

〈논 문〉 SAE NO. 96370126

승용차용 소음기의 성능 해석 소프트웨어 개발 및 향상에 관한 연구

Development of the Software for Analysis and Improvement of the Performance of a Passanger Car's Muffler

오 재 응,* 이 규 태,** 이 재 철***
J. E. Oh, K. T. Lee, J. C. Lee

ABSTRACT

The need of comfortable car and the efforts to overcoming the noise regulations on passenger cars bring about a series of studies on the reduction of exhaust noises.

In this study, acoustic characteristics of various components that compose mufflers of automobiles were analyzed theoretically, and the program which predicts the performance of mufflers was developed by the transfer matrix approach. The simulations were verified by the experiments on a real muffler.

By using the developed simulation program, we investigated the effects of each component on the entire muffler system and the energy loss coefficient on absorption materials in the front muffler. Finally, we proposed two designs to improve the performance of a muffler and verified the improved performance by the experiments and simulations.

주요기술용어 : Transmission loss (전달 손실), Absorption coefficient (흡음 계수), Energy loss coefficient (에너지 손실 계수), Effective ratio (영향율), Transmission matrix (전달 행렬)

1. 서 론

자동차의 고급화 및 도시 생활 공간에서의 자동차의 증가로 인한 소음증가에 따른 소음 규제 강화 등으로 효과적인 배기 소음의 저감은 주요

연구 대상이 되고 있다. 그러나, 국내 자동차 제작업체에서는 소음기의 독자적인 설계에 아직 미치지 못하고 있는 실정이며 소음기의 성능 평가 방법 또한 거의 확립되지 않은 실정이다.

실제 자동차 소음기에서는 여러 요소가 결합되어 사용되므로, 각 요소가 전체 소음기에 미치는 영향 파악과 소음기 성능 향상을 위한 설계 변경을 하고자 할 때, 설계 변수의 선정에 어려움이

* 정회원, 한양대학교 공과대학 자동차공학과

** 조선대학교 공과대학 기계공학과

*** 한양대학교 대학원 정밀기계공학과

있다. 그리고 흡음형 소음기의 실차 적용은 일반적으로 다공형 소음기와 결합되어 적용되나, 이와 같이 흡음재가 포함되어 있는 경우의 소음기 성능을 해석하는 것 또한 현재로서는 많은 어려움을 안고 있다.

이러한 문제를 해결하기 위해 소음기의 기본적인 구성 요소인 흡음형과 다공형, 반사형 요소, 공명기 등의 결합 형태에 관한 연구가 필요하며, 소음기 성능 예측 프로그램의 개발은 소음기 설계에 필수적이다.

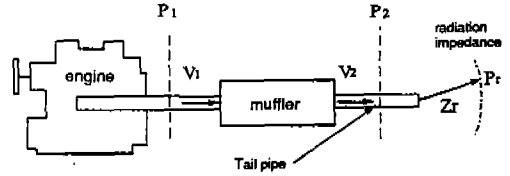
본 연구에서는 소음기의 음향학적 해석을 위해 파동방정식을 기초로 한 전달행렬법을 사용하였으며, 소음기 성능 예측 프로그램의 개발에 의해 소음기 각각의 개별 요소가 전체 소음기의 성능에 미치는 영향을 파악하고, 이를 통하여 소음기의 소음 저감 성능 향상을 위한 설계안을 제시하였다. 또한, 흡음형 요소에서는 흡음재의 에너지 손실 계수라는 새로운 계수를 실험적으로 산출하여 성능을 해석하여 적용하였다.

먼저, 실험에 대한 정확성을 확인하기 위해 소음기의 가장 단순화된 형태인 단순확장형 소음기에 대해 실험을 행하고 예측치와의 비교를 통해 이론적 고찰에 의한 실험 장치 및 실험 방법의 타당성을 확인하였다. 그리고 연구 대상 소음기는 현재 승용차에 사용되고 있는 소음기로 하였으며, 소음기의 각 개별 요소에 대한 소음 저감 성능 예측을 통하여 실차용 소음기의 성능 예측 프로그램을 개발하였다.

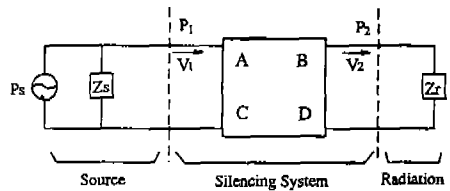
각 단일 요소와 복합된 형태의 소음기에 대해서 각각 예측치와 실험 결과를 비교하여 소프트웨어의 타당성을 확인하였다. 그리고 대상 소음기의 각 구성 요소의 영향을 파악하여 성능 향상을 위한 설계안을 제시하고 그 제시된 설계안을 토대로 제작된 소음기의 성능을 실험을 통하여 확인하고 예측과 비교하였다.

2. 소음기의 음향 특성과 전달행렬법¹⁾

소음기의 성능을 예측하기 위하여, 소음기의 기본 모델을 구성 요소에 따라 구분하면, Fig.1 (a)와 같이 음원, 머플러 요소, 방사 요소를 나



(a) Basic model of exhaust system



(b) Electroacoustic analogy of exhaust system

Fig.1 Physical model and impedance analogy of an exhaust system

눌 수 있다. 그리고, 이것은 Electroacoustic analogy에 의해서 Fig.1(b)로 표현될 수 있다. 음원은 음원 임피던스(Source Impedance; Z_s), 소음기 요소는 전달행렬(Transfer Matrix), 방사 요소는 방사 임피던스(Radiation Impedance; Z_r)를 사용하여 나타낼 수 있다.

전달행렬법은 전기공학에서 발달한 임피던스의 개념을 도입하여 소음기의 성능을 해석하는 방법이다. 이 방법은 행렬의 계산이 간단하고 임의의 형태로 조합된 소음기에도 적용할 수 있어 많이 이용되고 있다.

요소 r 의 양면의 상태변수들의 관계를 나타내기 위하여 두개의 상태변수인 음압 p 와 체적 속도 v 를 고려하면, 다음과 같은 행렬을 쓸 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} p_r \\ v_r \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{Transfer matrix} \\ 2 \times 2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_{r-1} \\ v_{r-1} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

여기에서, $[p_r, v_r]$ 은 입구점 r 의 상태 벡터이고, $[p_{r-1}, v_{r-1}]$ 은 출구점 $r-1$ 의 상태 벡터이며 요소 r 의 전달 행렬을 $[T_r]$ 로 표시한다.

3. 전달 손실(Transmission Loss; TL)

전달 손실은 소음기만의 소음 감쇠 효과를 표현하는 것으로 소음기 입·출구에서의 음압비를 데시벨(dB)로 나타낸 것이다. 즉, 소음기에 입사된 음압과 소음기를 통과한 음압의 비를 말하며, 식 (2)로 정의된다. 전달 손실의 개략적인 설명은 Fig.2에 나타내었다.

소음기의 성능을 평가하는 데는 전달 손실과 삽입 손실, 소음 감소치, 그리고 방사 음압등 여러 가지 평가 기준이 있으나, 본 연구에서는 전달 손실(Transmission Loss)만을 이용하였다.

$$\begin{aligned}
 TL(dB) &= 10 \log_{10} \left| \frac{W_i}{W_t} \right| \\
 &= 20 \log_{10} \left| \frac{P_i^+}{P_t^+} \right| \quad (2)
 \end{aligned}$$

여기서, W_i 는 입구측 에너지이고 W_t 는 출구측 에너지, P_i^+ 는 입구 진행 음압, P_t^+ 는 출구 진행 음압을 의미한다.

식 (2)에서 알 수 있는 바와 같이 전달 손실은 음원의 임피던스와 방사 임피던스의 영향을 받지 않으므로, 소음기의 성능을 이론적으로 예측하여 나타내는 데 많이 사용된다. 일반적으로 음압의 측정에서는 입사 음압과 반사 음압이 함께 측정되므로 정확한 전달 손실을 측정하기 위해서는 입사 음압만이 측정될 수 있도록 주의하여야 한다. 본 연구에서는 전달 손실 실험시 입사 음압만이 측정될 수 있도록 배기관의 끝단에 무반사단(Anechoic Terminator)을 사용하였다.

4. 흡음재의 흡음 계수²⁾와 에너지 손실 계수

4.1 흡음 계수

평면파로 진행하는 파가 벽에 부딪히면 그 음의 에너지의 일부는 벽에 의해 반사가 일어난다. 즉, 반사파는 벽에 의해서 발생되며, 반사파의 진폭과 위상은 입사파의 그것과는 달라진다.

Fig.3과 같이 입사파가 벽면과의 각을 이루고 입사할 때 반사파의 음압은 다음과 같다.

$$R = \frac{Z - \rho_0 c / \cos \theta}{Z + \rho_0 c / \cos \theta} I \quad (3)$$

여기서, ρ_0 는 공기의 밀도이고, c 는 공기의 위상 속도, θ 는 음의 벽에 대한 입사 각도, Z 는 벽면에서의 임피던스를 의미한다.

반사파의 진폭과 위상은 주파수와 입사파의 입사각의 함수이다. 이때, 반사되지 않고 벽면에 흡수되는 에너지가 발생하게 되며 흡수되는 에너지의 정도를 나타내는 것을 에너지 흡음 계수²⁾라 정의하였고 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\alpha = 1 - \left| \frac{R}{I} \right|^2 = 1 - \left| \frac{Z - \rho_0 c / \cos \theta}{Z + \rho_0 c / \cos \theta} \right|^2 \quad (4)$$

여기서, R 은 반사파의 음압이고, I 는 입사파의 음압을 의미한다.

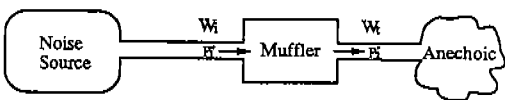


Fig.2 Definition of transmission loss

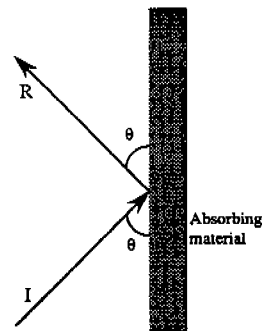


Fig.3 Reflection of sound from a surface

4.2 소음기에서의 흡음재에 의한 에너지 손실 계수

일반적으로 실차용 소음기에 사용되는 흡음재는 Fig.4(b)와 같이, 파의 진행 방향과 평행하게 소음기 내부를 둘러싸고 있다. 이와 같이 입사각이 90°인 경우 식 (4)에서 알 수 있듯이 흡음재의 흡음율을 이론적으로나 실험적으로 산출할 수 없다.

따라서, 본 연구에서는 Fig.4에서의 흡음재가 있는 관과 흡음재가 없는 관에 대하여 동일한 입사파를 입력시켜 이에 대한 출구측 에너지의 비를 산출하고, 이것을 흡음재에 의한 에너지 손실 계수로 표현하였다.

$$\beta = 1 - \frac{W_r}{W_i} \tag{5}$$

이때, 흡음재가 있는 관에서의 전달 손실은 다음과 같이 흡음재가 없는 관의 입사파에 대한 출구측의 음향 에너지로 표현할 수 있다.

$$TL = 10 \log_{10} \left| \frac{W_i}{W_r} \right| = 10 \log_{10} \left| \frac{1}{1 - \beta} \frac{W_i}{W_r} \right|$$

$$= 10 \log_{10} \left| \frac{W_i}{W_r} \right| - 10 \log_{10} |1 - \beta| \tag{6}$$

여기서, β 는 흡음재에 의한 에너지 손실 계수이고 W_i 는 입사 에너지, W_r 는 흡음재가 없는 관의 투사 에너지, W_t 는 흡음재 있는 관의 투사 에너지를 의미한다.

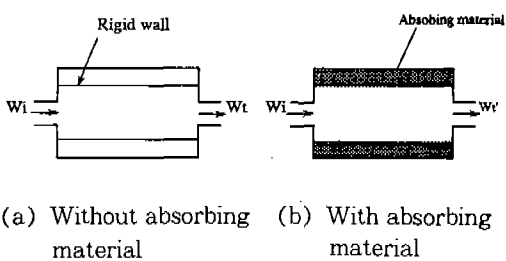


Fig.4 Evaluation of energy loss coefficient for absorption muffler

5. 실험

5.1 소음기 성능 실험과 실험 장치의 검증

소음기의 소음 저감 효과를 크게 하기 위해 소음기의 내부 구조를 효과적으로 설계하려면 소음기 성능을 수학적으로 예측하거나 실험에 의해 성능을 평가하여 설계한다. 또한 수학적 해석에 신뢰성을 부여하기 위해서는 실험에 의한 검증이 필요하므로, 정확한 실험은 소음기 설계에 매우 중요한 작업이다.

실제 배기계를 실험 장치로 모델링함에 있어서 중요한 물리적 요소들은 음파와 평균 유동 그리고 온도 구배이다. 그러나, 본 연구에서는 실험상 수행하기 어려운 온도 구배와 평균 유동은 고려하지 않고 음파만을 고려하여 실험을 수행하였다. 음원의 공급은 75W이고 6kHz까지의 주파수의 영역에서 선형성을 가진 가동 코일형 드라이브 유닛을 사용하였다. 전달 손실 측정시, 반사파의 영향을 막기 위해서 나팔형 무반사단을 사용하였다.

Fig.5는 전달 손실 측정 실험 장치의 구성도와 신호의 흐름도를 나타낸 것이다. 본 실험에서 측정하고자 하는 것은 관심 주파수 영역내의 음파의 전달 특성이다. 이를 알기 위하여 음원으로부터 관심 영역의 주파수를 갖는 음파를 발생시켜 소음기 전·후 및 끝단의 음압 특성을 파악하여야 한다. 관심 주파수 영역을 포함하는 음파를

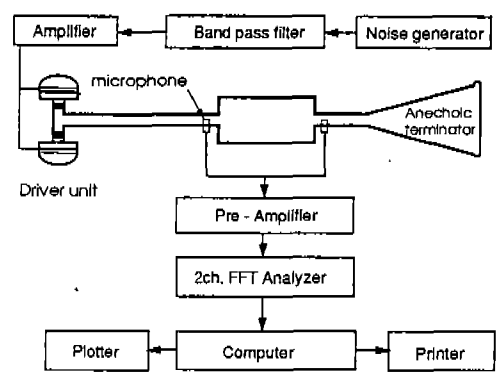


Fig.5 Experimental setup and signal flow for measuring transmission loss

음원으로부터 발생시킬 때 백색 잡음(white noise)을 발생시키는 방법을 사용하였으며, 이는 분석 시간이 다른 방법에 비해 빠르고 관심 주파수 대역에서 소음기의 주파수 특성을 파악하는데 용이하기 때문이다.

5.2 소음기 성능 평가 실험과 실험 장치의 검증

먼저 여러 문헌을 통해 이미 실험적으로나 이론적으로 검증된 Fig.6과 같은 단순확장형 소음기의 전달 손실을 측정하고, 시뮬레이션과 비교·검증하여 본 연구에서 행하는 실험 방법과 실험 장치의 타당성을 확인하여 보았다.

Fig.7은 Fig.6의 형태를 가진 단순 확장형 소음기의 전달 손실을 측정된 결과와 시뮬레이션한 결과를 도시한 것이다. 식 (7)은 평면파 이론에 의한 관의 공명 주파수를 나타내며 이 주파수에서 전달 손실은 최소값을 갖는다.

$$f_{di,p} = \frac{mc}{2L}, \quad m = 1, 2, 3, \dots \quad (7)$$

여기서, L 은 확장관의 길이이고 c 는 음속이며 m 은 조화 차수를 의미한다. 식 (7)에 의해 계산해 보면 $f_{di,p} = 571.6, 1143.3, 1715, 2286.6\text{Hz}$ 로 실험과 잘 일치함을 알 수 있다.

평면파 한계 주파수는 $f_{cut\ off} = \frac{1.84}{\pi D} c = 2,760\text{Hz}$

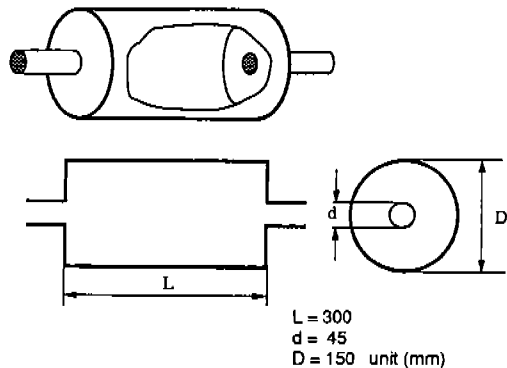


Fig.6 Configuration of simple expansion chamber for measuring transmission loss

가 되고 이것은 실험의 결과에서도 확인된다. 여기서, D 는 관 지름이며 c 는 음속이다.

6. 소음기 성능평가 실험 및 시뮬레이션

6.1 반사형과 다공형 소음기의 성능 실험

본 연구에서 개발한 시뮬레이션 프로그램의 타당성을 검증하기 위하여 오프셋(off-set)이 있는 확장형 소음기^{3),4)}와 역공명 소음기^{5),6)}, 다공형 소음기^{7),8)}에 대하여 실험치와 그 시뮬레이션을 통한 예측치를 비교·검증하였다.

Fig.10은 오프셋을 가진 단순 확장형 소음기

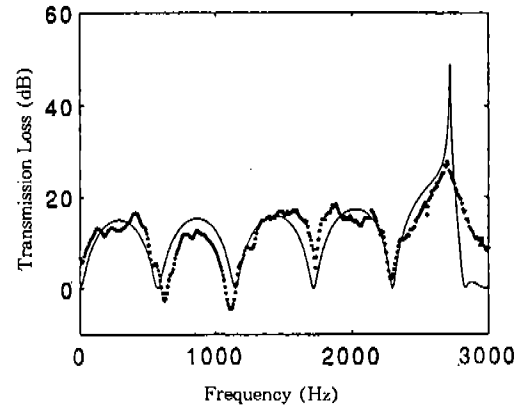


Fig.7 Transmission loss of simple expansion chamber :experiment(○), prediction(-)

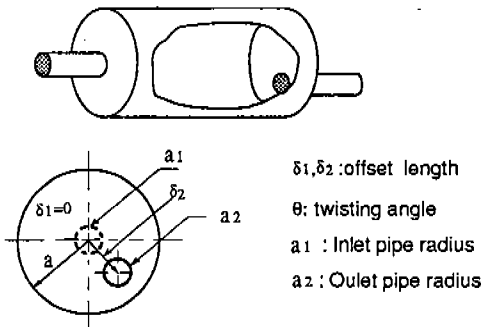


Fig.8 Overview of a simple expansion chamber with one-side offset

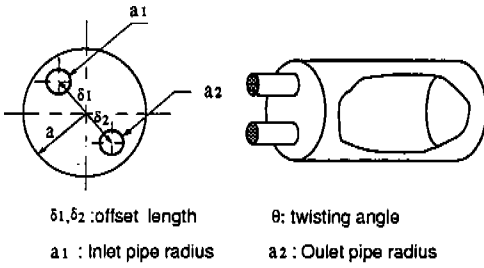


Fig.9 Overview of a reverse chamber

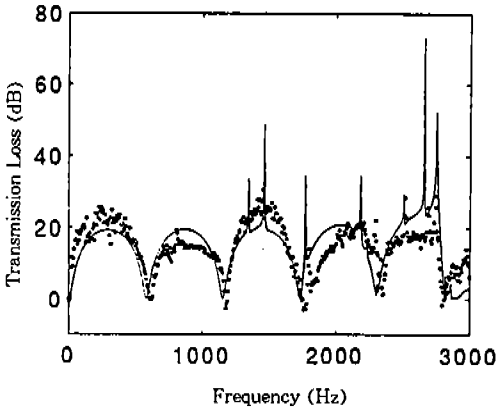


Fig.10 Transmission loss of simple expansion chamber with offset and twist angle :experiment(\circ), prediction(---)
 [L=303;D=150;d=35; $\delta_1=0$;
 $\delta_2=30$; $\theta=0^\circ$ (unit:mm)]

의 전달 손실을 측정된 결과와 시뮬레이션 결과를 도시한 것이며, Fig.11은 역공명 소음기의 전달 손실을 측정된 결과와 시뮬레이션 결과를 도시한 것이다.

위의 결과에서 오프셋이 있는 단순 확장관의 경우 출구관과 입구관의 중심 위치가 일치하지 않아 직경 방향 모드((1.0)mode)가 원주 방향 모드((0.1)mode) 보다 먼저 발생되므로 $k_0 r_0 = 1.84$ 가 되고 현재 주파수는 $f_{cut\ off} = 1,343\text{Hz}$ 가 된다. 여기서 k_0 는 파수이며, r_0 는 관의 반지름이다. 이것의 영향은 Fig.10에서의 첫번째 피크가 이 주파수에서 나타나는 것으로 알 수 있으며, 처음 발생하는 원주방향 모드는 2,760Hz에서 확인할 수 있다.

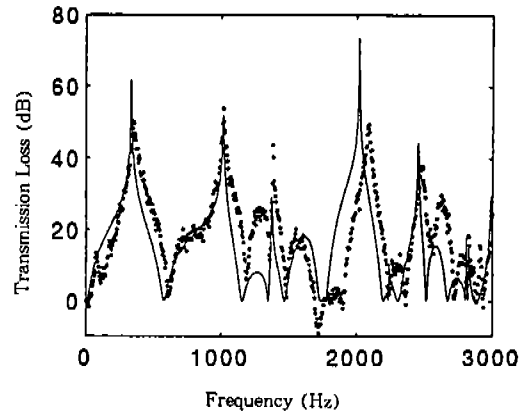


Fig.11 Transmission loss of reverse chamber :experiment(\circ), prediction(---)
 [L=300;D=150;d=35; $\delta_1=0$;
 $\delta_2=30$; $\theta=180^\circ$ (unit:mm)]

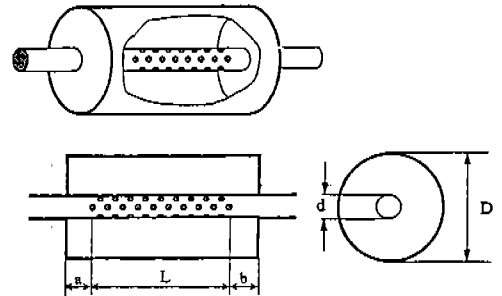


Fig.12 Overview of a perforated tube muffler

Fig.12는 유공율(σ)이 30%인 원통 모양의 다공형 소음기를 나타내며, 이에 대한 전달 손실의 실험치와 예측치를 Fig.13에 나타내었다.

본 연구에서는 단순한 형태의 소음기의 실험을 통하여 실험 방법의 신뢰성을 입증하였고 모의 실험용으로 제작된 다공형 소음기와 오프셋이 있는 확장형 소음기, 역공명 소음기 등의 실험과 시뮬레이션의 예측을 통하여 개별적인 소음기 요소에 대한 소프트웨어의 타당성을 검증하였다.

6.2 실차용 소음기의 흡음효과⁹⁾

전방 소음기의 흡음 효과를 고려하기 위하여 흡음재가 전혀 고려되지 않은 동일형상의 소음기

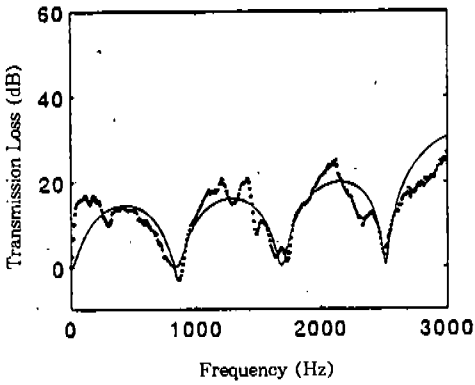


Fig.13 Transmission loss of perforated tube muffler
:experiment (○), prediction(—)
[L=300;D=150;d=35;σ=30(%)]

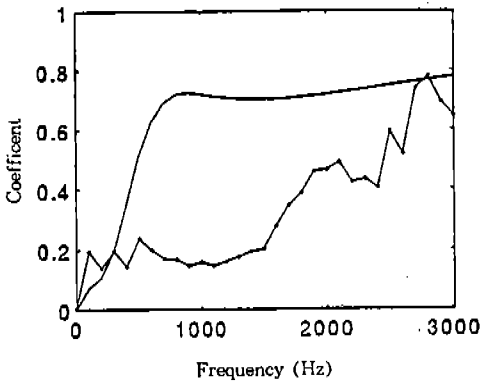


Fig.14 Energy loss Coef. and absorption Coef. for the front muffler
energy loss coef.(---), absorption coef.(—)
[material density = 100kg/m³, tick = 15mm, air thick = 20mm]

의 전달 손실을 측정하기 위한 실험을 행하였으며, 흡음재가 고려된 소음기의 전달 손실과의 관계에서, 사용된 흡음재에 의한 음향 에너지 손실 계수를 계산하였다. Fig.14는 에너지 손실 계수와 사용된 흡음재의 수직 흡음 계수(normal absorption coefficient)를 나타낸 것이다.

본 연구에서 제시한 흡음재의 에너지 손실 계수와 흡음 계수 사이에는 상당한 차가 발생함을 알 수 있다. 이러한 차의 이유는 에너지 손실 계수가 파의 진행과 평행하게 소음기에 흡음 처리된 것에 비해 흡음 계수는 파의 진행과 수직을 이루는 상태에서의 흡음재의 고유 흡음율을 나타내기 때문이다. 이러한 흡음 계수와 흡음재의 에너지 손실 계수의 관계는 흡음재의 밀도가 변함에 따라 변경됨을 예측할 수 있다.

6.3 시뮬레이션의 실차용 소음기 적용을 위한 타당성 검토

본 연구에서 대상으로 한 실차용 소음기의 형상은 Fig.15와 같다. Fig.15(a)의 소음기는 흡음재가 포함되어 있으며, 실차의 전방 소음기로 사용되고 있으며 Fig.15(b)는 후방 소음기이다. 후방 소음기는 3개의 요소로 등분되어 있으며 두번의 역류가 이루어져 9개의 개별 요소의 효과를 나타내는 실차 장착용 후방 소음기이다. 구성은 다공관, 직관, 역공명 소음기 등이 결합된 복잡한 형상을 가지고 있다.

Fig.16은 전방 소음기의 전달 손실의 실험으로서 흡음재의 효과를 고려한 시뮬레이션 및 실험 결과이다. 흡음재에 의한 영향으로 소음 저감

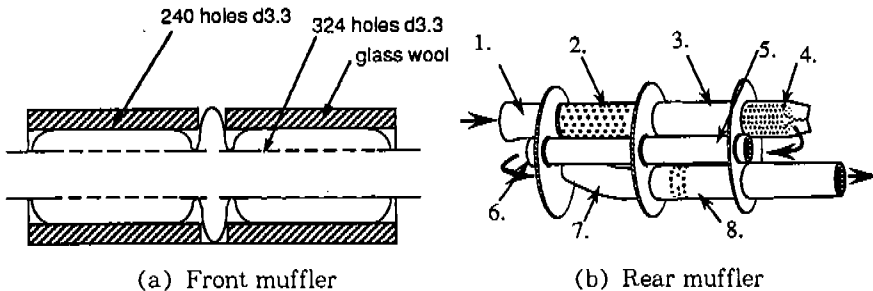


Fig.15 Overview of the object muffler

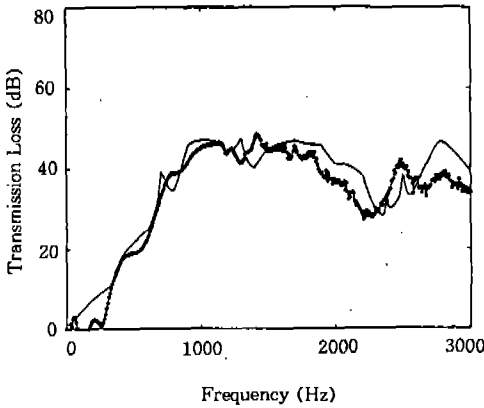


Fig.16 Transmission loss of the front muffler :experiment(-o-), prediction(--)

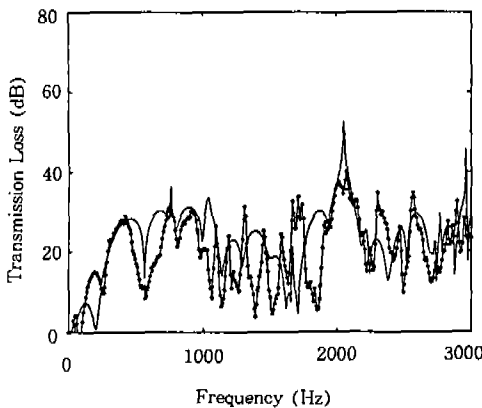


Fig.17 Transmission loss of the rear muffler :experiment(-o-), prediction(--)

에 좋은 성능을 나타내고 있으며 시뮬레이션에서 흡음 효과를 고려함으로써 예측치와 실험치가 거의 일치하고 있다.

Fig.17은 후방 소음기의 전달 손실의 실험 및 시뮬레이션 결과이다. 시뮬레이션 결과에서 저주파 대역에서의 레벨 오차와 1,700Hz에서 피크의 오차가 나타남을 알 수 있다. 이것은 본 시뮬레이션에서 역류(reverse flow)가 발생되는 다공형에서 고차모드의 영향이 고려되지 않아 나타난 것으로 사료된다. 그러나 대상 소음기 형상의 복잡함을 고려한다면 본 시뮬레이션의 결과는 각 요소와 전체 결합된 요소의 경향을 파악하는 데

는 충분하리라 사료되며, 또한 오버올 레벨(overall level) 오차도 5.1%로 신뢰성을 검증할 수 있었다.

이상의 실차용 소음기의 시뮬레이션과 실험을 통하여 본 연구에서 개발한 시뮬레이션 프로그램이 전반적인 소음기 소음 저감 성능과 각 개별 요소가 전체 소음기에 미치는 영향 파악에 적용할 수 있음을 알 수 있다.

7. 소음기 성능 해석

7.1 개별 요소가 전체 소음기의 소음 저감 성능에 미치는 영향

개발된 소음기의 소음 저감 성능 예측 시뮬레이션을 이용하여, 실차용 소음기의 각 요소가 전체 소음기 성능에 미치는 영향을 고찰하였다.

각각의 요소가 전체 성능에 미치는 정도의 평가는 전체 소음기의 전달 손실 오버올 레벨(overall level)에 대하여 특정 요소를 제외함으로써 감소되는 전달 손실 오버올 레벨의 비율로 하였다. 즉, 특정 요소가 제외되었을 때 전달 손실 오버올 레벨의 손실이 크다면 이 요소의 영향이 크다고 할 수 있다.

$$\text{영향을} = 1 - \frac{L_i}{L_T} \tag{8}$$

여기서, L_T 는 전체 소음기의 오버올 레벨이며, L_i 는 1번째 특정 요소를 제외한 소음기의 오버올 레벨이다.

Fig.18은 이상에서 제시한 방법에 따라, 연구 대상 소음기의 후방 소음기에 대한 각 개별 요소의 영향율을 적용하여 나타낸 것이다. 결과에서 알 수 있듯이, 4번 요소인 역류형 다공판과 5번 요소인 직관이 전체적인 소음 저감 성능에 가장 큰 영향을 미친다는 것을 알 수 있다.

7.2 소음기 성능 향상을 위한 설계 변수 변경

이상에서 제시된 각 요소의 영향을 고려하여 본 연구 대상 소음기(rear muffler)의 소음 저

감 성능 향상을 위한 설계변경안을 제시하였다. 소음기 성능 실험을 통하여 나타난 바와 같이 상대적으로 전달손실값이 낮은 500~1,200Hz, 1,600~2,300Hz 대역을 성능 향상 대상으로 하였다. 첫 번째 변경안은 앞에서 분석·제시된 결과로부터 Fig.15(b)의 2번 요소와 6번 요소 사이의 격벽을 이동시킴으로써 역공명 소음기 요소와 직관 요소 및 다공형 요소의 사양을 변경시켰

다고 두 번째 경우는 첫 번째 경우에 추가로 캡을 갖는 작은 다공형 요소를 7번 요소에 추가하였다. 이의 변경안을 토대로 소음기를 실제로 제작하였고 실험과 시뮬레이션을 통하여 비교·검증하였다. Table 1은 기존의 소음기와 두가지 수정된 소음기의 사양을 비교한 것이다.

Fig.19와 Fig.20은 수정안 case I 과 case II의 실험치와 예측한 시뮬레이션 결과를 비교한

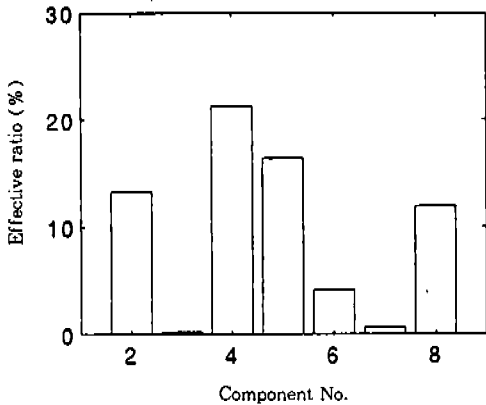


Fig.18 Effective ratio of each component on the rear muffler

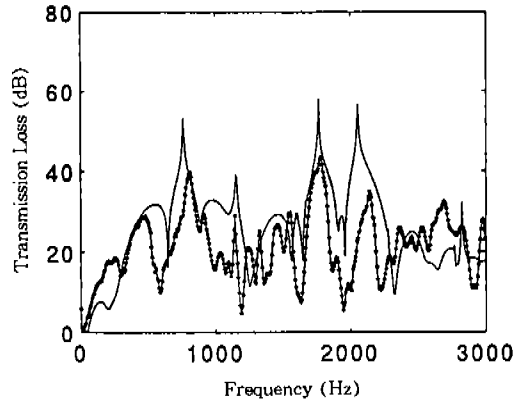


Fig.19 Transmission loss of modified muffler (Case I)
:experiment(- o -), prediction(--)

Table 1 Comparison on specification of before and after modification

(unit:m)

No.	Name	Spec. of before	Case I	Case II
1	pipe	$D=0.045, L=0.075$		case I add perforate tube on 7 th element ; $\sigma=0.1$ $D=0.045$ $D_{out}=0.055$ $L_{per}=0.05$
2	perforate tube	$D=0.045, L=0.10, D_{out}=0.10$ $D_{hole}=0.003, \sigma=0.17, L_{per}=0.073$	$L_{per'}=L_{per}+0.02$	
3	pipe	$D=0.045, L=0.13$		
4	reverse perforate tube	$D=0.045, L=0.065, D_{out}=0.10$ $D_{hole}=0.003, \sigma=0.27, L_{per}=0.04$		
5	pipe	$D=0.035, L=0.3$		
6	reverse chamber	$D_{in}=0.045, D_{out}=0.045, L=0.07$ $\delta_1=0.025, \delta_2=0.035, \theta=180^\circ$	$L'=L-0.02$	
7	pipe	$D=0.045, L=0.16$		
8	perforate tube	$D=0.045, L=0.125, D_{out}=0.10$ $D_{hole}=0.003, \sigma=0.7, L_{per}=0.025$		
9	pipe	$D=0.035, L=0.15$		

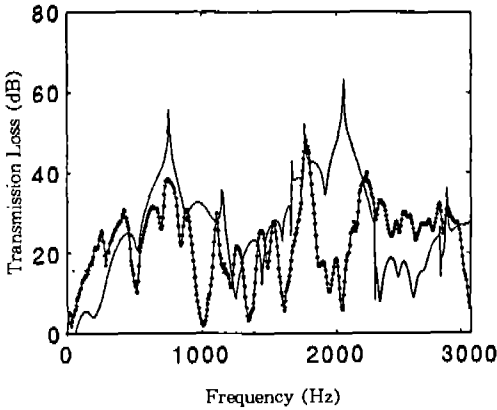


Fig.20 Transmission loss of modified muffler (Case II)
:experiment(- o -), prediction(--)

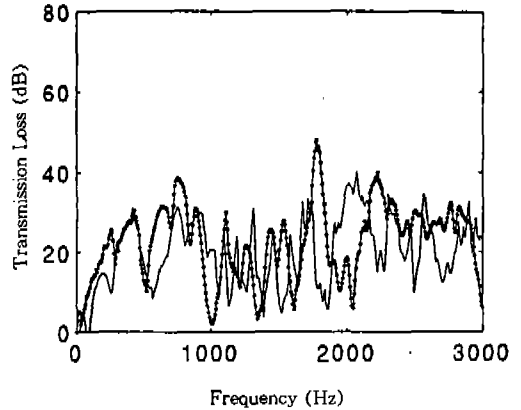


Fig.22 Experimental result of modified muffler(Case II)
:after modification(- o -), before modification(--)

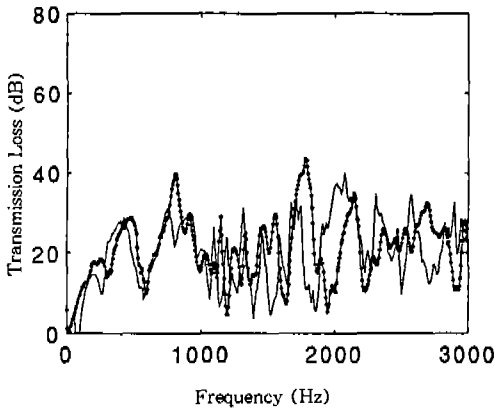


Fig.21 Experimental result of modified muffler(Case I)
:after modification(- o -), before modification(--)

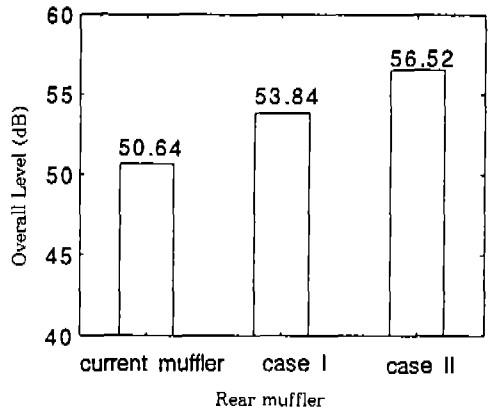


Fig.23 Overall level of transmission loss(experiment result)

것이다. 결과에서 알 수 있듯이, case I에 의한 실험치와 예측치에서는 700~800Hz와 1,800Hz에서 전달 손실의 향상을 가져왔다. 그러나, 이론적인 예측에 비해 실험의 결과에서는 2,100Hz에서 낮은 소음성능을 나타내었다.

마찬가지로 case II의 결과에서도 성능 개선 대상 주파수 대역에서의 성능은 향상되었고, 2,000Hz 이하에서는 예측치와 잘 일치하였지만, 2,100Hz의 피크부분에서 주파수의 이동이 이루어진 것을 알 수 있다.

다음의 Fig.21과 Fig.22는 기존의 실차용 소음기와 개선안으로 설계·제작된 소음기의 각각의 실험 결과를 도시한 것이다. 두 결과에서 2,000Hz 대역을 외에는 목적했던 저주파 영역과 고주파 영역에서 소음 저감 성능이 향상되었다.

2,000Hz에서의 성능 저하는 설계 변경전 소음기의 문제점이었던 1,800Hz에서의 끝이 이동한 것이나, 2,000Hz 이상의 고주파는 전방 소음기의 흡음재에 의해 상당량 저감되므로 자동차 배기 소음에서 큰 문제를 유발하지 않으므로 바람

직한 설계 변경이라 할 수 있다.

Fig.23은 실험 결과의 오버울 레벨을 기존의 소음기와 설계 변경된 소음기를 비교하여 나타내었다. Case I 은 3.2dB, Case II는 5.88dB 향상됨을 알 수 있다.

8. 결 론

- 1) 소음기의 각 형태에 따른 소음 성능 예측 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다.
- 2) 흡음율과 달리 흡음재가 음의 진행방향과 평행하게 설치되어있는 경우의 흡음효과를 나타내는 에너지 손실 계수를 제안하였다.
- 3) 소음 성능 예측 프로그램의 개발에 의해 전체 소음기를 구성하는 각 요소의 영향을 파악하는 해석기법을 제시하였다.
- 4) 개발된 소프트웨어로 실차용 소음기의 성능 향상을 위한 두가지 설계 변경안을 제시하였으며, 제시된 변경안에 의한 시제품의 실험과 시뮬레이션을 통하여 목표 주파수 대역의 소음 성능이 개선되며, 기존의 소음기에 비해 전달 손실 오버울 레벨이 각각 3.2dB, 5.88dB 향상됨을 확인하였다.

후 기

본 논문은 1995년도 조선대학교 학술연구비의 지원을 받아되었음.

참 고 문 헌

1. M. L. Munjal, 1987, "Acoustics of Ducts and Mufflers", John Wiley & Sons.
2. Dowling A. P. and Fowcs Williams J. E., 1983, "Sound and Sources of Sound", Ellis

Horwood Limited.

3. Ih, Jeong-Guon, and Lee, Byung-Ho, 1985, "Analysis of Higher Order Mode Effects in Circular Expansion Chamber with Mean Flow", Journal of Sound and Vib., Vol. 77, No. 4, pp. 1377~1388, April.
4. Yang-Hann Kim, Jae-Woong Choi, Byung-Duk Lim, 1990, "Acoustic Characteristics of and Expansion Chamber with Constant Mass Flow and Steady Temperature Gradient(theory and numerical simulation)", ASME, pp. 460~467.
5. Ih, J. G., and Lee, B. H., 1987, "Theoretical Prediction of the Transmission Loss of Circular Reversing Chamber Mufflers", J. Sound and Vib., Vol. 112, No. 2, pp. 261~272.
6. Yang-Hann Kim, Jae Woong Choi, 1991, "General Solution of Acoustic Wave Equation for Circular Reversing Chamber with Temperature Gradient", Journal of Vibration and Acoustics, pp. 543~550.
7. J. W. Sullivan, 1979, "A Method of Modeling Perforated Tube Muffler Components. I. Theory", J. Acoust. Soc. Am., 66(3), pp. 772~778.
8. J. W. Sullivan, 1979, "A Method for Modeling Perforated Tube Muffler Components, II. Applications", J. Acoust. Soc. Am., 66(3), pp. 779~788.
9. K. N. Rao and M. L. Munjal, 1986, "Experimetal Evaluation of Impedance of Perforates with Grazing Flow", J. Sound and Vibration, 108(2), pp. 283~295.