

# 소음기의 재설계를 통한 대형 상용차의 배출 소음 저감에 관한 연구

\*박기춘\* 전영두\* 김양한\*\* 강신일\*\*\* 강종민\*\*\*

(A study on the Exhaust Noise Reduction of the Heavy Truck through the Muffler Redesign)

(Ki-Chun Park, Young-Doo Chun, Yang-Hann Kim, Sin-Il Kang, Jong-Min Kang)

## 1. 서론

대형 상용차용 내연기관에서 방출되는 소음의 음압 레벨은 경우에 따라 140dBA 이상으로(예, 그림 1.b) 환경소음 배출 규제에 부합되는 배출 소음을 위하여는 소음기의 적절한 설계가 필요하다 하겠다. 소음기는 방출 소음을 저감시키는 기본적인 작용 이외에 엔진의 효율을 저하시키는 배압(back-pressure) 상승의 효과를 동반할 뿐만 아니라 자체에의 장착을 위하여 크기와 무게의 제약을 받는다. 따라서 소음기는 설계자의 경험과 과거에 사용되어온 소음기에 대한 이해, 소음기를 구성하는 단위 요소에 대한 음향학적 해석 이론, 제작 과정에서의 경험과 튜닝 등에 바탕을 두고 설계되어져 왔다.

본 연구에서는 대형 상용차에 장착되는 기존 소음기 구성 요소의 투과 손실(Transmission Loss : TL)을 전달 행렬법으로 해석하여 음향학적 특성을 규명하고 개별 소음기 요소에 대한 기존의 연구 결과를 바탕으로 공명기와 다공 요소를 이용하여 기존 소음기를 재설계함으로써 배출 소음의 저감을 이루기 위한 과정을 소개하고 이를 적용 사례를 중심으로 살펴보고 있다. 소음기의 설계를 위하여 고려할 수 있는 음향학적 요소는 그 기능과 형태면에서 다양하나 본 연구에서는 대형 상용차용 소음기에 주로 사용 가능한 공명기와 다공관을 주된 설계요소로 생각하였다.

공명기는 공명 주파수 내역의 소음을 저감하는 역할을 하므로 일정한 엔진 회전수 하에서 엔진의 방출 소음중 폭발 성분에 의한 소음을 줄이는데 효과적으로 사용될 수 있지만 가속 주행시에는 회전수(rpm)의 변화에 따라 폭발 주기가 변화하게 되므로 공명기의 설계에 주의를 기울여야 한다.

내연 기관용 소음기에 빈번하게 쓰이는 다공 요소의 해석 방법으로는 Sullivan[1], Kim and Yoon[2] 등의 분할 접근 방법(Segmentation Approach)과 Jayaraman and Yam[3], Munjal[4], Peat[5] 등의 연성 제거 방법(Decoupling Approach) 등이

제시되었고 평면파 영역에 한하여 해석되어져 왔다. 본 논문에서는 분할 접근 방법(Segmentation Approach)을 이용하여 다공 요소로 이루어진 소음기를 해석하는데 적용하였다.

## 2. 전달행렬법

소음기는 여러가지 음향학적 요소의 조합으로 이루어진 음향계이므로 전체 소음기를 임피던스의 부정합이 존재하는 단면, 즉 브랜치(branch)를 기준으로 단위 요소로 구분하여 해석하는 방법인 전달 행렬법[6]이 널리 쓰여져 왔다. 그림 2와 같은 음향 전송계(Transmission Line)가 있을 때 n번째 임피던스 부정합 요소에서의 전달 행렬은 식(1)과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} P_{n+1} \\ U_{n+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_n \\ U_n \end{bmatrix} \quad (1)$$

여기서, 아랫첨자 n+1은 브랜치의 상류류, n은 하류류를 나타내고

U는 체적속도이다. 전달 행렬의 각 요소는  $T_{11} = \frac{P_{n+1}}{P_n} \Big|_{U_{n+1}=0}$ ,

$T_{12} = \frac{P_{n+1}}{U_n} \Big|_{P_n=0}$ ,  $T_{21} = \frac{U_{n+1}}{P_n} \Big|_{U_{n+1}=0}$ ,  $T_{22} = \frac{U_{n+1}}{U_n} \Big|_{P_n=0}$  로 정의되고 각각

개회로 전달 이득(Open-circuit transmission gain), 폐회로 전달 임피던스(Short-circuit transmission impedance), 개회로 전달 어드미턴스(Open-circuit transmission admittance), 폐회로 전달 이득(Short-circuit transmission gain)을 의미한다. 단위 입출력을 갖는 음향 요소의 전달 행렬은 고유한 시스템 특성으로서 입력과 출력에 의한 영향을 받지 않는다. 따라서, 소음기의 전체 전달 행렬은 각 요소의 전달 행렬의 곱으로 나타낼 수 있고 무반사 끝단 조건하에서 구한 소음기의 투과 손실(TL)은 다음과 같다.

$$TL = 20 \log \left[ \left( \frac{Z_o}{Z_i} \right)^{\frac{1}{2}} \left| \frac{T_{11} + T_{12}/Z_o + Z_i T_{21} + (Z_i/Z_o) T_{22}}{2} \right| \right] \quad (2)$$

여기서,  $Z_i = \rho c/S_i$ ,  $Z_o = \rho c/S_o$  으로 각각 입력관과 출력관에서의 임피던스이다.

\* 한국과학기술원 기계공학과 소음 및 진동 제어 연구 센터

\*\* 삼성중공업 중앙연구소

### 3. 기존 소음기의 구조 및 해석

기존 소음기의 기본적인 구조는 그림(3.a)와 같고 고차 모드가 전파하기 전의 평면파 전파 영역인 저주파수 영역(670Hz 이하)에서 그림(3.b)로 근사화하였다. 또한 소음기를 격벽을 기준으로 세개의 섹션(Section)으로 구분하고 해석과 실험을 통하여 각 섹션의 기능을 고찰하였다.

#### 3.1 섹션A의 해석

그림(3.c)의 A-A를 기준으로 우측은 외풍을 포함하여 3개의 덕트로 이루어진 다공관 요소이고 좌측은 2개의 덕트로 이루어진 다공관 요소이다. 다공관 요소의 해석 방법은 평면파 전달 영역에서 실험적 결과와 잘 일치하는 분할 접근 방법(Segmentation Approach)을 택하였다. 2개의 덕트로 이루어진 다공관 요소는 4\*4 행렬로 식(3)~식(5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$T_{rigid} = \begin{bmatrix} \cos(kl_j) & jZ_1 \sin(kl_j) & 0 & 0 \\ jZ_1^{-1} \sin(kl_j) \cos(kl_j) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \cos(kl_j) & jZ_2 \sin(kl_j) \\ 0 & 0 & jZ_2^{-1} \sin(kl_j) \cos(kl_j) & 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$T_{branch} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1/Z_j & 1 & -1/Z_j & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -1/Z_j & 1 & 1/Z_j & 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\text{여기서, } Z_j = \frac{\rho c}{4\pi r_n^2 m} (0.006 + 2(kr_n)^2 + jk(t + 1.5r_n))$$

$$T_{total} = T_{branch} \prod_{j=1}^{N-1} T_{rigid} T_{branch} \quad (5)$$

$Z_{1,2}$ 의 아랫첨자는 덕트 1과 덕트 2를 가르키고  $Z_{1,2} = \rho c / S_{1,2}$  ( $S_{1,2}$ 는 덕트의 단면적)이고,  $l_j$ 는 브랜치(branch)간의 거리,  $k$ 는 파수를 나타낸다. 또한  $Z_j$ 는 공극이 있는 브랜치(branch)에서의 임피던스로 Sullivan, Munjal, 윌두병 등에 의하여 실험적 방법으로 구하여졌고 본 연구에서는 Munjal의 실험식을 이용하였다.  $r_n$ 는 공극의 반지름,  $t$ 는 공극의 두께,  $m$ 은 하나의 브랜치에서의 공극의 갯수이다. 단면 A-A 좌측 요소의 전달 행렬인 식(5)는 공극관을 강체관(Rigid duct)과 브랜치(branch) 요소로 분할하고 각 요소의 전달 행렬을 구하여 이의 연속적인 곱으로 구한 결과식이다. 동일한 분할 방법에 의하여 3개의 덕트로 이루어진 우측 요소는 6\*6행렬로 다음과 같다.

$$T_{rigid} = \begin{bmatrix} \cos(kl_j) & jZ_1 \sin(kl_j) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ jZ_1^{-1} \sin(kl_j) \cos(kl_j) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \cos(kl_j) & jZ_2 \sin(kl_j) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & jZ_2^{-1} \sin(kl_j) \cos(kl_j) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \cos(kl_j) & jZ_3 \sin(kl_j) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & jZ_3^{-1} \sin(kl_j) \cos(kl_j) & 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$T_{branch} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1/Z_j & 1 & -1/Z_j & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -1/Z_j & 0 & 1/Z_j + 1/Z_j & 1 & -1/Z_j & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1/Z_j & 0 & 1/Z_j & 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$T_{total} = T_{branch} \prod_{j=1}^{N-1} T_{rigid} T_{branch} \quad (8)$$

격벽을 강체로 가정하여 근사화하면 섹션 A에서의 경계 조건들은 그림(3.c)와 같고 각 경계조건들은 임피던스로 표현되므로 음압과 체적속도의 비를 규정한다. 또한 단면 A-A에서 음압과 체적속도의 연속 조건은 식(9)와 같다.

$$P_{ref,2} = P_{ref,3} = P_{ref,4} \quad U_{ref,2} = U_{ref,3} + U_{ref,4} \quad (9)$$

섹션 A의 일부인 공명기에서의 평면파는 그림(4)와 같이 전파되고 경계조건은 식(10)과 같이 표현될 수 있다.

$$\begin{aligned} \text{at } x = -l_1 : U_1 &= 0 \\ \text{at } x = l_2 : U_3 &= 0 \\ \text{at } x = 0 : P_1 &= P_2 = P_3 \end{aligned} \quad (10)$$

그림(4)의 공명기에 식(10)의 경계조건을 적용하면  $x = -L$ 에서의 임피던스는 식(11)과 같다.

$$Z = \rho c \frac{-jS_1 + jS_2 \tan(kL) \tan(kl_2) + jS_3 \tan(kl_1) \tan(kL)}{S_1 \tan(kL) + S_2 \tan(kl_2) + S_3 \tan(kl_1)} \quad (11)$$

식(11)은 공명기의 입력 임피던스이므로 식(11)의 허수부가 0이 되는 주파수가 공명 주파수이며 이 주파수 대역의 소음은 공명기에 의해 저감된다.

식(5),(8)에 식(9),(11)의 경계조건을 적용하면 2\*2의 전달 행렬을 얻을 수 있고 투과 손실은 그림(5)로, 전술한 바와 같이 공명기의 공명 주파수인 125Hz에서 큰 소음 저감 특성을 나타낸다.

#### 3.2 섹션 B의 해석

섹션 B에는 연장 입력관(Extended inlet pipe)과 연장 출력공극관(Extended outlet pipe)이 존재한다. 이를 그림(3.d)에서와 같이 단면 A-A, B-B를 기준으로 연장 입력관, 직관, 연장 출력공극관의 세 부분으로 나누어 평면파 전파 영역에서 각각의 전달 행렬을 구하면 다음과 같다.

$$T_{inlet} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z_{in} & 1 \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$T_{outlet} = \begin{bmatrix} \cos(kl) & jZ_1 \sin(kl) \\ jZ_1^{-1} \sin(kl) \cos(kl) & 0 \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$T_{cutter} = T_{branch} \prod_{j=1}^{N-1} T_{rigid} T_{branch} \quad (14)$$

단면 B-B에서의 음압, 체적 속도의 입지 조건과 강제 격벽의 경계조건을 이용하여 2\*2의 전달행렬을 구하고 이로부터 전달 손실을 구하면 그림(6)의 점선과 같다. 즉 엔진 소음 레벨이 높은 500Hz이하의 저주파수 영역에서 낮은 전달 손실 특성을 보이고 있으므로 섹션 B는 음향학적으로 큰 이득을 얻을 수 없으나 두 입력관과 하나의 출력관을 연결시키는 구조적인 기능이 있다.

### 3.3 섹션 C의 해석

플러그 요소인 섹션 C는 Closed ended duct의 일종으로 유체의 흐름이 모두 공극을 통하여 이루어지므로 Open ended duct로 구성된 섹션 A와 섹션 B에 비하여 높은 배압을 수반하게 된다.

단면 A-A를 기준으로 상류와 하류측의 전달 행렬은 분할 접근 방법(Segmentation Approach)에 의하여 식(15), (16)과 같이 구할 수 있고 경계 조건은 그림(3.c)에 나타난 바와 같다.

$$T_{upstream} = T_{branch} \prod_{j=1}^{M-1} T_{rigid} T_{branch} \quad (15)$$

$$T_{downstream} = T_{branch} \prod_{j=1}^{N-1} T_{rigid} T_{branch} \quad (16)$$

여기서,  $T_{rigid}$ ,  $T_{branch}$ 는 식(3), (4)이고 M은 상류측 요소의 브랜치 수, N은 하류측 요소의 브랜치 수이다. 그림(3.c)의 강제 경계 조건을 만족하는 임피던스식을 섹션 A에서와 같은 방법으로 식(15), (16)에 적용하여 전달 행렬과 투과 손실을 구하였다. 그림(7)은 섹션 C의 전달 손실로 엔진 소음 레벨이 큰 저주파수 영역에서 작은 전달 손실 특성을 보이고 있다.

전체 소음기의 투과 손실은 각 섹션에서 구한 전달 행렬의 곱으로 표현되며 전달 손실은 그림(8)과 같다. 100Hz이하의 저주파 영역에서 실험 결과가 음의 투과 손실을 보이는 것은 이 주파수 영역에서는 무반사 끝단 조건을 만족시키지 못하기 때문이다. 외통의 지름이 0.3m인 확장관에서 고차 모드가 전파하기 시작하는 주파수는 670Hz로 100~700Hz의 주파수 영역에서 해석 결과와 실험결과가 대체로 일치하고 있다. 또한 소음기의 구조가 대칭적이므로 반지름 방향의 모드가 전파하기 시작하는 1400Hz까지 해석 결과와 실험 결과가 대체로 비슷한 경향을 보인다.

### 4. 소음기의 재설계

소음기의 설치 목적은 엔진 소음의 지간에 있으므로 소음기는 엔진 소음 레벨이 높은 주파수 영역에서 큰 소음 저감 효과를 나타내도록 설계되어야 한다. 엔진의 소음 레벨을 @Wave Software에 의하여 모의 실험한 결과 그림(1.a)와 같고 1/3 옥타브 밴드에서 그림(1.b)와 같은 dBA 레벨을 갖는다. 즉, 125Hz를 정점으로 140dBA 이상의 높은 소음 레벨을 나타내고

40~500Hz의 주파수 대역에서 130dBA 이상의 소음 레벨이 존재한다. 소음기의 크기는 전체 길이가 1m, 외통의 지름이 0.3m로 제한되어 있으므로 소음기의 작동 주파수의 범위를 100~500Hz로 한정하였다. 100Hz 이하의 주파수 대역은 음원에서 소음기까지 두 입력관의 길이의 차를 이용한 음파간의 상쇄 간섭으로 소음저감을 이루는 것이 한 방법이었으나 본 논문에서는 제외하였다.

100~500Hz의 주파수 영역에서 큰 투과 손실을 얻을 수 있는 소음기의 구조로 1)제한된 전체 길이를 하나의 확장관 또는 격벽을 가진 확장관으로 만든 구조 2)100~500Hz에서 공명하는 다수의 공명기를 갖는 구조 등을 고려할 수 있다.

입출력관의 단면적과 확장관의 단면적의 비를 m이라고 하면 하나의 확장관으로 얻을 수 있는 최대 투과 손실은 식(17)과 같고 기존의 소음기의 경우 m=7.5이므로 최대 투과 손실은 12dB이하이다.

$$TL = 10 \log \left[ 1 + \frac{1}{4} \left( m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2(kl) \right] \quad (17)$$

반면에 섹션 A에서 공명기에 의한 투과 손실은 그림(5)에서와 같이 20dB 이상의 레벨을 보이고 있으므로 새로운 소음기는 다수의 공명기를 갖도록 설계하였다.(그림(9))

공명기의 입력 임피던스는 식(11)과 같고 공명 주파수는 공명기의 목의 길이인  $L+1$ , 공명기의 부피에 비례하는  $L_e$ 에 의하여 결정된다. 그림(9)의 두 공명기는 각각 125Hz, 210Hz의 공명 주파수를 갖도록 하였다.

기존의 소음기와 소음 저감 특성을 비교하기 위하여 엔진 소음 스펙트럼에 소음기의 투과 손실을 뺀 후 이에 A-weighting을 하여서 20~9000Hz까지의 전체 소음 레벨을 구하였다. 그림(10)은 기존 소음기, 그림(11)은 새로운 소음기에서의 소음 레벨(dB)이고 그림(12)는 1/3 octave band에서 이를 dBA로 나타내었다. 그 결과 엔진 소음레벨 : 138.5 dBA, 기존 소음기 : 110.5 dBA, 제설계 소음기 : 106.6 dBA 로 소음기의 재설계 과정을 통하여 기존의 소음기에 비하여 3.9dBA의 소음저감 효과를 얻을 수 있었다.

### 5. 결론

기존의 난위 음향 요소에 대한 연구 결과들을 바탕으로 대형 상용차에 장착되는 소음기를 해석하였다. 대형 상용차의 엔진 소음 스펙트럼은 상용 패키지를 이용하여 해석한 결과 500Hz이하의 저주파 대역에 음향 에너지가 집중되어 있었고 공명기를 이용한 소음기의 재설계로 기존 소음기에 비하여 3.9dBA의 소음저감을 이루었다. 차후 연구과제로는 100Hz이하의 소음을 효과적으로 감소시키기 위하여 다입력관을 갖는 소음기에서 소음원에서 소음기까지의 입력관 사이의 길이차가 존재하는 다입력관에 대한 연구를 수행할 예정이다.

6. 참고문헌

- [1] Joseph W. Sullivan, "A method for modeling perforated tube muffler components. I. Theory", J. Acoust. Soc. Am., Vol. 66, 1979, pp772-778.
- [2] Y.-H.Kim and D.-B. Yoon, "AN EXPERIMENTAL STUDY OF THE ACOUSTIC CHARACTERISTICS OF PERFORATED PIPE IN TERMS OF WAVENUMBER AND POROSITY," J. Sound and Vib., Vol. 183, 1995, pp115-127.
- [3] Krishnamurthy.Jayaraman and Kit.Yam, "Decoupling approach to modeling perforated tube muffler components." J. Acoust. Soc. Am., Vol 69, 1981, pp390-396.
- [4] M.L.Munjal, *Acoustics of Ducts and Mufflers*. Chapter 3. Wiley, New York, 1987.
- [5] K.S.Peat, "A NUMERICAL DECOUPLING ANALYSIS OF PERFORATED PIPE SILENCER ELEMENTS." J. Sound and Vib., Vol 123, pp199-212.
- [6] Leo.L.Beranck., *ACOUSTICS*, Chapter 5. Acoust. Soc. Am., 1993.

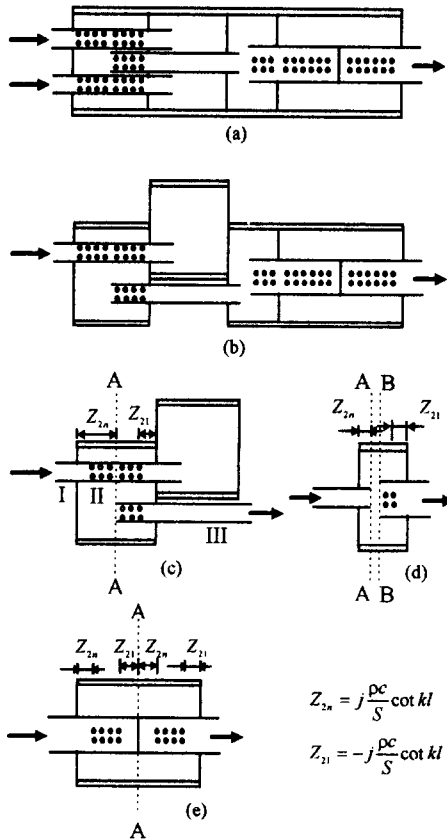


그림3 소음기의 형태 및 모듈화  
 (a) 전체 소음기 (b) 평면파 영역에서의 근사화  
 (c) Section A (d) Section B (e) Section C

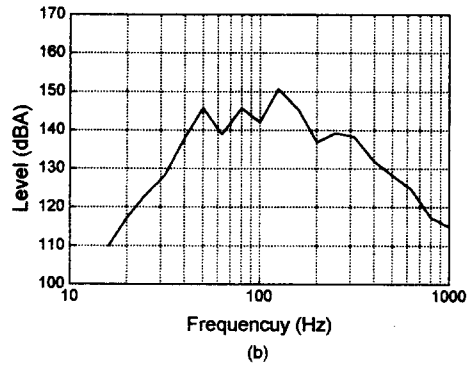
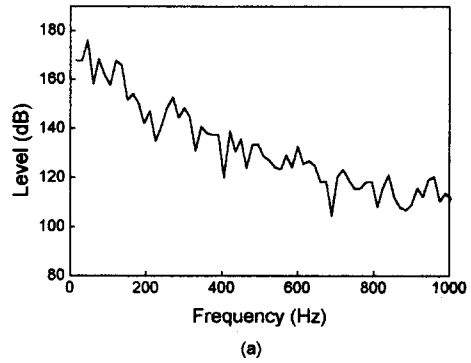


그림1 @WAVE로 모사 실험한 가속 주행시 엔진 소음 레벨  
 (a) dB Scale (b) A-weighting 후 dBA Scale

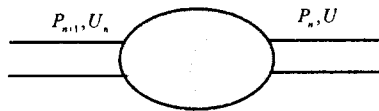


그림2 음향 전송계

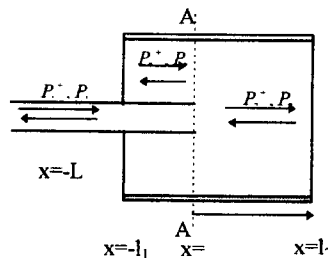


그림4 공명기에서의 평면파 전달

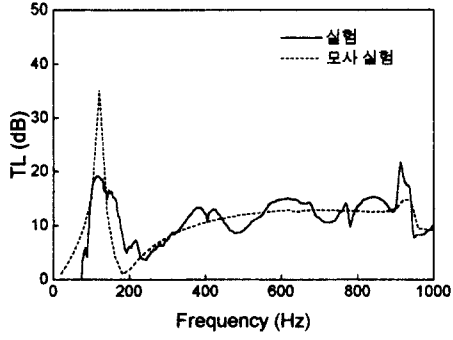


그림 5. 섹션 A의 투과 손실

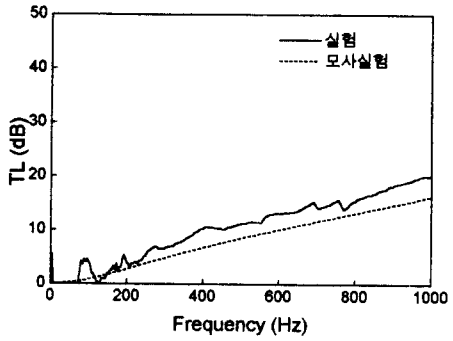


그림 6. 섹션 B의 투과 손실

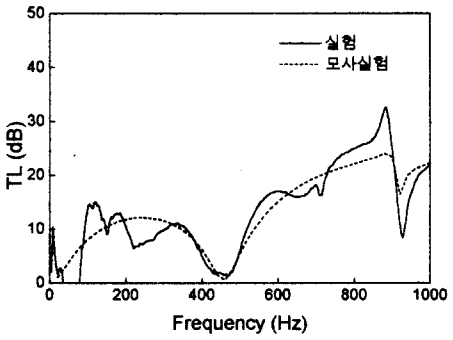


그림 7. 섹션 C의 투과 손실

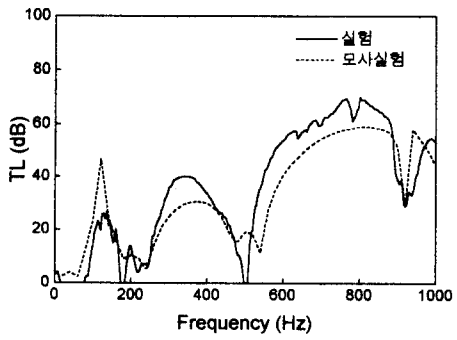


그림 8. 소음기의 전체 투과 손실

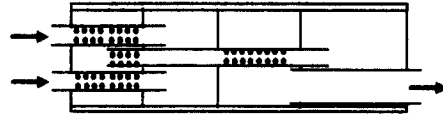


그림 9. 소음기의 재설계된 형상

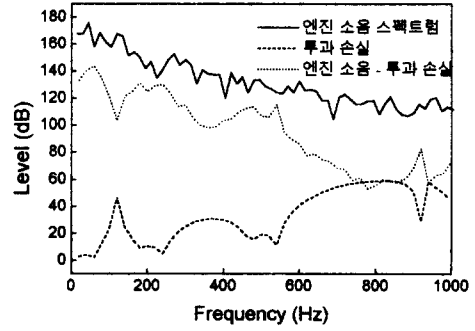


그림 10. 기존 소음기의 소음 레벨 (Simulation)

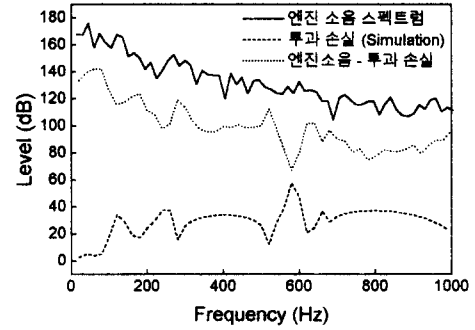


그림 11. 재설계된 소음기의 소음 레벨

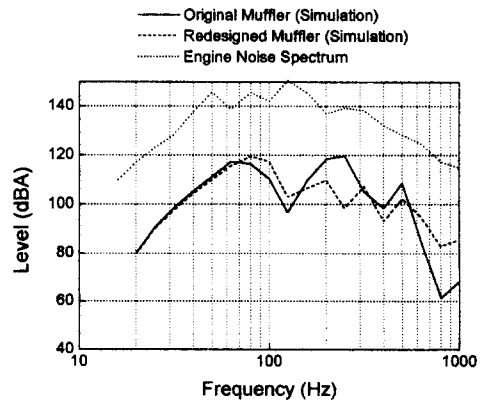


그림 12. 기존 소음기와 재설계된 소음기의 레벨(dBA)