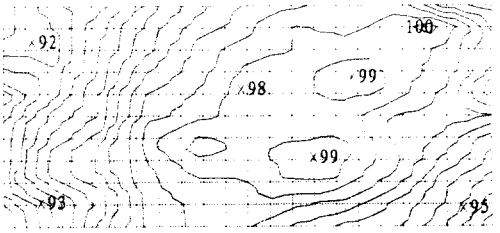

Fig.8 Total Sound Intensity Contour Map at Bonnet (Open Panel)

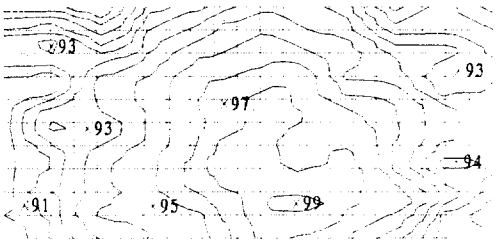

Fig.9 Total Sound Intensity Contour Map at Engine Bottom(Open Panel)

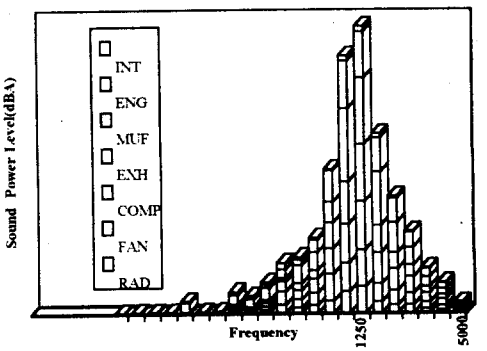

Fig.10 Sound Power Level for Bonnet(Open Panel), 1/3 Octave

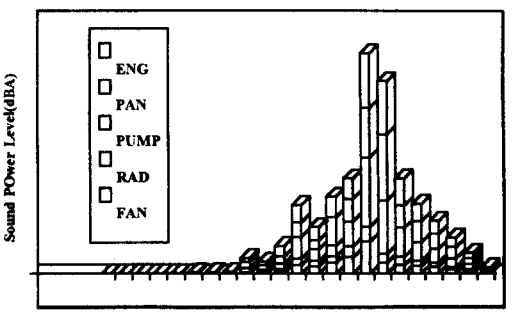

Fig.11 Sound Power Level for Engine Bottom(Open Panel),1/3 Octave

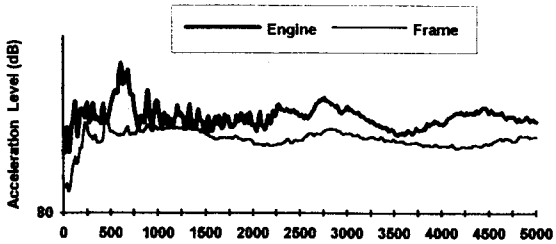

Fig. 12 Comparison of Acceleration Level Between Engine Mount and Frame

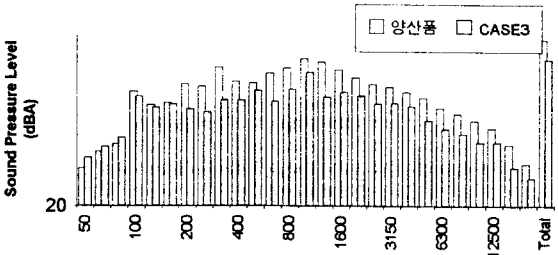

Fig. 15 Sound Pressure Level at Measuring Point #4 for case 3

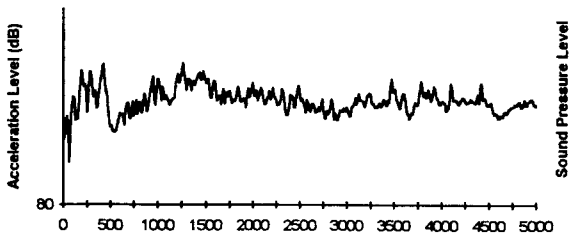

Fig. 13 Acceleration Level at Muffler Bottom

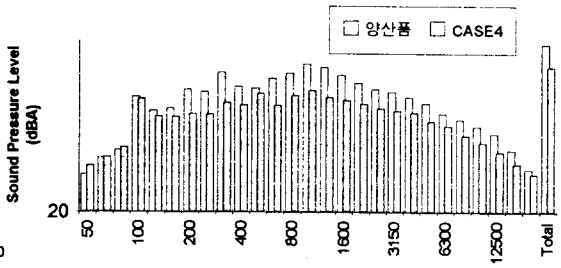

Fig. 16 Sound Pressure Level at Measuring Point #4 for case 4

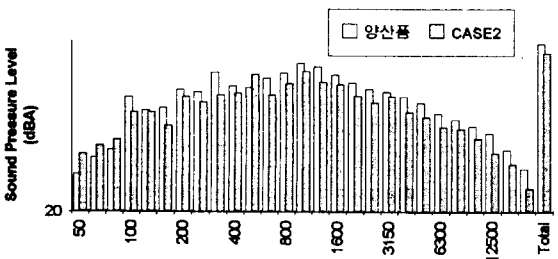

Fig. 14 Sound Pressure Level at Measuring Point #4 for case 2

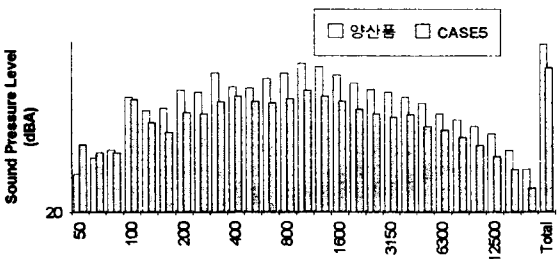

Fig. 17 Sound Pressure Level at Measuring Point #4 for case 5

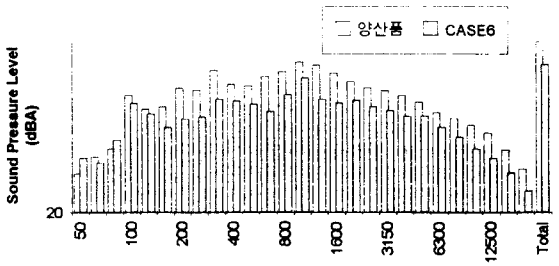

Fig. 18 Sound Pressure Level at Measuring Point #4 for case 6

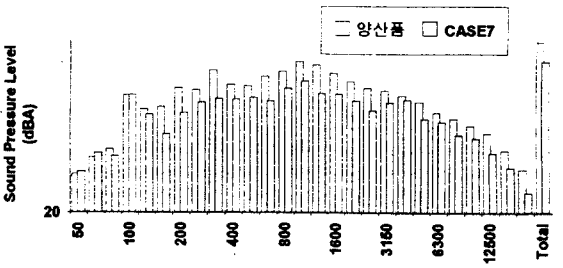

Fig. 19 Sound Pressure Level at Measuring Point #4 for case 7

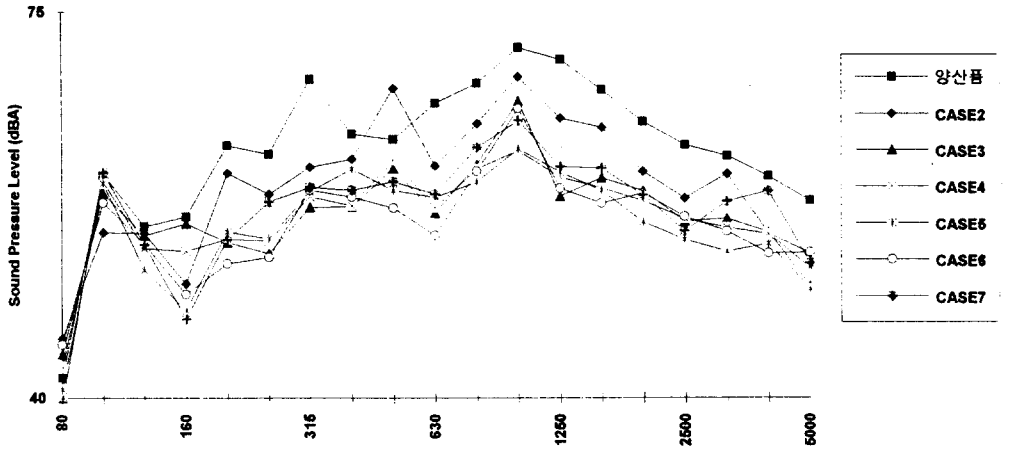

Fig. 20 Sound Pressure Level at Measuring Point #4 for Each Case