

# 음향학적 분석을 통한 소음기 설계에 관한 고찰

김 양 한

한국과학기술대학 기계재료공학부 교수



● 1950년생  
● 디지털 신호처리를 이용한 진동, 소음 현상 분석 및 모델링, 동역학계의 Identification 등에 관심이 있다.

## 1. 머리말

자동차에 사용되는 소음의 성능 향상은 쾌적한 주거 환경에 대한 요구 증대 및 환경 소음의 인체에 미치는 영향등으로 그 필요성과 중요성이 급격히 인식되고 있음은 주지의 사실이다.

자동차 소음의 기본 역할은 자동차 엔진으로부터 배출되는 배기소음의 효과적인 차단에 있다. 소음기의 설계 요구 조건들을 대별하여 보면 다음과 같다<sup>(1)</sup>.

- 최대 소음 감소
- 최소 배압
- 최소 크기 및 중량
- 견고성 및 소음기 수명의 극대화
- 간편한 보수성 유지
- 저렴한 가격

이중 최대 소음 감소 목표와 최소 크기 및 중량, 최소 배압등의 요구 조건들은 서로 상반되는 관계에 있다. 기타 설계 요구조건들은 소음기의 재료의 특성 및 가공성등과 관계가 있으므로 본고에서는 제외하고, 음향학적인 측면에서 주관심 대상이 되는 소음기의 구조와 소음 감소와의 관계 및 배압과의 관계를 중점적으로 살펴본다.

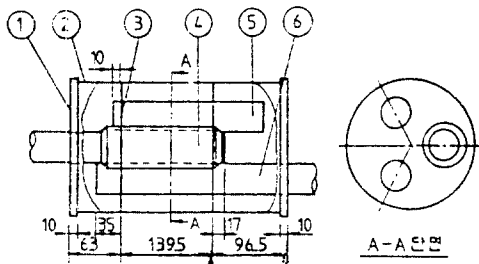
먼저 구조적인 측면을 살펴보기 위하여 현재 사용되고 있는 소음기중의 하나인 원통형 소음

기의 내부 구조를 살펴보면 그림 1과 같다. 외부구조가 단순한 원통형인데 반해 내부 구조는 비교적 복잡한 구조로 형성되어 있음을 쉽게 볼 수 있다. 입구측에 입사되는 음파는 그림 1과 같은 내부를 통과하여 출구측으로 배출되는데 이때 소음기의 내부 구조에 따라 음파의 전달 특성이 결정된다. 체계적인 소음기 설계를 위하여는 이러한 내부구조가 소음기 성능에 미치는 영향이 이론적 방법이나 실험적 방법으로의 규명이 선행되어야 한다. 이중 이론적인 측면을 살펴보면 이러한 내부구조를 반영할 수 있는 경계조건 설정과 설정된 경계조건을 만족하는 비선형 파동 방정식의 해가 요구됨은 자명하다. 그러나 현재까지 연구되어 온 이론적 해는 내부요소가 없는 단순 확장관의 경우에 한정되어 있다<sup>(2,3,4,5)</sup>.

단순 확장관의 경우 입구관과 확장관의 면적의 차이등에 의하여 발생하는 임피던스 부정합에 의한 반사파 현상에 의하여 소음 절감을 시도하게 되는데 이에 적용되는 이론적 접근이 공극관이나 흡음재가 존재하는 경우의 소음기 해석에 적용될 수 없음은 자명하다. 따라서 소음기 설계를 체계적으로 인도할 수 있는 논리적인 설계 지침등이나 설계용 전산 프로그램등이 현재까지는 흔하지 않은 상태이다<sup>(6)</sup>. 따라서 현재까지 소음기 설계는 많은 부분이 자동차 회사나 소음기설계 전문회사등 자체에서 보유하고 있는 축척된 경험과 실험식등을 기반으

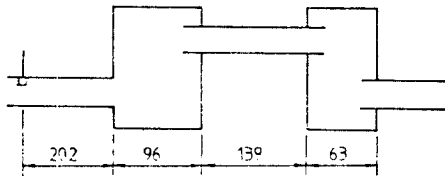
로 하여 행하여지고 있으며 따라서 소음기 설계에 대한 체계적인 과정이 정립되어 있지 않다.

본 글에서는 소음기에 대한 이해를 돕기 위하여 제2장에서 기존 소음기의 형태별 특성과 구조를 소개하고 제3장에서는 소음기의 각 요소들이 소음 감소특성에 끼치는 영향들을 이론적, 실험적 방법을 통하여 고찰하여 체계적인 설계의 근간이 될 수 있는 이해를 확립하고 제4장에서는 개념적인 소음기 설계 단계를 제안하고자 한다.

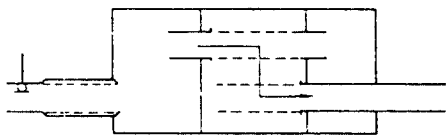


1	옆판	4	파이프 1
2	본체	5	파이프 2
3	칸막이	6	파이프 3

(a) 실제 Silencer의 종단면도



(b)



(c)

그림 1 원형 소음기

## 2. 형태별 자동차 소음기

자동차 소음기는 음향학적인 측면에서 편이상 반사형(reactive 혹은 reflective type)과 흡음형(absorptive 혹은 dissipative type)으로 구분한다(그림 2). 즉 반사형은 음파의 전달을

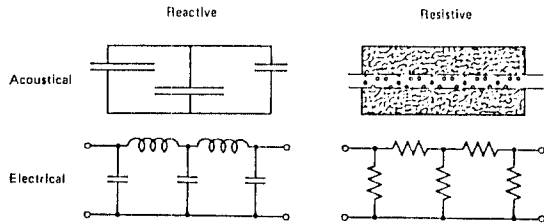


그림 2 음향학적인 및 전기적 관점에서 본 반사형 소음기와 흡음형 소음기의 비교

TYPE 1  
TYPICAL LOW REACTIVE SILENCER<sup>2</sup>

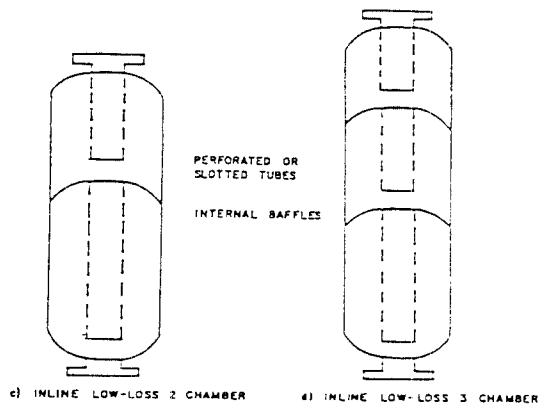
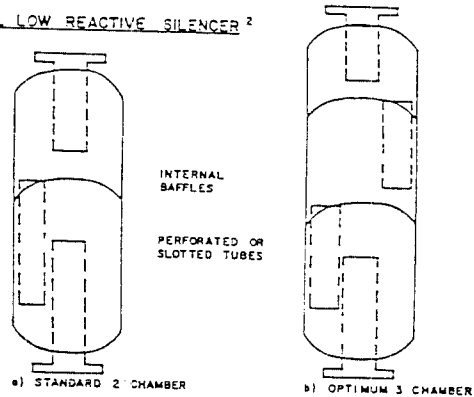


그림 3 전형적인 저 반사형 소음기<sup>(1)</sup>

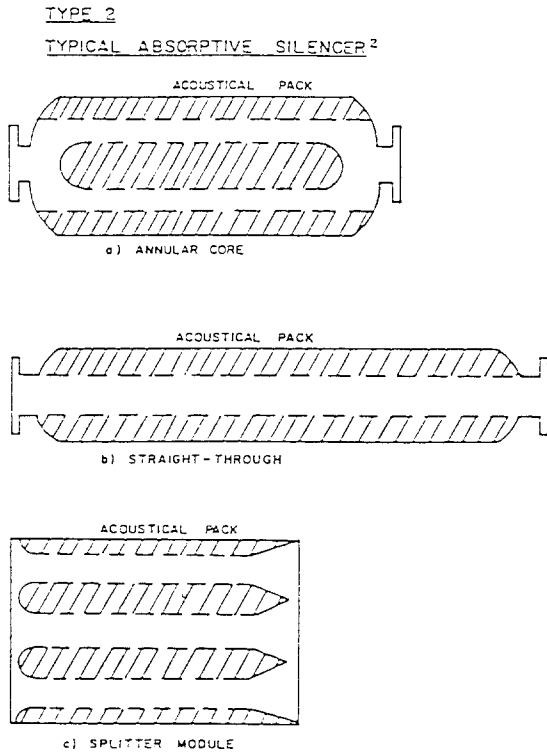


그림 4 전형적인 흡음형 소음기<sup>(1)</sup>

Helmholtz공명기 원리를 이용하여 차단하는 장치이며 흡음형은 이와는 달리 흡음재를 이용하거나 공극관 등을 이용하여 소음을 흡수 혹은 dissipation하는 장치이다(그림 3, 4).

그러나 일반적으로 사용되는 소음기는 전술한 두가지 형이 복합적으로 응용된 것이 대부분이다(그림 5). 그림 3, 4, 5는 자동차 소음기의 유형별 형태를 개념적으로 도시하여 주고 있다<sup>(1)</sup>.

### 3. 음향학적 측면에서의 소음기

음향학적인 이론적 측면에서 본 소음기는 대단히 난해한 구조를 가지고 있다. 자동차 소음기의 경우, 소음기 내부에 전파되고 있는 음파는 배기가스 유동에 의한 천이현상으로 인하여 음속이 소음기의 길이 방향으로 변하며, 아울

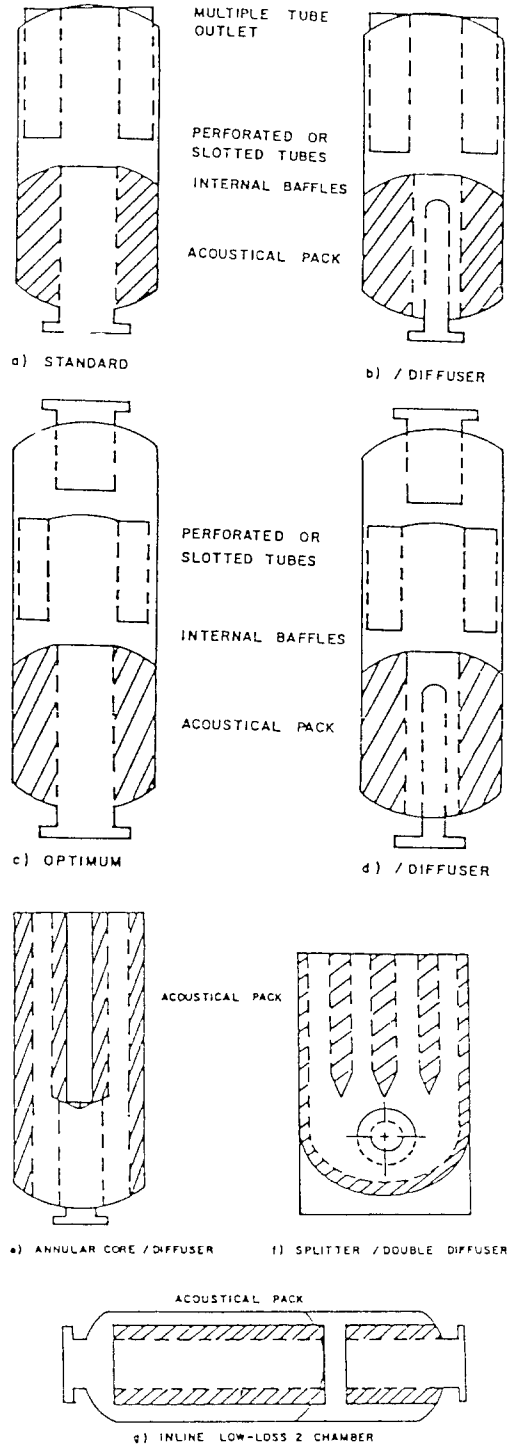


그림 5 전형적인 복합형태의 소음기<sup>(1)</sup>

러 소음기의 입구 및 출구의 온도차에 의하여 그 전달속도가 소음기의 길이 방향에 따라 변한다.

엔진 매니폴드에서 배출되는 가스의 온도가 약 700°C~500°C인 반면 소음기를 통과하여 배출되는 가스의 온도는 상온을 약간 웃도는 정도이다. 이러한 유동의 존재 및 온도 구배의 존재로 인하여 소음기의 음파 방정식은 비선형의 형태를 띠게 되고 따라서 그 해석적 방법이 용이하지 않다. 물론 단순 확장관 형태의 소음기에 대한 투과손실 및 배압을 해석적으로 계산할 수 있는 방법은 개발되어 있으나<sup>(4,5,6,7)</sup>, 제2장에서 기술한 바 있는 일반적 형태의 소음기 해석을 위하여는 격자 및 공극관이 가지고 있는 기하학적인 복잡성들을 비선형 파동 방정식의 경계조건으로 채택할 수 있는 수치해석 방법이 연구 되어야 한다.

이론적 해석의 복잡성을 보완하고 소음기를 구성하고 있는 각 요소, 즉 외부 형태 및 내부 요소(공극관의 길이 및 직경, 공극관의 크기, 격자의 배열, 공극관의 배열 및 길이 등)가 소음기 성능에 미치는 영향을 규명하기 위한 실험적 접근은 자동차가 실용화된 이래 꾸준히 시도되어 왔다<sup>(8,9)</sup>.

본장에서는 전술한 이론적 결과와 실험적 결과를 소음기를 구성하고 있는 각 요소들이 소음기 성능에 미치는 영향에 주안점을 두어 정리 하고자 한다.

### 3.1 확장관과 입출구관의 단면적비의 영향

소음기의 형태가 원형 단순 확장관이고 유동이나 온도 구배가 확장관에 존재하지 않는 경우의 투과손실( $L_{TL}$ )은 다음과 같다.

$$L_{TL} = 10 \log_{10} [1 + 1/4(m-1/m)^2 \sin^2 kL]$$

여기서  $m$ 은 입출구관과 확장관의 단면적비이고  $k$ 는 파수,  $L$ 은 확장관의 길이이다.

또한 투과손실의 최대치 [ $L_{TL}(\max)$ ]는

$$L_{TL}(\max) = (20 \log_{10} m) - 6\text{dB}$$

이다<sup>(9)</sup>. 즉 평면파 이론이 성립되는 영역(즉

저주파 영역)에서는 면적비 ( $m$ )를 크게하면 할수록 높은 투과 손실값을 얻게 되므로 소음 감소에 효과적이다(그림 6(a)). 결국은 큰 소음기를 부착할수록 소음기 성능을 향상시킬 수 있다는 결론이나, 실제로 소음기의 크기는 엔진에 대한 배압이나 부착 가능한 위치, 공간적인 제약조건 등으로 결정되어야 하므로 단순히 이 결과만을 고려하여 설계하기는 곤란하다.

### 3.2 확장관의 길이에 따른 영향

평면파 이론에 의하면 길이  $L$ 은 sine 함수의 변수에만 관련되므로 투과손실 곡선상의 골이 생성되는 위치에만 영향을 주리라 예측된다. 실제로 저자가 제시한 방법<sup>(7)</sup>에 의해 시뮬레이션한 결과와 실험 결과<sup>(10)</sup>를 살펴보면 그림 6(b), (c)에서와 같이 첫번째 골의 주파수만 저주파쪽으로 편위되는 현상만을 볼 수 있다.

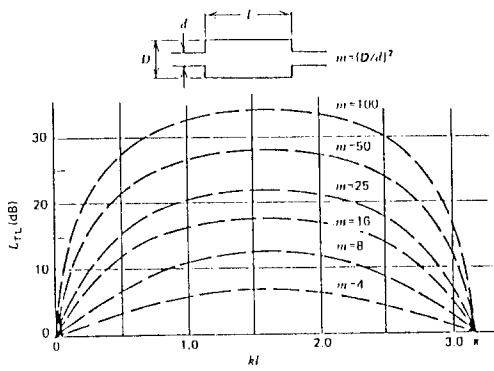
물리적으로는 길이가 길어지면 sine함수의 변수  $kL$ 을  $\pi$ 의 정수 배로하는 무수히 많은 입사파를 전달시킬 수 있게 되므로 골의 위치를 저주파쪽으로 이동시키게 된다.

### 3.3 확장관의 직경에 따른 영향<sup>(7)</sup>

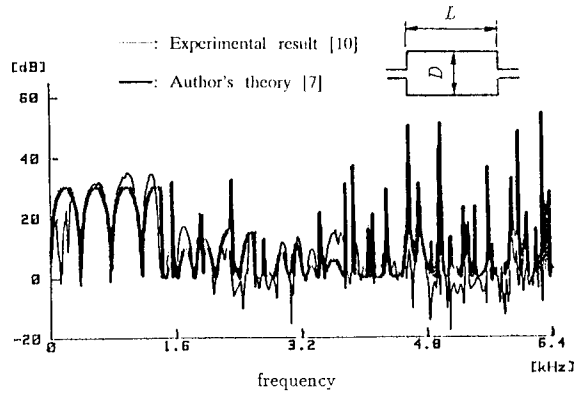
확장관의 직경은 입출구관과의 면적비  $m$ 을 변화시키므로 그림 6(c), (d)에서 보듯이 투과손실의 산의 크기를 변화시켜주며 골의 위치에는 무관하나, 전체적인 평면파 영역은 직경이 증대됨에 따라 감소한다. 이는 확장관의 직경이 커질수록 저주파에서부터 고차 모우드의 형태로 입사파가 출구로 전달되기 때문이다.

### 3.4 Aspect Ratio(L/D)에 따른 영향

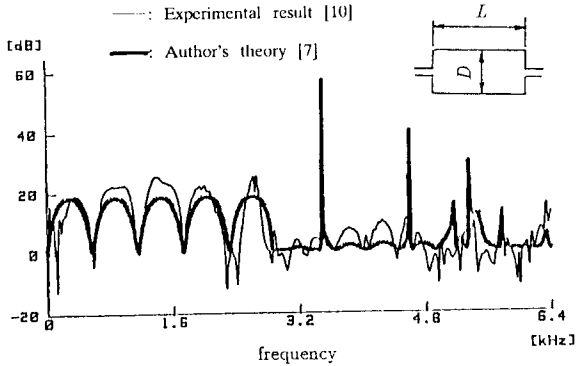
앞서 살펴본 바와같이 확장관의 길이와 직경이 평면파의 골의 주파수 및 한계 주파수를 각각 제한하고 있다. 따라서, 이들의 관계로부터 평면파가 존재하는 산의 갯수를 찾아낼 수 있다. 즉 참고문헌 (11)에서 유도한 바와 같이 평면파가 존재하는 산의 갯수  $q$ 는 다음 식을 만족하는 최소 정수로서 결정된다.



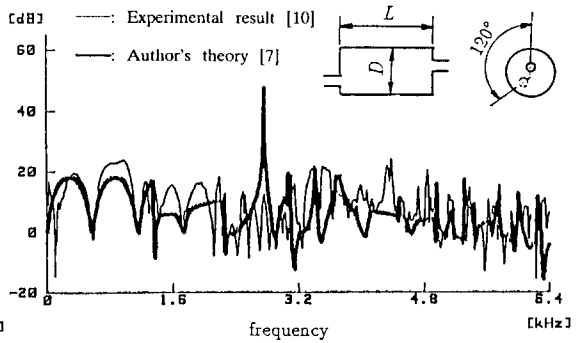
(a) 평면파 이론을 이용한 단순확장관의 투과손실<sup>(9)</sup>



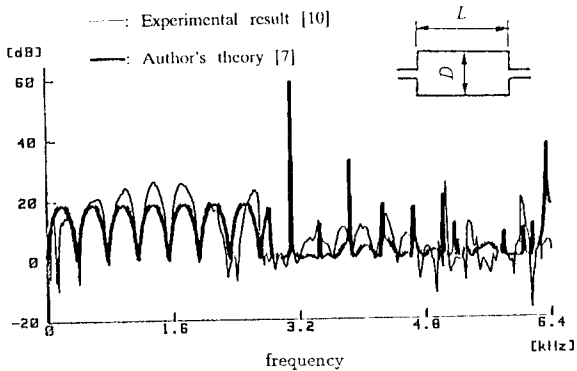
(d) 단순확장관의 투과 손실 ( $D=300$ ,  $L=450$ )



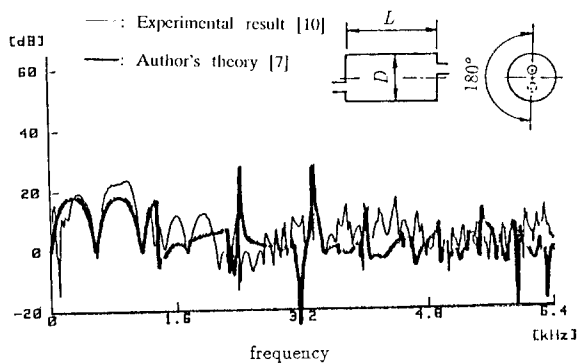
(b) 단순확장관의 투과 손실 ( $D=150$ ,  $L=300$ )



(e) 단순확장관의 투과 손실 ( $D=150$ ,  $L=300$ , offset-offset,  $\theta=120^\circ$ ,  $\delta=50$ )



(c) 단순확장관의 투과 손실 ( $D=150$ ,  $L=450$ )



(f) 단순확장관의 투과 손실 ( $D=150$ ,  $L=300$ , offset-offset,  $\theta=180^\circ$ ,  $\delta=50$ )

그림 6 단순확장관의 투과손실

$$q > 2.44 A_{LD} = 2.44L/D$$

그림 6(b), (c), (d)는 이를 잘 증명해 주고 있다.

### 3.5 윗셋 및 비틈각의 영향

윗셋은 원주방향 모드를 갖게하여 원주방향 베셀 함수의 1차 미분값을 0으로 갖는 위치에서 한계 주파수를 갖게 한다<sup>(7)</sup>. 또한 입·출구관의 비틈각은 이들 모드가 형성되는 수를 결정하는데, 비틈각이 180°이면 2개, 120°이면 3개 원주방향 모드가 존재할 수 있게 된다.

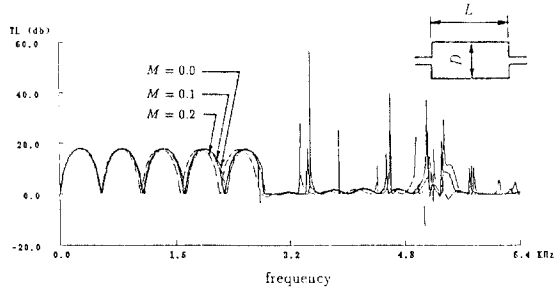
실험 및 시뮬레이션 결과를 살펴보면 그림 6(e), (f)는 그림 6(b)에 비해 한계 주파수가 절반으로 줄어들었는데, 이는 원주 방향 베셀 함수의 1차 미분값이 1.84로 반경방향의 3.64에 비해 절반 정도이기 때문이며, 비틈각이 120°인 경우 (그림 6(e))가 비틈각 180°인 경우 (그림 6(f))에 비해 더 많은 투과손실 곡선의 변화가 있는데, 이는 3개의 원주방향 모드가 통과하기 때문이다.

### 3.6 유동의 흐름에 의한 영향

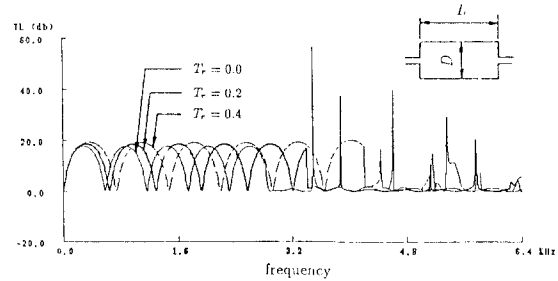
유동의 흐름은 단순 확장관에서 첫번째 골의 주파수를  $(1-M^2)$  만큼 저주파쪽으로 이동시키며 알려져 있고<sup>(7)</sup>, 그림 7(a)에서도 이를 확인할 수 있다. 그러나 유동으로 인한 투과 손실의 산의 크기 변화는 관찰되지 않으며, 평면파의 수도 변화하지 않는다. 실제로 자동차 배기구에서의 마하수는 0.2를 넘지 않는 것이 일반적이므로 유동의 흐름으로 인한 투과 손실의 영향은 미소하다.

### 3.7 온도구배의 영향

온도구배는 소음기 내부의 밀도, 음파 전달 속도등을 변화시켜주므로 소음기의 임피던스를 변화시켜 준다. 특히 음향 임피던스( $\rho c$ )가  $\sqrt{T}$ 에 반비례하므로 온도가 낮아지는 소음기 출구쪽의 임피던스가 입구쪽의 임피던스에 비해 상대적으로 증대되어 투과 손실의 크기를 상승시켜 줄 뿐 아니라, 한계 주파수를 증대시



(a) 마하수에 따른 단순확장관의 투과손실 ( $Tr=0$ )



(b) 온도구배에 따른 단순확장관의 투과손실 ( $M=0$ )

그림 7 투과손실

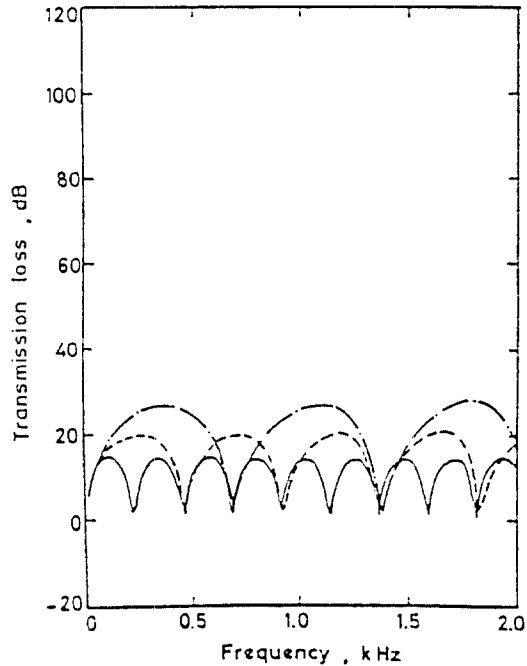
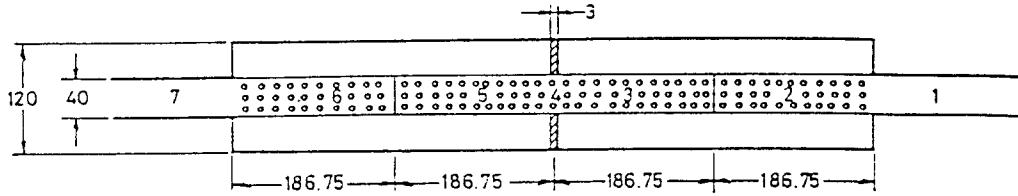
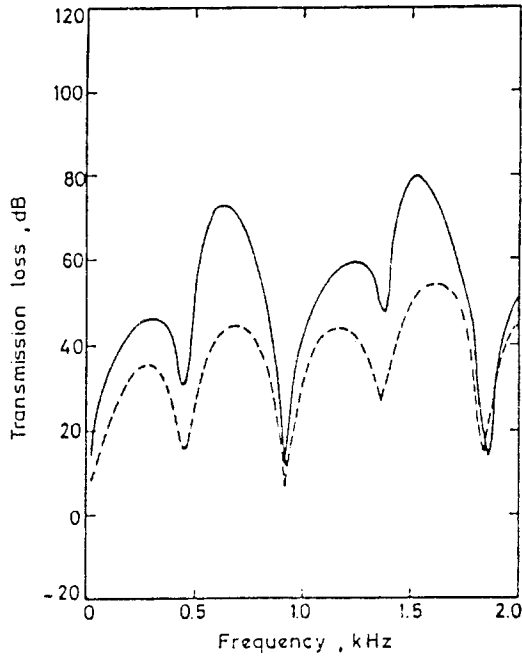


그림 8 확장관 길이가 같은소음기에 대한 격자수의 효과

— 1격자 소음기,    - - 2격자 소음기  
- · - 3격자 소음기<sup>(8)</sup>



(a)



(b)

그림 9 2격자 소음기의 형상(a)과 전형적인 2격자 소음기의 투과손실

켜 주는 역할을 한다<sup>(7)</sup>. 이것의 영향은 그림 7(b)에서 관찰할 수 있듯이 유동의 영향과는 달리 투과손실의 크기 및 한계주파수 이동을 크게 변화시켜 준다.

### 3.8 격자의 갯수가 투과손실에 미치는 영향<sup>(8)</sup>

그림 8에서 잘 나타나고 있듯이 확장관의 길이가 같은 경우 많은 격자를 가진 확장관이 높은 투과 손실을 가져온다. 결국 전체 확장관을 갖은 길이를 갖는 몇개의 격자로 분리시킴으로

서 투과손실 곡선을 더욱 큰 골과 산으로 형성시킬 수 있고 따라서 전체적으로 보다 높은 투과 손실을 가져온다.

### 3.9 공극관이 투과 손실에 미치는 영향<sup>(8)</sup>

격자나, 소음기의 외부 형상이 음파전달 현상에서 주로 반사파 현상을 지배하는 반면 공극관은 고주파 영역에서의 투과손실을 향상시키는 경향이 있다(그림 9). 즉 공극관은 음파의 진폭을 감쇠시키는 역할을 한다. 그림 10은 그림 11과 달리 2개의 공극관을 이용하여 소음기를 설계한 예이다. 음파의 전달 경로에 움푹을 가함으로서 공극관의 음파에 대한 저항의 효과보다는 소음기의 격자의 존재로 인한 효과가 주되게 나타남이 관찰된다.

### 3.10 흡음재의 역할

흡음재를 소음기의 내부벽을 따라 치부함으로써 소음기의 고주파 영역 성능을 향상시킬 수 있다<sup>(8)</sup>. 흡음재는 탄소 섬유나 기타 유리 섬유등 열에 비교적 강하고 흡음을 요하는 주파수 영역에서의 흡음률이 우수한 재료를 택하는 것이 일반적이다.

## 4. 소음기 설계

제1장에서 기술한 소음기 설계 목표중 음향학적 관심의 대상이 되는 것은 최대 소음 감소, 최소 배압과 최소 크기 및 중량에 대한 요구 조건들이다. 자동차의 경우 엔진의 배기량, 출력 등에 의하여 허용할 수 있는 소음기의 최대 체적을 결정할 수 있다<sup>(9)</sup>. 허용된 최대 체적을 제한 조건으로 최소 배압을 가지며 최대

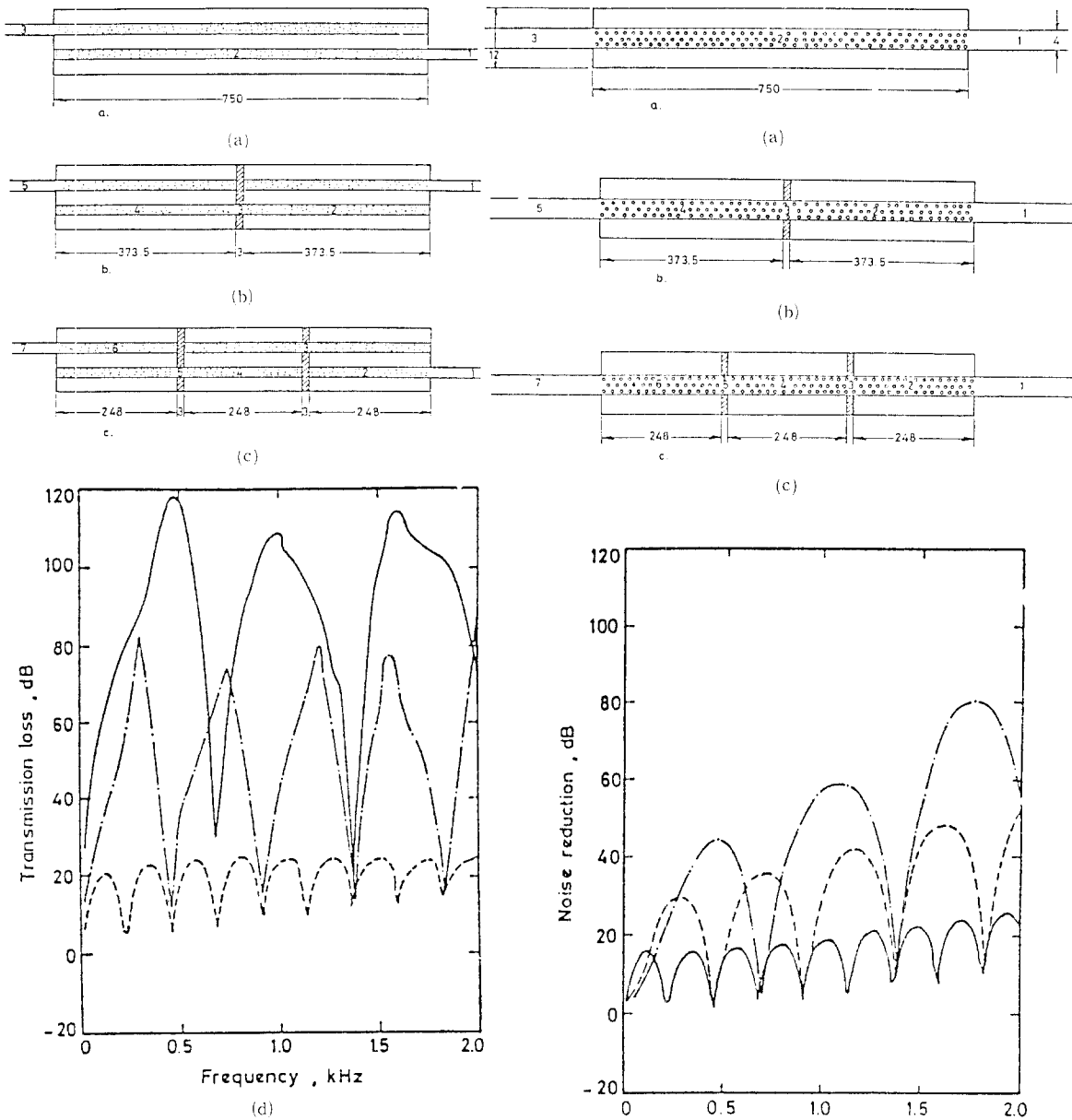


그림 10 2개의 공극관을 이용한 소음기설계의 예  
 (a) 1격자 소음기 (b) 2격자 소음기  
 (c) 3격자 소음기  
 (d) 확장관 길이와 다공성이 같은 소음기  
 에 대한 격자수의 효과  
 ---  $A_{op}/A_{cs}=1.5$ 일 때 (a)의 투과손실,  
 - - -  $A_{op}/A_{cs}$ 는 0.75일 때  
 (b)의 투과 손실, —  $A_{op}/A_{cs}=0.5$ 일  
 때 (c)의 투과손실<sup>(8)</sup>

그림 11 동심 곡극관을 갖는 공명기 형태의 소음기  
 (a) 1격자 소음기 (b) 2격자 소음기  
 (c) 3격자 소음기 (d) 소음기 (a), (b),  
 (c)에 대한 투과 손실  
 — 1격자 소음기, - - - 2격자 소음기, ---  
 3격자 소음기<sup>(8)</sup>



의 소음 감소를 획득할 수 있으면 최소한 소음기의 설계는 음향학적 관점에서 완성되었다 할 수 있다. 그러나 일반적으로 최소배압에 대한 요구조건과 최대 소음 감소에 대한 설계 요구조건은 동시에 달성될 수 없음은 자명하다. 또한 제3장에서 기술한 바와 같이 소음기의 설계인자로서 고려할 수 있는 요소들은 대단히 다양하여서 간단한 설계 프로그램을 시도한다는 것 자체가 많은 무리가 있다. 본 장에서는 이러한 난점을 극복하기 위하여 제3장에서 관측된 소음기의 각 요소들이 투과 손실에 미치는 영향들에 기초한 개념적 설계 방법을 제시하고 그 타당성을 논술하고자 한다.

#### 4.1 소음기 설계 방법에 대한 제안

주어진 소음원의 주파수 특성과 자동차에 소음기가 취부될 수 있는 제한 조건을 설계의 초기 조건으로 삼는다(그림 12). 3장에서 이해된 바와 같이 소음기의 성능을 판별할 수 있는 투과 손실 곡선은 평면파 이론이 성립되는 저주파 영역과 고차 모우드가 지배하는 고주파 영역의 특성으로 대별하여 볼 수 있으므로 개념적으로 설계 단계를 “협대역 주파수 설계”와 “광대역 주파수 설계”로 나누어 생각할 수 있다.

협대역 주파수 설계에서는 반사형 소음기가 가지고 있는 Helmholtz공명기의 특성을 이용하여 주어진 엔진 소음의 주파수 특성 중 가장 지배적인 소음을 제거 시키는데 주안점을 둔다(그림 12). 일단 주 소음원이 제거된 상태에서 다음 단계로 소음기에 설치할 수 있는 격벽의 위치를 고려하여 주 소음원 이외의 소음 중 저주파 영역에 위치한 소음을 제거한다.

이때 격벽의 설치로 인하여 발생하는 투과손실 곡선의 산에 해당하는 부분이 1차로 제거한 주 소음원의 주파수와 가능한 중첩되거나 일치되도록 한다.

소음기내의 격벽 사이의 거리가 등간격이 경우에는 그림 8에 예시된 바와 같은 저주파 영역에서 투과 손실 곡선의 산의 갯수가 확장실의 갯수에 대해 정수배로 감소하나 격벽사이의

거리가 등간격이 아닌 경우에는 각각의 확장실의 길이에 따라 나타날 수 있는 투과손실 곡선의 산과 골의 주파수 영역에서의 배열들이 중첩되어 나타날 것임을 짐작할 수 있다.

격벽의 이러한 특성을 이용하여 가능한 투과손실 곡선의 산 부분이 최대화되는 격벽의 배열을 시도하여야 할 것이다. 이러한 고려후에 설계된 소음기의 배압 정도가 엔진 성능 유지에 필요한 최소한의 배압조건에 부합 되는가를 검사한다.

일단 소음원의 저주파 영역에 대한 설계(협대역 주파수 설계)의 완료후에 고주파 영역 혹은 고차 모우드가 지배하는 고주파 영역에서의 설계를 시도한다(광대역 주파수 설계). 고주파 영역에서의 투과손실 곡선은 저주파 영역에 비하여 산과 골의 형태가 급격히 변화한다(그림 6). 이러한 주파수 특성을 보완하기 위하여는 공극관과 흡음재등이 가지고 있는 음파의 산란 및 감쇠 현상을 이용하는 것이 타당하다. 다시 말하여 격벽을 포함하고 있는 확장관의 고주파 영역에서의 산과 골의 급격한 변화는 해당되는 주파수 대역에서의 높은 모우드 밀도(modal density)와 각각의 모우드가 매우 적은 감쇠계수를 갖는다고 이해할 수 있으므로 공극관이나 흡음재의 산란 및 흡음성을 이용하여 충분히 높은 감쇠계수를 각각의 모우드에 부여하는 것이다.

광대역 주파수 설계가 완료된 후 협대역 주파수 설계에서와 같이 공극관 및 흡음재가 취부된 소음기의 배압이 허용 배압에 대하여 적절한지가 검사되어야 한다.

격자만이 존재하는 경우에는 수치해석적 방법을 이용하여 비교적 정확하게 배압을 예측할 수 있으나<sup>(7)</sup>, 공극관과 흡음재가 취부된 경우의 배압 예측은 실험적인 방법에 의존할 수 밖에 없다. 1차 설계가 끝난 소음기를 제조하고 실제 엔진에 부착하여 기대하였던 소음결감배압이 만족되는지를 검사한다. 만족되지 않을 경우에는 전술한 과정을 반복하여야 할 것이다.

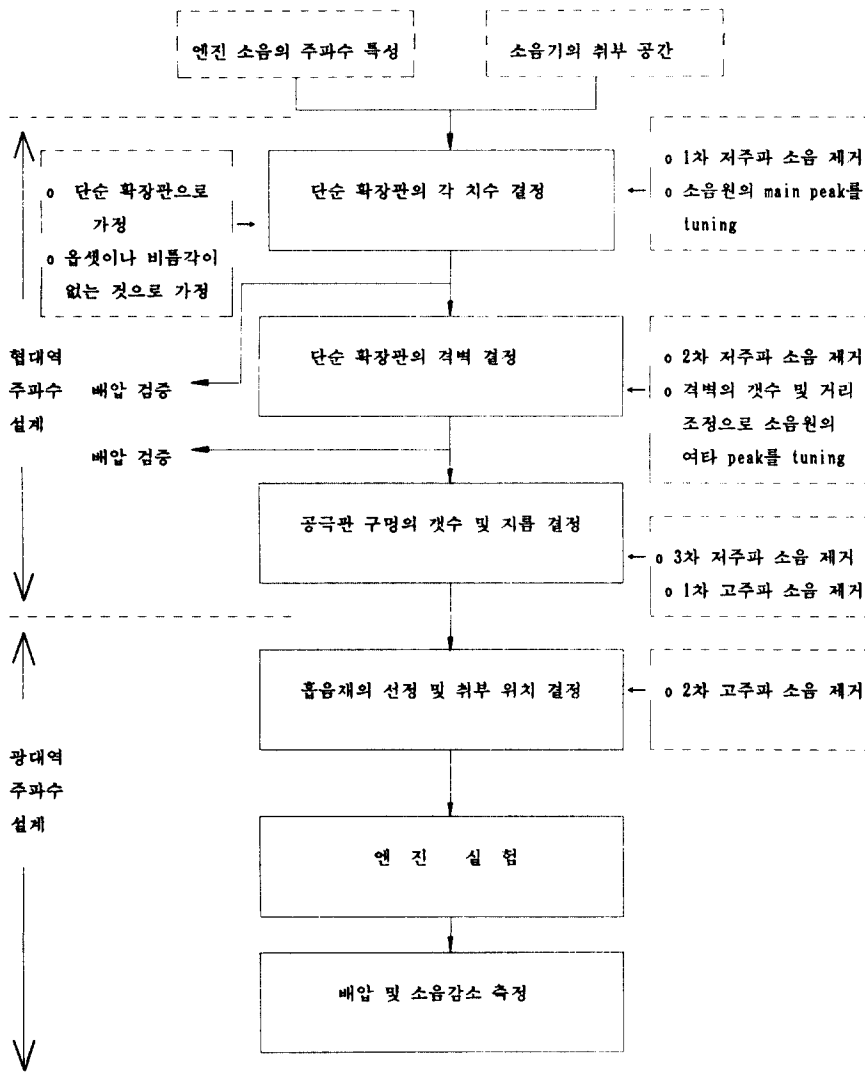


그림 12 소음기 개념도

### 5. 맺음말

음향학적 관점에서 살펴본 특성은 소음기 내·외부의 기하학적이 형상, 온도구배 및 유동에 의한 음파전달 현상의 천이등이 복합적으로 관련되어 있어 명쾌하고도 보편적인 설계 방법은 아직까지 밝혀져 있지 않은 상태에 있다. 따라서 많은 자동차 회사나 소음기의 제작

및 설계 회사에서 나름대로 축적되어온 자료와 경험에 의하여 적절한 소음기를 설계하고 있으나 그 체계적 정리가 일반 기계 공학자에게 널리 알려져 있지 않은 상태이다.

본 글에서는 현재까지 밝혀진 소음기의 성능과, 소음기의 내·외부의 기하학적 형상 및 온도구배와 유동등의 관련성을 바탕으로하여 개념적인 설계 방법을 제시하고 있다. 제시된 방법이 많은 설계 경험을 바탕으로하여 유도된 것

이 아니라 음향학적 관점에서 연구되어온 결과들로부터 도출된 것이므로 현장 실무자 관점에서 볼 때 오류가 있을지 모르나 향후 좀더 현실성 있는 설계 방법의 창출에 일조가 되었으면 한다.

참 고 문 헌

- (1) Meador, C.L. Allan III, J.J., 1971, "Exhaust Vent Muffler Design", Trans. ASME J. Eng. for Industry, Paper No. 71-Saf-A.
- (2) 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. 80(5), Nov., pp. 1501~1506.
- (3) 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. 116(1), 71-88.
- (4) Ih, Jeong-guon, 1984, "Performance Analysis of Reactive Silencers with Consideration of the Effects of Higher Order Acoustic Modes", Ph. D Thesis, Dept. of Mech. Eng., KAIST.
- (5) Kim Y. H, Choi J. W and Lim B.D "Acoustic Characteristics of Expansion Chamber with Constant Mass Flow and Steady Temperature Gradient(Theory and Numerical Simulation)", Accepted for publication, J. of Acoustics, Vibration, Stress, and Reliability in Design ASME, 1989.
- (6) NASA Technical Note, NASA TN D-7309, 1973, "An Improved Method for Design of Expansion Chamber Mufflers with Application to an Operational Helicopter", Oct.
- (7) 김양한, 임병덕, 최재웅, 1988, "대류현상이 존재하는 파동 방정식의 단순확장관에 대한 이론적 해석", 한국음향학회지 제7권 제5호.
- (8) Munjal, M.L., 1987, "Acoustics of Ducts and Mufflers," Chap. 8, John Wiley & Sons.
- (9) Donald E. BAXA, 1982, "Noise Control in Internal Combustion Engines", Chap. 5, John Wiley & Sons.
- (10) Kim Y.H et al., "Experimental Study on Acoustic Wave Propagation in Circular Expansion Chamber with Flows", will be presented at WAM, ASME, December 10-15, 1989, San Francisco, U.S.A.

