

<論 文>

# 복합형 반사형 소음기의 음향학적 특성과 설계방법

## Design Methodology of Composite Reactive Silencer Based on Acoustic Analysis

김 양 한\* · 최 재 응\*\* · 김 영\*\*\*

### ABSTRACT

The performance of silencer system is controlled by the geometrical parameters such as the relative location of inlet and outlet ports, size of main chamber, and cross sectional geometry of inlet-outlet ports and main chamber of silencer. In addition to these parameters, the presence of mean flow and temperature gradient along the silencer also affects the acoustic characteristics of silencer system. Due to the complexity of silencer system as well as the number of physical parameters which control the performance of silencer, it is not straight forward to design the appropriate silencer system. In this paper, a design methodology based on an acoustic analysis of silencer system is proposed: low frequency and high frequency tuning method.

### 1. 서 론

산업용 기계나 운반기계의 배출 소음 감소를 위하여 사용되는 소음기는 그 구성요소별 혹은 음향학적 관점에서 본 소음 감소 효과 방법 등에 따라 대체적으로 흡음형 소음기와 반사형 소음기로 구분할 수 있다. (그림 1) 이러한 소음기의 설계를 위하여는 소음기의 소음 감소 특성에 영향을 끼치는 물리적 인자들의 유파전달 현상에 대한 구체적인 관계를 정량적으로 파악하여야 가능함은 자명한 일이다. 그러나 대부분의 설계문제가 그러하듯이 소음기의 경우에도 소음기 성능에 영향을 미치는 물리적 인자들이 다양하고 복잡적이어서 설계 조건이 주어졌을때 가장 적합한 소음기를 설계한다는 것은 대단히 어려운 일이다.

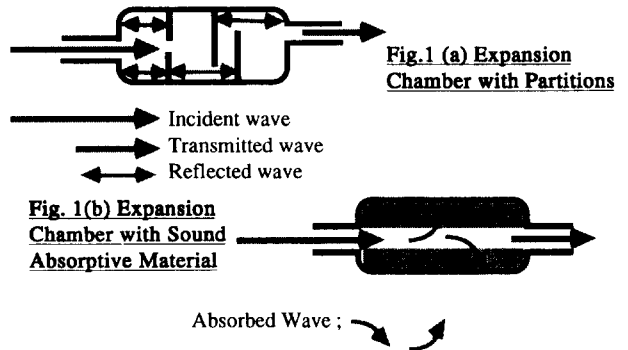


그림 1 반사형 및 흡음형 소음기의 개념도

소음기 성능 즉 소음 감소효과에 영향을 미치는 인자들을 살펴보면 첫째로 소음기의 기하학적 형상, 즉 입·출구관의 위치 및 크기, 소음기의 길이 및 단면 형상과 크기 등이 있고, 둘째로는 음파의 전달 속도에 영향을 주는 소음기에 입사되는 유동의 속도 및 온도

\* 한국과학기술원 기계공학과  
\*\* 한국과학기술원 대학원  
\*\*\* 아시아자동차(주) 시험연구부

구배를 생각 할 수 있으며, 마지막으로 소음기 내부에 설치되는 공극관 및 흡음재 등에 의한 영향 등을 생각 할 수 있다.

본고에서는 이러한 물리적 인자들이 소음기 성능에 미치는 영향을 고찰하고, 이에 기초한 논리적인 소음기 설계방법을 제시하고자 한다.

## 2. 반사형 소음기의 음향학적 해석

반사형 소음기는 소음기 내부를 지나는 배기가스의 유동이 한 방향을 유지하는 팽창형 소음기와 [Expansion chamber, 그림 2(a)] 180°로 역회전하는 역공명형 소음기[Reversing chamber, 그림 2(b)], 입·출구관이 소음기 측면에 위치한 소음기 및 이들의 조합 형태로 생각할 수 있다. 본 장에서는 전술한 두가지 형태의 소음기가 온도구배 및 유동을 가지고 있을 경우의 음향학적 특성에 관하여 살펴보고 소음기 설계에의 응용 방법을 생각해 보고자 한다.

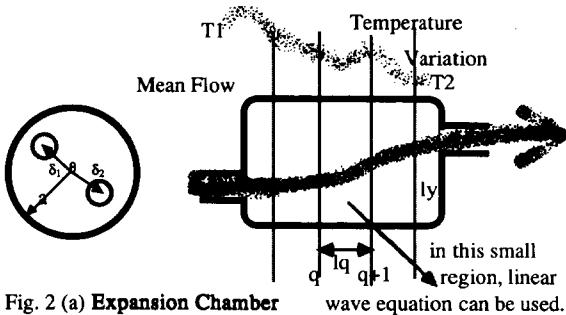


그림 2 반사형 소음기의 예와 좌표계 및 분석방법의 개념도

### 2.1 단순확장관 및 격벽을 갖는 소음기의 음향학적 해석

팽창형 소음기인 단순확장관의 경우 소음 감소 효과는 확장관과 입·출구관의 면적비에 의한 임피던스 부정합에 의한 반사파를 이용하여 얻는다(그림 1)[1, 2,3,4]. 이러한 형태의 소음기는 직관(straight pipe)에 대한 해석법[1]을 확장하여 해석 할 수 있다.

소음기에 입사되는 음파의 주파수가 소음기내에 평면파만을 허용하는 경우, 즉 전파되는 음파의 모양이 소음기 단면에 대하여 동일한 위상을 갖는 경우에는,

투과되는 음파의 크기는 평면파 이론(예 : [5])에 의하여 쉽게 예측 할 수 있다. 그러나 확장관 내부에 고차 모우드가 형성되는 경우 즉 확장관 단면에 대하여 전파되는 음파의 모양이 동일한 위상을 갖지 않는 주파수의 경우에는 3차원적 해석이 불가피하게 되고 [2], 또한 음파 전달 속도에 직접적인 영향을 주는 유동 및 온도 구배가 관내에 존재하는 경우에는 이러한 영향까지도 고려한 해석 방법이 필요함은 자명하다 [4, 6].

즉, 입·출구관과 확장관의 직경 및 입·출구관의 상대적 위치는 고차모드의 형태를 결정하며, 배기가스의 존재는 관내에 전파되는 음속의 공간상의 변화를 가져오게 되어 파동방정식에 대류항 및 온도에 관한 항[4]의 포함으로 인한 비선형 문제를 해석 하여야 하는 어려움을 유발하게 된다. 이러한 경우의 해석 방법으로서 모우드 일치법[4]이 유용하며 그 구체적인 방법을 살펴보면 다음과 같다.

3차원 단순확장관에 온도구배 및 유동이 존재하는 경우의 이론적 해석을 위해 우선 다음과 같은 가정을 한다.

- 파동압력은 평균압력에 비해 매우작다.
- 소음기 벽은 강체이다.(소음기 벽에서의 속도는 0이다)
- 소음기에 형성되는 온도구배는 시간에 따라 변화하지 않는다.
- 소음기 벽에서의 점성은 무시한다.(파동 방정식은 점성항을 포함하지 않는다.)

이러한 전제 조건은 대부분의 소음기가 일반적으로 사용되는 경우에 상당히 부합된다고 볼 수 있다. 그림 2는 단순확장관의 기본형상과 온도구배의 형태 및 기본 좌표계를 나타내고 있다. 그림 2에서와 같이 공간 상에 균일하지 않은 온도 구배 및 유체의 평균 속도를 임의의 수로 분할한 가상적인 구간에서는 그 구간에서의 평균값을 갖는 균일한 온도 및 유체 속도를 갖는다고 가정하고 각각의 구간에서의 음파 방정식의 해를 구한 다음, 각 구간의 경계에서 음파의 압력 및 속도에 대한 연속성을 요구하여 전체소음기의 음향학적 특성해를 도출하는 방법이 모우드 일치법의 기본 착상이다. 그 구체적인 단계를 보면 다음과 같다.

그림 2(a)와 같은 평균유동 및 온도구배가 존재하며, 입·출구관에 오프셋 및 상대각 변위(offset /twisting angle)가 존재하는 경우의 3차원 파동방정식은 비선형의 형태를 가지게 되고, 이 식의 엄밀해는 아직 알려져 있지 않으나 확장관에 존재하는 온도구배 및 평균 유동 속도가 일정할 경우에는 다음과 같은 선형

파동방정식이 성립한다.

$$\nabla^2 \phi - \frac{1}{c^2} \frac{D_0^2 \phi}{D_0 t^2} = 0 \quad (1)$$

여기서  $\phi$ 는 속도 포텐셜함수이고,  $c$ 는 음속을, 그리고  $D_0^2/D_0 t^2$ 는 대류항을 갖는 물질 미분을 나타낸다. 그림 2(a)에서 볼 때 (q)번째 요소와 (q+1)번째 요소 사이에서 압력 및 속도는 연속조건에 의하여 같은 크기를 가져야 할 것이다. 즉 다음과 같은 모드 일치조건(mode matching condition)을 만족해야 한다.

$$P_{q+1}|_{l_q} = P_q|_{l_q} \quad (2)$$

$$\frac{\partial \phi_{q+1}}{\partial z}|_{l_q} = \frac{\partial \phi_q}{\partial z}|_{l_q} \quad (3)$$

여기서  $l_q = l - l_y - l_{y-1} - \dots - l_{q-1}$

그러면 요소 1에 대한 입·출구관에서의 압력은

$$\bar{P}_{11} = U_1 Z_1, \bar{P}_{21} = U_1 Z_3, \quad (4)$$

이 되며, 이때  $U_1$ 는 입구측의 체적속도이고,  $Z_1, Z_3$ 는 입·출구관의 임피던스를 의미한다. 마찬가지로 요소 2에 대하여 위와같이 생각하면

$$\bar{P}_{12} = U_2 Z_2, \bar{P}_{22} = U_2 Z_4, \quad (5)$$

이 되고, 이때  $U_2$ 는 출구측의 체적속도이고,  $Z_2, Z_4$ 는 입·출구관의 임피던스를 나타낸다. 따라서 입·출구관의 압력은 요소 1과 요소 2에 의한 선형조합에 의해

$$P_1 = \bar{P}_{11} + \bar{P}_{12} = U_1 Z_1 + U_2 Z_2$$

$$P_2 = \bar{P}_{21} + \bar{P}_{22} = U_1 Z_3 + U_2 Z_4$$

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_2 \\ U_2 \end{Bmatrix} \quad (6)$$

여기서  $T_{11}, T_{12}, T_{21}$  및  $T_{22}$ 는 사단정수(Four-Pole Parameters)이다. 이 사단정수로부터 입출구관에 입사 및 투과되는 음파의 비를 나타내는 투과 손실을 쉽게 얻을 수 있다 [4].

즉, 투과손실(TL)은,

$$TL = 20 \log_{10} \left\{ \frac{|T_{11} + T_{12} / \bar{Z}_1 + T_{21} \bar{Z}_2 + T_{22}|}{2} \right\} \quad (7)$$

로서 표현되며,  $\bar{Z}_1$  및  $\bar{Z}_2$ 는 입·출구관에서 음향 임피던스를 각각 나타낸다.

이상에서 얻은 단순확장관의 해석법으로부터 확장관 내부에 격벽이 존재한 경우에 대한 해석법은 쉽게 유추할 수 있다.

즉 (i)번째 요소에서의 사단정수를 정의하면,

$$(i) \text{ 번째 요소에서의 사단정수} = \begin{bmatrix} {}^i T_{11} & {}^i T_{12} \\ {}^i T_{21} & {}^i T_{22} \end{bmatrix} \quad (8)$$

이 되고, 1개의 격벽을 갖는 경우를 예로보면  $i=1, 2$ 가 되므로 등가 사단정수는 다음과 같이 결정된다.

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} {}^1 T_{11} & {}^1 T_{12} \\ {}^1 T_{21} & {}^1 T_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_0 \\ U_0 \end{Bmatrix} \quad (9)$$

$$= \begin{bmatrix} \bar{T}_{11} & \bar{T}_{12} \\ \bar{T}_{21} & \bar{T}_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_2 \\ U_2 \end{Bmatrix}$$

이와같이 사단정수들의 행렬곱에 의한 등가 사단정수 산출법을 전달 매트릭스법(Transfer matrix method)이라 한다. 이로부터 소음기의 소음감소특성을 명하기 위한 이론적 해석 방법에 대한 고찰을 하였다. 나타내는 투과손실(Transmission loss)을 식(7)을 이용하여 계산할 수 있다.

평면파만이 관심의 대상일 경우에 대한 투과손실은 격벽이 없는 단순확장관의 경우

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

이 되며, 이때  $\alpha$ 는 입·출구관과 확장관의 면적비,  $k$ 는 파수,  $l$ 은 확장관의 길이를 의미한다. 만일 1개의 격벽이 확장관 내부에 존재하면 투과손실은

$$TL = 10 \log_{10} \left[ 1 + \frac{1}{4} \left( \alpha - \frac{1}{\alpha} \right)^2 \sin^2 kl (1 - \sin^2 kl) \right] \quad (11)$$

이 된다. 이 경우는 투과손실 곡선의 골의 위치가 2가지 형태의 주파수 ( $kl = n\pi, kl = \frac{(2n-1)\pi}{2}$ )의해 형성되며, 평면파 영역에서의 크기를 증대시킴을 알 수 있다.

### 2.2 역공명기(Reversing chamber)의 해석

팽창형 소음기의 한예인 역공명기는 배기가스의 진행방향에 정반대되는 방향에 출구를 갖는 소음기이다. (그림 2(b))따라서 배기가스의 유동에 대한 저항의 증대로 역공명기가 우수한 소음감소 특성을 얻을 수 있는 것이 일반적이다. 역공명기의 경우 소음기 내부의 평균 유동은 공간상의 평균개념으로 보아 무시할 수 있으므로 파동 방정식의 비선형성은 단지 온도 구배의 영향에 기인하게 된다. 2.1절에서 기술한 동일한 방법으로 모우드 일치법을 이용하여 역 공명기의 소음감소 특성을 쉽게 구할 수 있다[6].

이로부터 입출구관의 압력과 속도와의 관계를 나타내는 사단정수를 구할 수있고, 평면파만을 고려하는 경우는 다음과 같은 투과손실 관계식이 성립한다.

$$TL = 10 \log_{10} \left\{ 1 + \frac{1}{4} (a/a_1)^2 \tan^2 k\ell \right\} \quad (12)$$

이 식은 단순확장관과는 달리 tangent함수로 이루어져 있어서 투과손실곡선에서 평면파의 산이  $k\ell = (2n-1)\pi/2$ 을 만족하는 주파수에서 무한대가 되는 현상이 나타남을 알 수 있다.

지금까지 실제 사용상태에서 존재하는 평균 유동과 온도 구배가 소음기에 미치는 영향을 정량적으로 규다음으로는 이러한 해석 방법을 기초로 일반적인 반사형 소음기의 소음감소 특성을 소음기의 기하학적 형상, 즉 입·출구관의 소음기에 대한 위치 및 크기, 소음기의 직경 및 길이 등이 소음감소 현상에 미치는 영향을 시뮬레이션 및 실험 결과를 통하여 살펴보고 또한 평균 유동 및 온도 구배가 미치는 영향을 관찰하여 보기로 한다.

이러한 관찰을 통하여 소음기를 구성하고 있는 각각의 물리적 인자가 소음 감소에 미치는 영향을 정성적 및 정량적으로 이해하고 이를 바탕으로 일반적인 소음기설계방법을 제안 할 수 있을 것이다.

## 3. 시뮬레이션 및 실험 결과

### 3.1 단순확장관

단순확장관은 소음기의 가장 기본적인 구조이며 그 음향학적 해석은 복잡한 소음기를 해석하기 위한 기본적인 이해의 바탕이 됨은 자명하다. 실험 및 시뮬레이션을 위해 사용된 소음기는 직경이 174mm, 길이가 428mm이다. 따라서 평면파 영역의 한계주파수( $f_{cutoff}$ )는 실온 27°C에서 다음과 같이 계산된다.

$$f_{cutoff} = \lambda_{01} c / (\pi D) = 2432 \text{Hz} \quad (13)$$

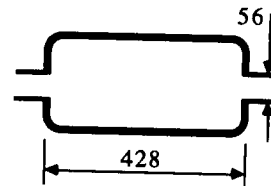
또한 평면파 이론에 의해 투과손실 곡선의 골의 위치( $f_{dip}$ )를 계산하면 다음과 같다.

$$f_{dip} = nc / (2l) \quad (14)$$

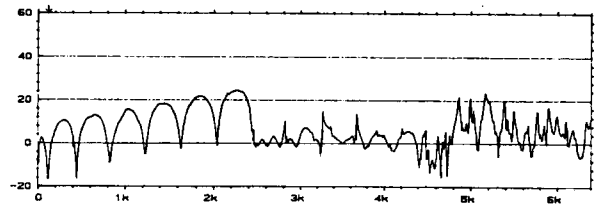
이 식으로부터 평면파 영역에 존재하는 산의 갯수( $n$ )가 결정된다.

$$n = (2\lambda_{01} / \pi) (l / D) \quad (15)$$

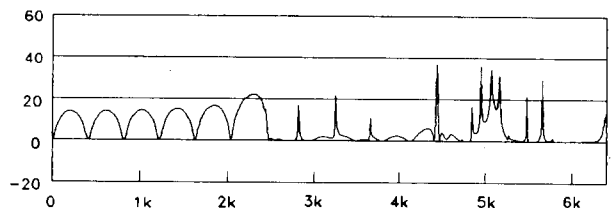
실험에 의해 구해진 투과손실 곡선은[그림 3(a)] 200 Hz 이상에서 이론적으로 구한 6개의 산의 수와 일치한다. 100Hz에 나타난 골은 입.출구관에 설치한 마이크로폰에 출구로부터의 반사되어온 음압이 입구 측의 마이크로폰에 걸리는 음압을 상쇄시켜 상대적으로 출구측보다 작은 음압으로 측정되기 때문에 생긴 현상이다. 이러한 영향으로 투과손실 곡선의 0dB이하의 골이 다수 존재하게 된다. 그러나 이론적으로 구한 투과손실은 [그림 3(b)]입.출구 양단에 무반사 상태인 가정하에서 얻는 해이므로 이러한 문제를 일으키지 않는다. 전반적인 경향은 실험 및 이론결과가 잘 일치



단순 확장관



(a) 실험에 의한 투과손실 곡선



(b) 이론에 의한 투과손실 곡선

그림 3 단순확장관의 투과손실 곡선

하고 있음을 알 수 있다. 설계관점에서 보면 우선 평면과 영역을 결정하는 한계 주파수를 식(13)에 의하여 계산한 다음 식(15)에 의한 산의 갯수의 추정으로 평면과 영역에서의 정량적인 소음 감소효과를 주파수 별로 쉽게 추정할 수 있음을 알 수 있다.

### 3.2 격벽을 갖는 단순확장관

그림 4(a)는 1개의 격벽을 갖는 경우의 투과손실 곡선인데, 저주파 영역에서의 투과 손실의 증대 및 골의 주파수 변화가 관찰된다. 첫번째골은 격벽이 없는 경우의 1/4배, 두번째골은 2배 증가된 위치에 각각 존재하고 있음을 알 수 있다. 그림 4(b)는 2개의 격벽을 갖는 단순확장관의 투과손실이다. 이 경우에는 같은 길이 및 직경을 갖는 단순확장관의 경우에 비해 투과손실의 산의 크기를 증대시키고 있다. 또한 이론 및 실험결과는 잘 일치하고 있다. 따라서 고차모우드를 고려한 전달 매트릭스 방법이 격벽을 갖는 단순확장관의 해석에 적용될 수 있음을 쉽게 알 수 있다. 또한 평면과 영역에서는 격벽 및 전체 소음기의 형상에 의한 투과 손실이 중첩되어 나타나고 있음을 관찰할 수 있으므로 설계 관점에서 볼때 1차로 소음기 전체 형상에 의한 주파수별 특성을 이용하여 줄이고자 하는 소음 특성의 가장 큰 관심 주파수의 소음을 줄이고 2차로 격벽의 위치를 이용하여 그 다음 크기의 소음을 줄이는 순차적인 방법의 설계가 바람직함을 알 수 있다.

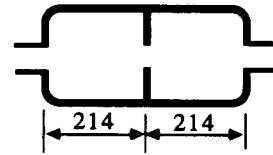
### 3.3 입출구 관이 오프셋(Offset) 및 상대 각변위(Twisting Angle)을 갖는 단순 확장관

오프셋 및 상대각 변위는 고차 모우드의 발생 위치를 결정하며 특히 180°의 상대각 변위를 갖게 되면 원주 방향 모우드인(1,0) 모우드가 변경 방향 모우드인(0,1)모우드보다 먼저 나타나게 되어 평면파의 한계 주파수가 그림 3의 경우보다 낮아지게 되며, 고주파 영역에서, TL곡선상에 나타나는 산과 골의 급격한 변화의 수를 표현하는 모우드 밀도가 증대된다.

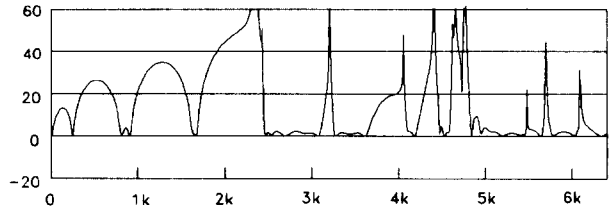
그림 5는 이론 및 실험에 의한 결과를 보여주고 있다.

### 3.4 격벽, 오프셋, 및 상대각 변위를 갖는 단순확장관

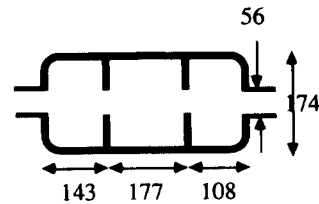
격벽과 오프셋 및 상대각 변위의 영향이 중복되는 경우의 해석을 위해 이들의 조합으로 구성된 소음기의 이론 및 실험에 의한 투과손실을 구하여 보면 그림 6과 같다. 격벽에 의한 저주파 영역에서의 투과손실 곡선의 변화와 오프셋과 상대각 변위에 의한 고주파 영역



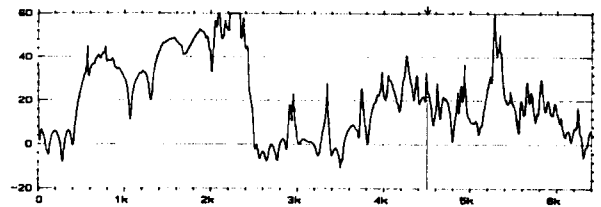
1격벽 단순확장관



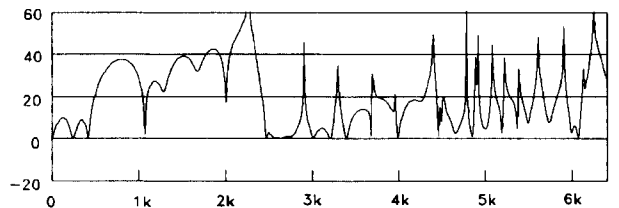
(a) 1 격벽 단순확장관의 투과손실



2 격벽 단순확장관



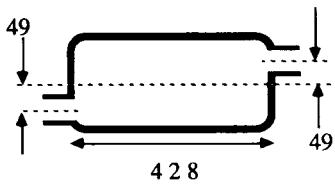
실험에 의한 투과손실 곡선



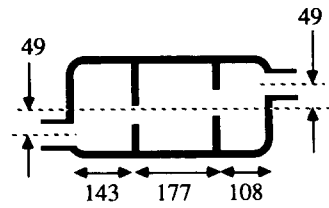
이론에 의한 투과손실 곡선

(b) 2 격벽 단순확장관의 실험 및 이론에 의한 투과손실

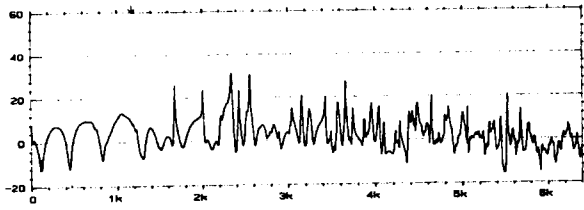
그림 4 격벽을 갖는 단순확장관의 투과손실



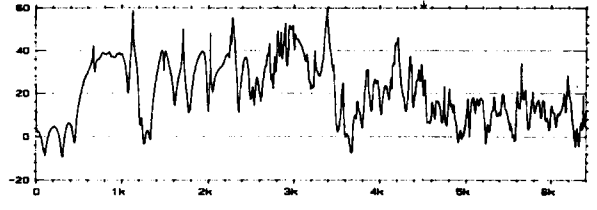
Offset / Twisting Angle 을 갖는 단순확장관



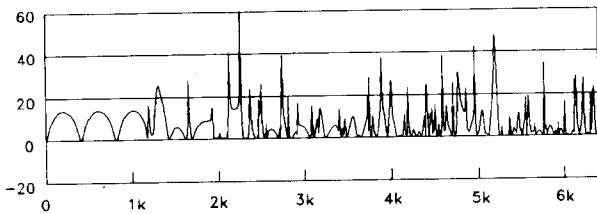
격벽 및 Offset / Twisting Angle 을 갖는 단순확장관



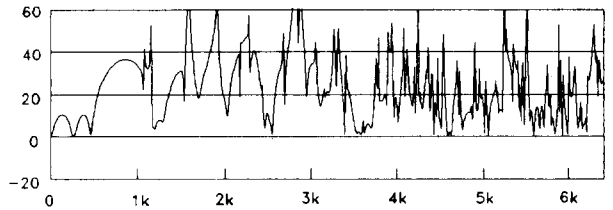
실험에 의한 투과손실 곡선



실험에 의한 투과손실 곡선



이론에 의한 투과손실 곡선



이론에 의한 투과손실 곡선

그림 5 오프셋 및 상대각 변위를 갖는 단순 확장관  
(offset=49mm, twisting angle=180°)

그림 6 격벽, 오프셋 및 상대각 변위를 갖는 단순 확장관  
(offset=49mm, twisting angle=180°)

에서의 투과손실의 증대현상이 중첩되어 있음을 볼 수 있다.

### 3.5 역공명기의 경우

역공명기는 외형상 입, 출구관이 확장관의 한쪽면에 있고, 또한 오프셋이 항상 있으므로 원주 방향 모우드가 언제나 존재하게 된다. 따라서 오프셋과 상대각 변위를 갖는 단순확장관과 같은 조건에 의해 고차모드가 일어난다[6]. 또한 확장관의 길이 및 직경에 의한 영향은 단순확장관의 경우와 거의 비슷하다[6]. 이러한 현상은 그림 7에서 외형적으로 동일한 길이 및 직경을 갖는 단순확장관 및 역공명기의 투과손실곡선 비교에 의해 쉽게 알 수 있다. 다만 역공명기의 경우는 확장관의 길이가 파장의 1/4이 되는 주파수에 대하여는 투과손실 곡선상의 산의 크기가 매우 크게 되며, 고주파 영역은 입, 출구관의 오프셋 및 상대각 변위의 영향으로 모우드 밀도가 단순확장관의 모우드 밀도에 비해 높게 나타난다.

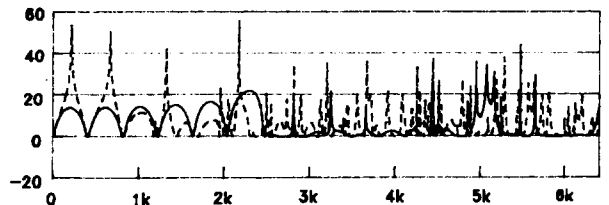
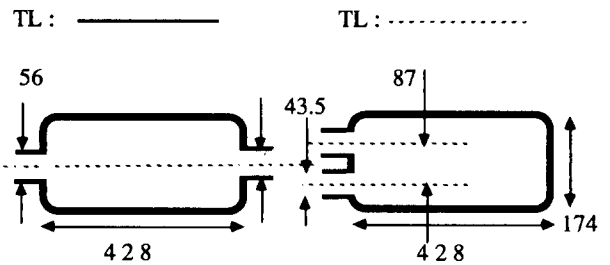


그림 7 단순확장관과 역공명소음기의 투과손실 비교

### 3.6 평균유동의 영향

배기가스의 유동이 투과손실 곡선에 미치는 영향은 확장관 내에서 음파의 천이 현상을 일으켜서 골의 위치를  $1-M^2$ 배 만큼 저주파 쪽으로 이동시킨다. 그러나 대부분의 경우 소음기가 겪게 되는 마하수(Mach number)는 0.2이하이므로 투과손실의 골의 위치 이동에는 거의 영향을 주지 못한다[3,4,6].

### 3.7 온도구배의 영향

온도구배는 투과손실의 크기를 약간 증대시키며 골의 주파수를 고주파쪽으로 이동시킨다[4,6]. 이것은 음향 임피던스(pc)가 온도의 평방근의 역수에 비례하므로 온도가 낮은 출구측의 온도가 높은 입구측에 비해 상대적인 음향 임피던스의 증대를 가져오기 때문이다. 평균유동의 존재로 인한 투과손실의 변화 보다는 일반적으로 온도 구배에 의한 투과손실의 변화가 크다는 사실에 유의할 필요가 있다[4,6]. 온도구배가 소음기의 길이 방향에 대하여 선형적으로 변하는 경우(실제 운송기계의 소음기는 대체로 이 범주에 속한다)에는 2장에서 기술한 방법에 의한 길이 방향에 대한 평균값을 가지고 음파 속도를 구하여 설계에 이용하는 것이 실제적이다[6].

## 4. 반사형 소음기의 설계법

앞서 살펴본 이론 및 실험을 통한 반사형 소음기의 기본 인자들(길이, 직경, 입,출구관의 위치, 격벽, 유동, 온도구배등)에 대한 소음감소에 미치는 영향들로부터, 단순확장관, 격벽 및 역 공명기가 조합된 반사형 소음기 설계를 위한 기본과정을 그림으로 나타내면 그림 8과 같다.

즉, 크게 4단계의 설계과정을 생각할 수 있는데, 첫째는 설계에 필요한 기본자료를 얻는 과정을 말한다. 여기서는 배기 소음의 특성을 주파수 대역별로 규명하기 위해 소음기가 존재하지 않는 경우에 대한 음압을 엔진 주파수 및 부하에 따라 측정하여 배기소음의 음향학적 특성을 밝힌다. 또한 소음기의 길이, 직경등의 기하학적 형상에 대한 제한조건을 위하여 소음기 취부공간의 최대값을 측정하는 것등이 차량과 소음원에 대한 기본설계 자료가 되며, 여기에 차량 내,외부의 소음 정도에 대한 제한 기준이 소음기 성능에 관한 설계 목표가 된다. 따라서 이 단계에서는 저주파 및 고주파에 대한 소음 정도 및 엔진의 배기 행정에 따른 배기소음의 영향등을 구체적으로 파악하여 소음기의 기하학적 형상에 대한 설계기준을 마련하는 단계가

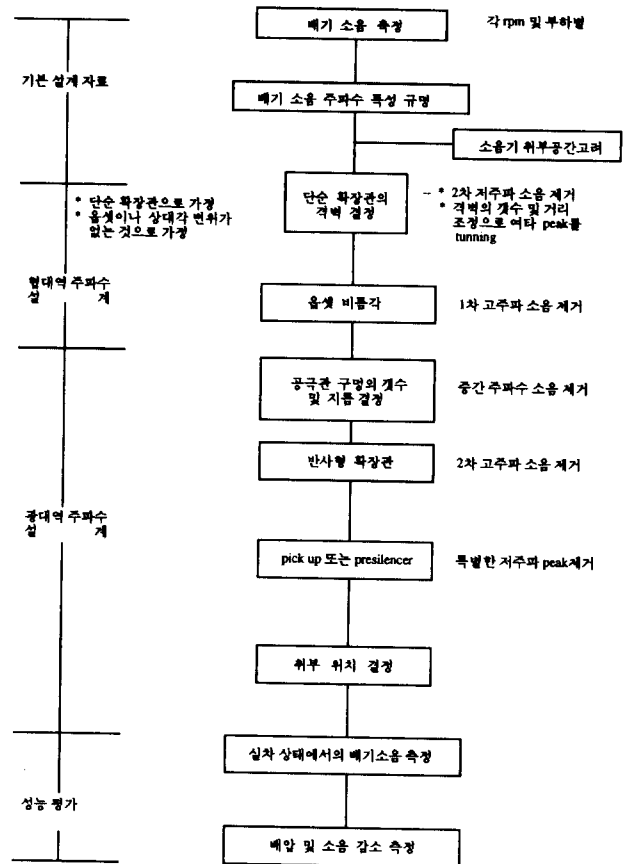


그림 8 소음기 설계과정

된다.

이러한 설계 조건으로부터 소음기 설계가 시작된다. 소음기 설계는 소음기의 소음 감소 특성을 보여주는 TL곡선상에서 보듯이 평면파가 지배하는 저주파 영역과 고주파 모우드가 지배하는 고주파 영역에 대한 설계로 구분할 수 있다. 전자에 대한 설계관점은 소음기의 Helmholtz공명기 특성을 이용하는 것이다. 즉, 앞서서 살펴 보았듯이 단순확장관은 확장관의 직경 및 온도에 따라 저주파 영역에서 평면파가 형성되는 한계 주파수가 결정된다. 이 한계주파수 내에서의 소음기 설계는 일정한 산의 형태를 취하고 있는 평면파 영역의 골 부분에 해당하는 영역, 즉 입구측에 전달된 음압이 출구에 그대로 전달되는 부분에 대한 것이며, 이 부분을 제거하기 위해 격벽의 수 및 위치를 결정하게 된다. 그러나 소음기는 엔진의 주파수에 따른 소음이 가장 심하게 되므로 이러한 특정 주파수에 대한 소음 감소를 위해 관을 구부린 형태의 픽업(pic-k up)이나 1차소음기(presilencer)를 소음기 전에 둘 수 있을 것이다.

다음으로 고주파 영역에서의 소음감소 방법은 모우드 밀도에 관점을 두는 것이 타당하다. 고주파 영역에서 TL곡선상의 적은 모우드 밀도는 전반적으로 소음기 입구로 들어온 음압이 비교적 그대로 출구에 전달됨을 의미하고, 매우 조밀한 모우드 밀도는 입구로 들어온 음압이 출구에 상대적으로 작게 전달되는 것을 의미한다. 따라서 고주파 영역에서 높은 모우드 밀도를 갖도록 해야 소음감소에 효과적인데, 이를 위해서는 입,출구관의 윅셋 및 상대각 변위를 주어서 원주방향의 모우드가 발생하도록 하면 된다. 그리고 단순확장관 보다는 역공명기가 앞절에서 보았듯이 고주파 영역에서 높은 모우드 밀도를 보여주므로 유동의 흐름을 역전 시킬 수 있도록 역공명기의 효과를 갖는 소음기를 설계함으로써 소음감소 정도를 높일 수 있다. 다만 역공명기는 단순확장관에 비해 많은 배압을 주게 되므로 이것으로 인한 엔진의 부하 정도가 고려된 설계가 바람직하다.

이렇게 저주파 영역과 고주파 영역에서의 설계가 완료되면 이 영역들 사이에 해당하는 중간 주파수 영역에서의 소음감소가 고려되어야 한다. 이러한 효과를 갖는 것으로 공극관을 들 수 있다. 이것은 음파의 감쇠 현상을 통한 음압의 저감 효과를 얻는 것으로 평면파 영역에서 주파수 증대와 더불어 산의 크기를 증대시키는 역할[7]을 하게 되어 중간 주파수 근처에서의 소음 감소 효과를 얻게 된다.

이상의 과정을 거치면 소음기의 주파수 특성에 따른 설계가 완료되며, 이를 적절한 취부 위치에 붙여 설계된 소음기의 성능평가에 이용하면 된다. 소음기 성능평가는 실험적 방법으로 실차 상태에서 행하는데, 평가 기준은 음압과 배압을 측정하므로써 이루어진다. 이때 만족할 만한 결과를 얻지 못하면 그 이유에 대한 원인을 찾고 앞서 언급한 소음기의 기하학적 특성에 의거하여 재설계하고 성능평가하는 과정을 반복할 것이다. 즉 소음기의 기하학적 형상이 저주파 및 고주파 영역에서 갖는 역할을 이용하여 주파수 대역별로 설계하는 일련의 과정이 논리적이라 하겠다.

### 5. 차량의 소음기 설계

4절에서 살펴본 소음기 설계법의 타당성을 살펴보기 위하여 그림 9와 같은 소음기를 장착하고 있는 상용차의 소음기 재 설계를 시도하였다. 이 소음기는 그림 9에서 볼 수 있듯이 4개의 격벽과 3개의 파이프로 구성되어 있다. 이것을 실제로 배기구에 접속한 후 음압(Sound pressure level)을 KS 3915에 의한 규격대

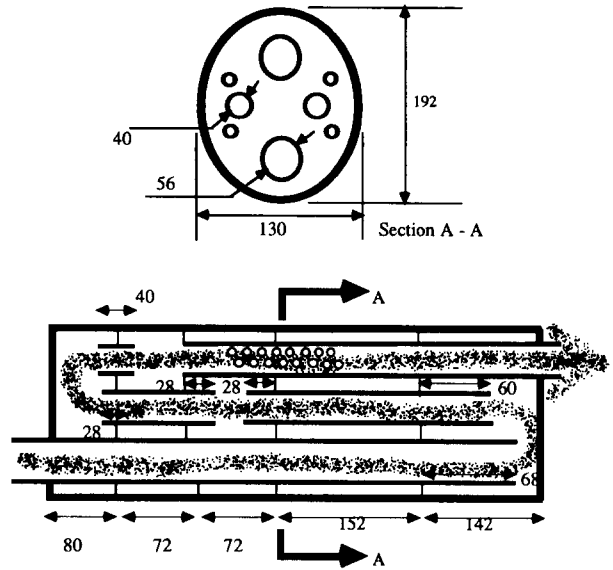


그림 9 현용 소음기의 구조도 (단위 : mm)

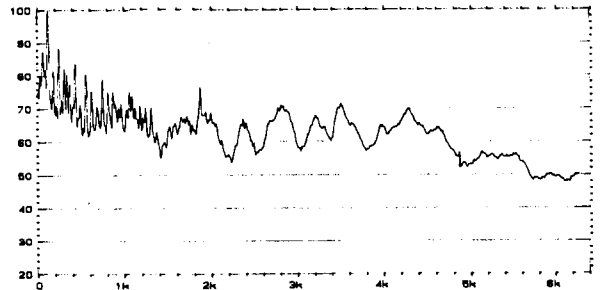


그림 10 현용소음기의 소음 감소 특성

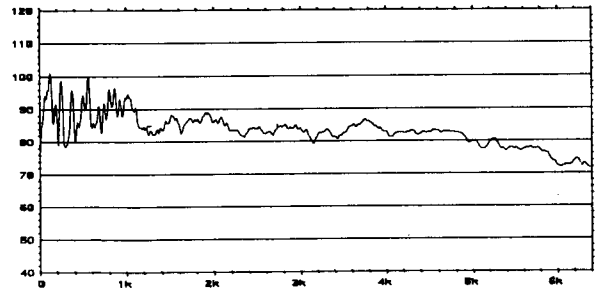


그림 11 소음기가 없을 때의 배기소음 특성

로 실험하면 약94.5dB정도를 나타낸다.(그림 10)

소음정도를 감소시키기 위해 4절에서 언급한 방법대로 소음기가 없을 때의 소음특성을 살펴보면 가장 심한 배기소음을 유발하는 엔진의 최대회전수에서 그림 11과 같은 음압특성곡선을 갖으며, 소음계로는 약 110.4dB의 소음정도를 나타낸다.



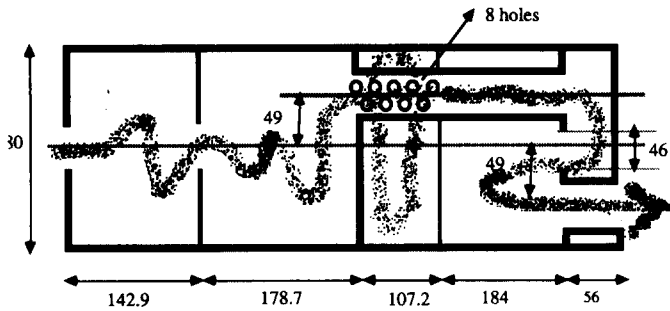


그림 12 최종 설계된 소음기의 제원 (단위 : mm)

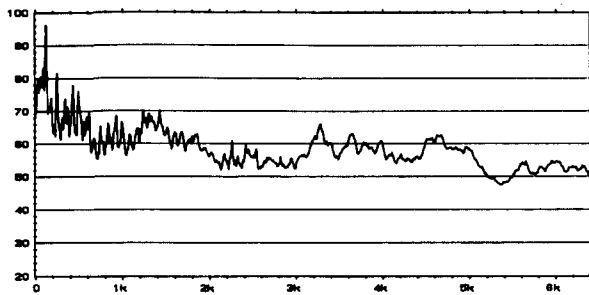


그림 13 최종 설계된 소음기의 음압(SPL) 곡선

이상의 조건으로부터의 4절의 방법에 의해 최종 설계된 소음기는 그림 12와 같은 4개의 격벽과 2개의 내부파이프를 갖는 구조로 되어 있다.

이 소음기는 현용 소음기보다 길이가 길어지므로서 저주파 영역에서 소음감소 성능을 증대시켰으며, 내부구조는 더욱 간단하여 제작의 용이성이 증대 되었으며 중량 또한 감소하였다. 이 소음기의 소음계로 잰 소음은 약 89.5dB로서 약 5dB의 소음 감소효과를 얻을 수 있었다. 그림 13은 이 소음기의 음압(SPL, Sound Pressure Level)곡선이다.

이 그림의 약 125Hz 부근에서 존재하는 큰 피크는 엔진의 폭발음과 관련되어 있는 것으로 이를 줄여 주기 위하여는 배기계의 길이를 이 주파수에 해당하는 파장의 1/4이 되도록 하여야 한다. 그러나 이렇게 되면 길이가 너무 길어지므로 픽업을 이용하여 최종 설계된 소음기와의 조합으로 배기계를 설계 하였다. 이와같이 설계된 배기계는 약 88.7dB의 소음치를 나타내며, 주파수 영역에서 현용소음기와의 SPL 차이는 그림 14와 같다. 이 그림에서 검은 부분은 소음감소가 이루어지는 부분이며, 흰공간은 SPL이 증대 되어진 영역이다. 전반적으로 현용소음기의 저주파 영역에서는 피크에 해당하는 부분을 새로 설계한 소음기가 작

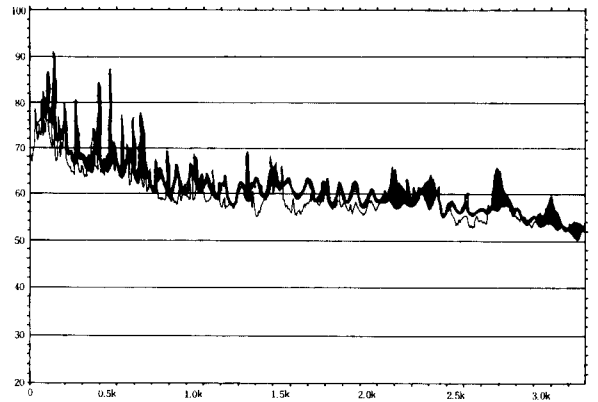


그림 14 현용소음기, 설계된 소음기와 pick up이 조합된 기계의 소음감소 특성

- : 설계된 배기계의 투과손실 이득
- : 설계된 배기계의 투과손실 손실

게 만들고 있으며, 이러한 영향으로 현용소음기에 비해 약 5.8dB정도의 배기소음 감소효과를 얻고 있다.

## 6. 결 론

모우드일치법을 이용해서 반사형 소음기의 일종인 단순확장관 및 역 공명기의 배기가스의 유동 및 온도 구배를 고려한 음향학적 측면에서의 해석법 및 이를 통한 소음기 설계 인자들에 대한 고찰을 하였다. 또한 이를 바탕으로 하여 실제로 상용차에 사용 가능한 소음기를 재설계 하였다. 즉 반사형 소음기에 관한 이론적 고찰의 결과로 소음기 설계의 방법을 설정한 후 소음기 설계 및 제작을 하므로써 현용의 소음기보다 구조가 간단하면서도 소음감소효과가 우수한 소음기를 얻었고, 이를 실험을 통하여 입증할 수 있었다.

이상과 같은 소음기 해석법을 기반으로하는 소음기 설계법은 반사형의 소음기 제작에 매우 유용한 설계 지침이 될 수 있을 것으로 판단된다.

## 참고문헌

1. Munjal, M.L., 1987, "A Simple Numerical Method for Three Dimensional Analysis of Simple Expansion Chamber Mufflers of Rectangular as well as Circular Cross Section with a Stationary Medium", J.of Sound and Vib., Vol. 116, No. 1, pp.71~78.

2. Ih, J.G. 1984, "Performace Analysis of Reactive Silencers with Consideration of the Effects of Higher Order Acoustic Modes", Ph.D Thesis, Dept. of Mech.Eng., KAIST.
3. Kim, Y.-H. et al., 1989, "Experimental Study on Acoustic Wave Propagation in Circular Expansion Chamber with Flows", Presented at the Winter Annual Meeting, ASME, San-Francisco, California, Dec.10~15.
4. Kim, Y.-H. et al., 1990. "Acoustic Characteristics of Expansion Chamber with Costant Mass Flow and Steady Temperature Gradient (Theory and Numerical Simulation)", J.of Vibration and Acoustics, Trans. of ASME, Vol. 112, No.4, Oct., pp. 460~467
5. Munjal, M.L. and Prasad, M.G, 1986, "On Plane Wave Propagation in a Uniform Pipe in the Presence of a Mean Flow and a Temperature Gradient", J.Acoust.Soc.Am., Vol.80, N. 5, Nov., pp. 1501~1506
6. Kim, Y.-H. and Choi, J.W. 1991, "General Solution of Acoustic Wave Eguation for Reversing Chamber with Temperature Gradient", J. of Vibration and Acoustics, Trans. of ASME, will be published.
7. Munjal, M.L. 1987, Acoustics of Ducts and Mufflers, Chap. 8, John Wiley & Sons.