

소음기 구성요소의 소음 및 배압특성에 관한 연구

황원걸*, 이유평**, 오재웅***, 김기세****, 송용희*****

A Study on the Transmission Loss and Back Pressure of Muffler Elements

Won-Gul Hwang*, You-Yub Lee**, Jae-Eung Oh***, Ki-Sei Kim****, Yong-Hee Song*****

ABSTRACT

The exhaust muffler is designed to reduce the engine noise with the minimum back pressure. It is composed of several elements, and we chose the five types of muffler elements : expansion, extended, offset, reversal, and perforated type. These elements are modeled with I-DEAS, and the transmission loss is analyzed with SYSNOISE, and the back pressure with STAR-CD. We verified the numerical results of transmission loss and pressure loss by experiments for the case of extended muffler. We find a database with the numerical results, which can be used in the design of exhaust muffler in the field.

Key Words : Muffler(소음기), Transmission Loss(투과손실), Pressure Loss(압력손실)

1. 서론

최근에 승용차는 소비자의 성향이 고급화, 고성능화를 지향함에 따라 정숙성과 엔진 동력성능이 중요한 상품성으로 정착되었다. 또한 국내, 외적으로 환경소음에 대한 규제가 강화되면서 배기계에 대한 관심이 높아지고 있고, 따라서 자동차 소음의 주요 원인중의 하나인 저주파의 배기소음과 엔진 출력 손실의 요인이 되는 배압을 동시에 저감할 수 있는 기술이 필요하게 되었다.

일반적으로 차량 소음 중 엔진소음, 흡·배기계소음 등은 중요한 위치를 차지하며, 특히 배

기소음은 엔진과 밀접하게 연관되는데, 이는 엔진 행정에 기인하는 맥동음과 배기관내 배기가스의 흐름에 의해 발생하는 기류소음으로 크게 나누어진다. 소음기는 배기소음을 저감시키는 반면에 유체흐름의 유동손실, 즉, 배압을 유발함으로써 엔진의 성능을 악화시킨다. 따라서, 소음기의 형상은 최대의 소음 저감과 최소의 유동손실을 얻을 수 있는 형상이 되지 않으면 안 된다.⁽¹⁾

이와 같은 두 가지 목적을 충족시키는 소음기를 개발하기 위해서는, 입·출구의 직경과 위치, 확장관의 형상과 체적, 공명기, 그리고 확장관 내부에 설치된 별도의 유로 등이 성능에 미치는 영

2002년 1월 17일 접수
* 전남대학교 기계시스템공학부
** 한양대학교 대학원
*** 한양대학교 기계공학부
**** 담양대학교
***** 전남대학교 대학원

향을 먼저 규명하여야 한다. 지금까지 소음저감 측면에서는 많은 연구가 되어 왔으나, 배압 측면에서 소음기의 성능에 대한 연구는 많지 않았다.

본 연구에서는 소음기 내부 구조를 조사하여 구성 요소를 분류, 소음기의 소음 및 배압특성을 연구하고 그 결과를 데이터 베이스화하여 설계자료로 활용하고자 하였다. 이를 위해 연장형 소음기에 대한 해석과 실험을 수행하여 해석데이터에 대한 신뢰성을 검증한 후, 다각적인 분석이 가능하도록 각 요소에 대해 SYSNOISE 와 STAR-CD 를 이용, 소음 및 배압특성을 해석하고 특성을 파악하고자 하였다.

2. 모델링 및 해석

2.1 소음 및 유동해석

소음기를 구성하는 구성요소들 중 본 연구에서 특성을 고찰한 요소는 일반적으로 많이 쓰이는 단순팽창형, 연장형, 편심형, 역류형, 그리고 천공형 요소다. I-DEAS 로 소음기의 geometry 를 생성하고 해석용 격자를 생성하였으며, 소음기의 투과손실과 3 차원 정상상태 유동해석을 하기 위한 소음기의 최종 모델은 약 30,000~50,000 개의 격자로 구성되었다.

소음기 직경이 관심주파수 영역의 파장에 비해 충분히 작다면 평면파로 가정할 수 있으며, 소음기의 출구단에서 반향되는 투과음파가 없는 상태를 가정할 때 투과손실은 아래와 같이 구할 수 있다.⁽²⁾

$$TL = 20 \log_{10} \left(\frac{1}{2} \left| A_{11} + \frac{A_{12}}{\rho c} + A_{21} \rho c + A_{22} \right| \right) \quad (1)$$

여기서, A_{ij} 는 입·출구의 사단자 정수, ρ 는 공기의 밀도, 그리고 c 는 음속이다. 원통형 소음기의 경우 평면파가 지배되는 한계주파수 범위는 다음과 같다.⁽³⁾

$$f_{cutoff} = \frac{\lambda c}{\pi D} \quad (2)$$

여기서 D 는 소음기의 직경이다. $D=200\text{mm}$ 이고 입·출구관의 윅셋이 없는 경우는 반경방향의 (0,1) 모드($\lambda_{01}=3.83$)가 먼저 나타나므로 한계주파수는 2073Hz 이 되고, 윅셋이 있는 경우는 원주방향의 (1,0)모드($\lambda_{10}=1.84$)가 먼저 나타나므로 996 Hz 가

된다.

유동해석에서는 소음기 구성요소에 따른 속도 및 압력분포를 고찰하게 되는데, 소음기의 해석 유동장은 3 차원 정상상태 비압축성 난류유동으로 가정하였고, 이 유동장의 점성흐름을 지배하는 연속방정식과 흐르는 유체와 그것이 접촉하는 고체 사이의 힘의 상호작용을 계산하는 운동량방정식은 다음과 같다.

$$\text{연속방정식: } \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \bar{u}_j) = 0 \quad (3)$$

운동량방정식 :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \cdot \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \bar{u}_i \cdot \bar{u}_j + \bar{\rho} \cdot \overline{u'_i \cdot u'_j}) + \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \bar{\rho} \cdot g \cdot \frac{x_i}{|x|} = 0 \quad (4)$$

여기서, u_j 는 x_j 방향의 속도성분, p 는 압력, 그리고 g 는 중력 가속도이다. 해석에 적용한 난류모델은 표준 $k-\epsilon$ 모델로 측정된 압력과 온도를 입구 경계면에 적용하고, 입구에서 난류의 유동에너지를 결정하는 난류강도는 입구유속의 10%로 가정하고 특성길이는 입구직경으로 하였다.

2.2 투과손실 및 압력손실 측정

일반적으로 투과손실은 소음기에 입사된 음향 파워레벨(SPL: Sound Power Level)에서 무반사단으로 된 하류측에 전달된 SPL을 뺀 값으로 정의된다. 본 연구에서는 입구단에서의 전진성분만을 구하기 위해서 두 음향탐촉자 임피던스법(Two-microphone impedance method)을 사용하였고,⁽⁴⁾ 그림 2.1의 연장형 소음기에 대해 투과손실의 해석과 실험을 수행하여 비교해 본 결과 그림 2.3(a)와 같이 비교적 잘 일치함을 알 수 있었다.

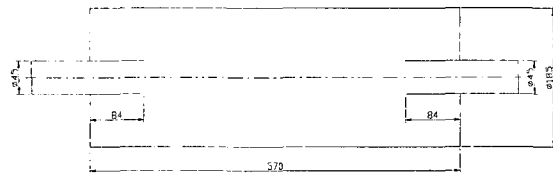


Fig. 2.1 Extended muffler

소음기의 압력손실(배압)을 측정하기 위해서 그림 2.2 와 같이 실험 장치를 구성 하였고, 그림 2.1 의 연장형 소음기에 대하여 로터리 블로어를

이용하여 유동을 발생시킨 후 소음기 입구측과 출구측에 압력센서를 부착하여 입·출구의 압력차를 측정하였다. 그림 2.3(b)와 같이 실험과 해석의 오차는 약 $\pm 5\%$ 이내로 비교적 잘 일치하는 결과를 얻었다. 또한 유량이 증가함에 따라 소음기내 유동저항이 커지기 때문에 압력손실이 증가하는 경향도 잘 일치하고 있다.

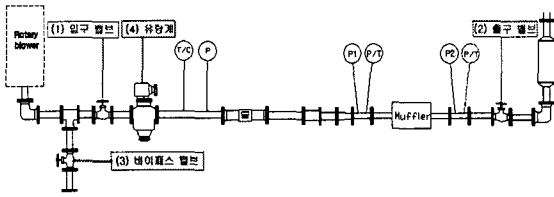
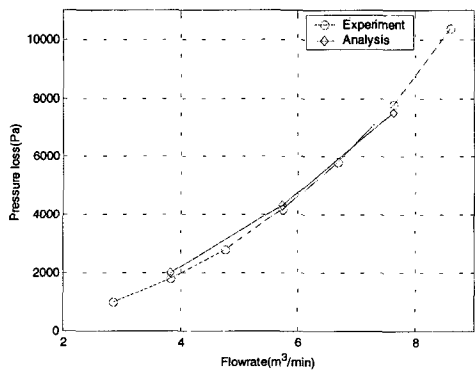
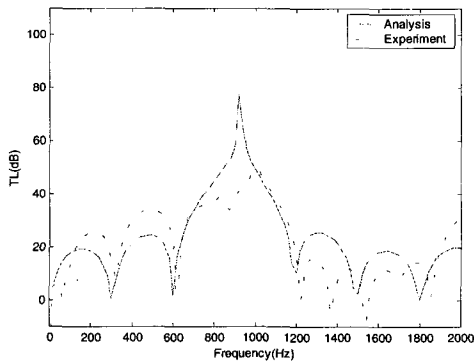


Fig. 2.2 Experimental devices for back pressure measurement



(a) Transmission loss



(b) Pressure loss

Fig. 2.3 Comparison of analysis and experiment for extended muffler

3. 소음기 특성

3.1 소음기 구성요소

소음기는 여러 가지 요소로 구성되어 있어서 소음기 특성을 이해하기 위해서는 각 구성요소의 특성을 파악하는 것이 필요하다. 이에 본 연구에서는 배압과 저주파소음의 중요성이 부각되는 중. 대형 차량 소음기의 내부구조를 분석하여, 그림 3.1 과 같이 단순팽창형, 연장형, 역류형, 편심형, 그리고 천공형 요소로 분류하였고, 각 요소에 대한 소음 및 유동 특성을 파악하고 데이터 베이스화 하였다.

Element	shape
expansion type	
extended type	
perforated type	
offset type	
reverse Type	

Fig. 3.1 Element types of muffler

3.2 단순팽창형 요소

단순팽창형 소음기의 확장비와 길이변화에 따른 투과손실과 압력손실을 그림 3.2에 나타내었다. 확장비가 증가할수록 높은 투과손실이 얻어지고, 소음기의 길이(L)가 증가할수록 투과손실이 피크 주파수가 저주파쪽으로 이동한다. 그리고 확장비가 증가할수록 압력손실이 증가하는데, 이는 팽창형 단면에서의 압력손실은 식 (5)와 같이 확장비가 증가할수록 압력손실 계수가 증가하기 때문이다.⁽⁵⁾

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho V^2}{2} \quad (5)$$

여기서, 충돌과 마찰에 의한 손실계수 K 는 A_1 과 A_2 를 각각 입구관과 확장관의 단면적이라 할 때 $(1 - A_1/A_2)^2$ 로 된다. 즉, 확장비가 증가하면 압력손실이 증가하여 배압에는 불리하지만, 투과손실은 유리해지므로, 이러한 상반되는 특성을 고려하여 소음기 최적형상을 선택하여야 한다. 그리고 소음기 길이가 증가할수록 소음기내의 마찰손실이 증가하기 때문에 압력손실은 증가한다. 즉, 소음기의 길이가 길어질수록 압력손실이 증가하여 배압측면에서 불리해지고, 투과손실의 크기는 변함없이 유효대역폭이 협소해지므로 전체적으로 불리해진다고 말할 수 있다.

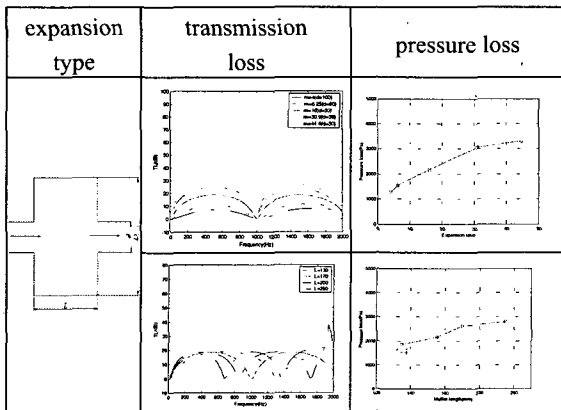


Fig. 3.2 TL and pressure loss for expansion muffler

3.3 연장형 요소

입구 연장관의 길이 L_1 과 출구 연장관 길이 L_2 이 변화할 때의 투과손실과 압력손실을 그림 3.3에 나타냈다. 그림에서와 같이 입구와 출구 연

장관의 길이가 짧을 때는 특정 피크주파수가 나타나지 않으나, 연장관의 길이가 길어짐에 따라 저주파 쪽으로 피크가 나타나는데, 이는 연장관형에 있어서 연장관의 길이가 어느 정도 이상이면 팽창형의 특성에 공명형의 특성이 중첩되어 연장관이 없는 단순팽창형에 비해 투과 손실이 증대됨을 알 수 있다.⁽⁶⁾⁽⁷⁾⁽⁸⁾ 그리고 입·출구 연장관의 경우에도 입·출구 연장관의 길이가 증가할수록 투과손실피크가 저주파 대역으로 이동하는 것을 알 수 있다. 이와 같은 결과로 연장관 길이를 조절해 주면 특정한 주파수에서의 소음 저감효과가 뚜렷한 공명형과 유사한 효과를 얻을 수 있다.

그리고 입구와 출구 연장관의 길이가 증가하면 압력손실은 감소하는데, 이는 연장관의 길이가 증가하면 연장관이 유동 가이드 역할을 하여 소음기내의 유동흐름을 개선시킴으로써 압력손실이 감소되는 것으로 사료된다. 즉 입구와 출구 연장관이 있는 연장형의 경우 단순팽창형에 비해 투과손실에서는 어느 길이 이상이면 단순팽창형의 성능에 공명형의 특성이 부가되어 유리해지고, 연장관에 의해 유동흐름이 원활해져서 압력손실도 감소하므로, 두 가지 성능 모두 개선되는 결과를 얻을 수 있다.

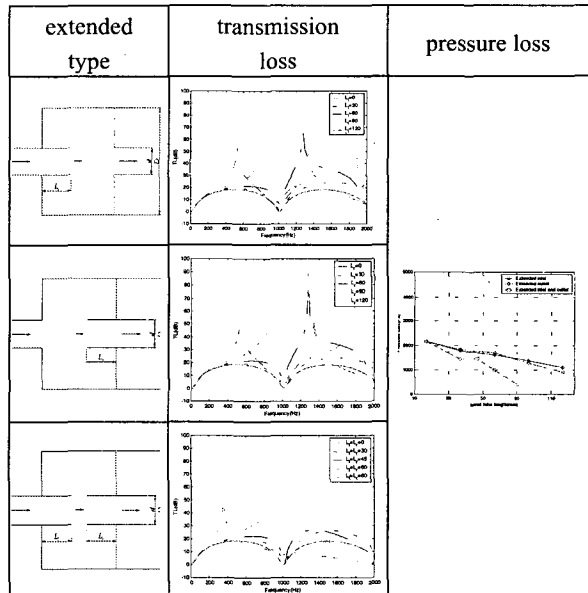


Fig. 3.3 Comparison of TL respect to insert tube length (L_1)

3.4 편심형 요소

편심형 소음기의 읍셋각(θ)이 변함에 따라, 즉, 출구관의 위치가 변함에 따른 투과손실과 압력손실을 그림 3.4 에 나타내었다. 편심형 소음기는 1000Hz 이하에서는 단순팽창형과 유사하나, 편심에 의해 1000Hz 이상영역에서 투과손실 최대 주파수가 발생하고, 또 읍셋각이 증가하면 투과손실의 피크 주파수가 고주파쪽으로 이동함을 알 수 있다. 그리고 압력손실 측면에서 읍셋각이 증가할수록 압력손실은 증가됨을 알 수 있었으며, 단순팽창형에 비해 압력손실이 1.5 배이상 높게 나타나는데, 이는 입구와 출구가 편심됨으로서 소음기내의 유동이 방해되어 손실이 증가된 것으로 사료된다.

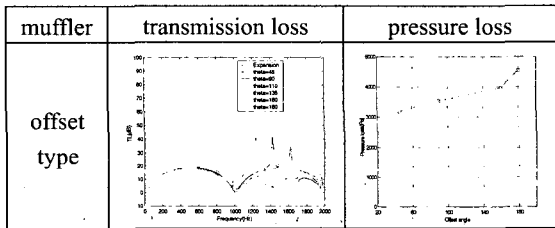


Fig. 3.4 Comparison of TL according to offset angle (θ)

3.5 역류형 요소

역류형 소음기는 유체 흐름 및 파동의 진행 방향을 180°로 바꾸어 주는 것으로서 매우 큰 소음 저감이 발생하고, 입·출구의 읍셋 각도(θ)에 따라 음향특성이 변화된다. 소음 감쇠의 작동 원리는 측지 공명기와 같아 소음 감쇠가 크지만 큰 압력 강하로 인하여 엔진의 성능이 저하되는 단점이 있다. 역류형 소음기의 읍셋각(θ)이 변함에 따라, 즉, 출구관의 위치에 따라서 변화하는 투과손실과 압력손실을 파악하여 그림 3.5 에 나타내었다. 역류형 소음기는 단순팽창형 소음기의 특성에 공명형의 특성이 중첩되는 특성을 가지고 있으며 읍셋각(θ)이 증가함에 따라 투과손실 피크는 저주파 대역에서 중주파수 대역으로 이동한다.

압력손실은 단순팽창형과 비교하면 약 1.8 배 증가되고, 읍셋각이 변해도 크게 변하지 않는다. 이는 역류형은 유동이 180° 방향을 바꿈으로써 소음기내의 유동저항이 증가되어 압력손실이 증가되나, 흐름의 방향이 바뀌지 않은 편심형 소음기와는 달리 읍셋각에 따른 압력손실의 변화는 없음을

알 수 있다. 즉, 역류형에서는 읍셋각을 조절함으로써 목적하는 주파수 영역에서 소음감소효과를 추가적으로 얻을 수 있어서, 소음특성은 단순팽창형에 비해 유리해지나, 압력손실이 단순팽창형의 2 배정도 증가하여 배압측면에서는 불리하게 된다.

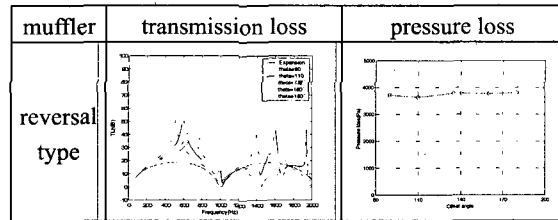


Fig. 3.5 Comparison of TL according to offset angle (θ) for reversal muffler

3.6 천공형 요소

천공형 소음기는 주로 중·고주파수 대역의 소음감소를 목적으로 사용되는데, 천공 부위의 저항과 반사성분, 그리고 분포 정도에 따라 달라진다. 이 형식은 천공율이 낮을 때에는 구멍의 입피턴스에 의해 조절되는 공명기로서 작용하고, 천공율이 높을 때에는 관내를 흐르는 유체의 진행을 순조롭게 만들며 주파수 감쇠 특성은 단순팽창형 소음기와 유사하다.⁽⁹⁾ 그리고 소리를 반사하는 특성뿐 아니라 관의 구멍에서 소리 에너지가 열에너지로 소산되는 흡음특성을 지니고 있으며, 단순팽창형에 비하여 유동저항이 현저히 낮은 장점이 있다.⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾ 본 연구에서는 기본적인 천공형 소음기를 세분화하여 소음 및 유동특성을 살펴보았다.

3.6.1 개방단 천공형 소음기

그림 3.6 은 입구와 출구관이 연장되고 천공요소를 가진 소음기의 투과손실과 압력손실을 나타낸 그림에서 첫 번째, 두 번째 소음기는 단순팽창형 소음기와 거의 유사한 소음 특성을 나타내고 있으며, 천공 홀이 없는 연장형에서 나타났던 공명형의 특성은 보이지 않는데, 이는 천공 홀로 인해 연장관이 공명형에 필요한 목의 역할을 할 수 없기 때문으로 사료된다. 세 번째 관통형 소음기는 천공율은 동일한 상태에서 천공된 길이(L_h)가 증가할수록 저주파대역에서 나타났던 피크가 사라지는 특성이 있다.

압력손실 측면에서는 첫 번째, 두 번째 소음기의 입구와 출구관 길이가 증가하면 압력손실은

감소하고, 단순팽창형에 비해서 전체적으로 낮다. 그리고 천공되지 않은 연장형에 비해 압력손실이 증가되는데, 이는 천공홀에서 유동흐름의 저항을 발생시킴으로써 압력손실이 증가하는 것으로 사료된다. 관통형 소음기는 천공된 길이가 증가할수록 압력손실이 증가하는데, 이는 길이가 증가함에 따라 홀에 대한 유동저항이 증가함으로써 압력손실이 증가하는 것으로 사료된다.

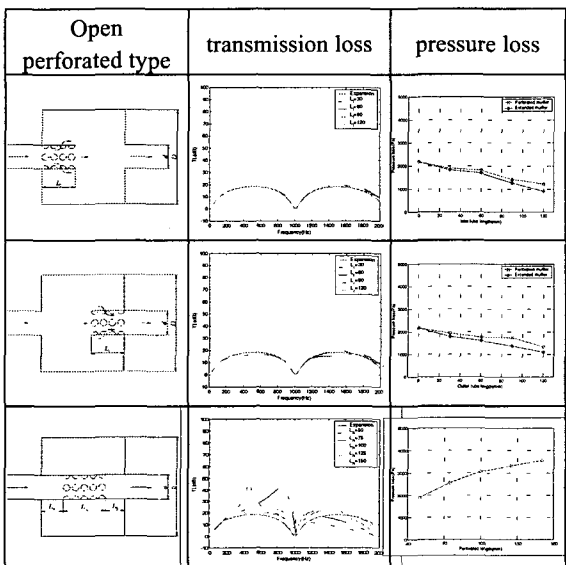


Fig. 3.6 Comparison of TL according to insert tube length (L_1, L_r)

3.6.2 폐구단 천공형 소음기

그림 3.7 은 관끝이 막힌 천공형 입·출구관이 내부로 연장된 소음기의 천공율 변화에 따른 투과손실과 압력손실을 나타내는데, 그림에서 첫 번째, 두 번째 소음기는 고주파 대역에서 주파수 피크가 발생하였으며, 세 번째 소음기는 단순팽창형 소음기와 유사한 소음 특성을 보이고 있다.

압력손실 측면에서는 천공율이 증가함에 따라 전체적으로 압력손실이 크게 감소하는데, 관끝이 막히지 않고 입구연장관 전체가 천공된 경우와 비교하면 천공율이 30%일 경우 3 배 이상 증가되고 단순팽창형에 비해 2.5 배 이상 증가하게 된다. 이는 유동흐름이 단지 천공홀에서만 진행되므로 큰 압력손실이 발생하기 때문으로 사료된다. 세 번째 소음기의 경우 첫 번째, 두 번째 소음기의 경우보

다 2~5 배정도 높고 단순팽창형에 비해 6 배 이상 높아서 배압측면에서 대단히 불리해진다. 따라서 관끝이 막혀있을 경우 배압측면에서 상당히 불리해지므로 적용시 주의가 요구된다.

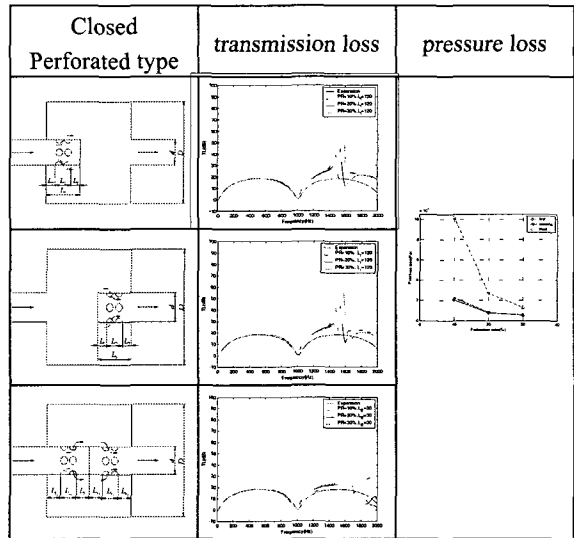


Fig. 3.7 Comparison of TL respect to perforation ratio (σ)

4. 결론

자동차용 소음기는 배기소음 저감 및 유동손실을 최소화하여야 특성을 가져야 하며 이러한 특성을 파악하고자 일반적으로 활용되는 요소 5 가지에 대해 특성을 해석하였고 그 특성을 데이터베이스화하여 소음기 설계자료로 활용할 수 있도록 하였다. 본 연구의 결과는 다음과 같이 요약할 수 있다.

- 1) 소음기를 구성하는 단순팽창형, 연장형, 편심형, 역류형, 그리고 천공형 소음기의 소음 및 배압특성을 수치해석에 의해서 고찰하였다.
- 2) 제시된 연장형 소음기의 투과손실 및 배압특성에 대한 해석과 실험을 비교한 결과 투과손실이 비교적 잘 일치하였고 배압특성의 경우 약 $\pm 5\%$ 이내의 오차범위에서 일치하는 결과를 얻음으로써 해석의 타당성을 입증하였다.
- 3) 연장형 소음기의 소음특성은 단순팽창형의 성능에 공명형의 특성이 부가되어 유리해지고, 연장

관에 의해 유동흐름이 원활해져서 압력손실도 감소한다.

4) 편심형 소음기의 읍셋각이 증가할수록 한계주파수 이상에서 발생하는 피크가 고주파쪽으로 이동하고, 압력손실은 단순팽창형에 비해 1.5 배 이상 증가된다.

5) 역류형 소음기는 읍셋각을 조절함으로써 목적하는 주파수 영역에서 소음감소효과를 추가적으로 얻을 수 있으나, 압력손실은 단순팽창형의 2 배정도 증가, 배압측면에서는 불리하다.

6) 천공형 소음기의 소음특성은 단순팽창형과 유사하나, 배압측면에서는 개방단의 경우 연장관의 길이가 증가할수록 유리하고, 폐구단은 관끝이 막혀있으므로 유동저항이 크게 발생하여 불리하다.

이와 같이 소음기 구성요소의 특성을 해석을 통해 파악하고 이를 적절히 조합함으로써 실차용 배기계를 설계하기 위한 기초자료를 제시하였지만 좀더 정확한 설계를 위해서는 많은 실험 데이터가 보완되어야 할 것이다.

후 기

이 논문은 2001 년도 두뇌한국 21 사업과 현대자동차 산학연구비에 의하여 지원되었음.

참고문헌

1. Ingard, U., "Sound Attenuation in Turbulent Flow," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 55(3), pp. 535-538, 1974.
2. Young, C. J., "Prediction of Transmission Loss in Mufflers by the Finite-Element Method," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 57(1), pp. 144-148, 1975.
3. Munjal, M.L., Acoustics of Ducts and Mufflers, John Wiley & Sons, Inc, 1987.
4. Seybert, A. F., "Two-Sensor Methods for the Measurements of Sound Intensity and Acoustic Properties in Duct," J. Acoust. Soc. Am., 83, pp. 2233-2239, 1988.
5. Philip, M., Fundamentals of Fluid mechanics(2nd ed), Addison Wesley, New York, 1992.
6. Kuhn, G. F., "Transmission of Low Frequency Internal Sound Through Pipe Walls," J. of sound

- and vibration, Vol. 47(2), pp. 147-161, 1976.
7. Cummings, A., "Sound and Transmission in Flow Ducts With Axial Temperature Gradients," J. of Sound and Vibration, Vol. 57(2), pp. 261~279(chapter 5 MEASUREMENTS), 1978.
8. Parrott, T. L., "Sound Transmission Through a High Temperature Acoustic Probe Tube," AIAA Journal, Vol. 30(2), pp. 318-323, 1992.
9. Singh, R., "Acoustic Impedance Measurement Using Sine Sweep Excitation and Known Volume Velocity Technique," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 64(4), pp. 995-1003, 1978.
10. Sullivan, J. W., "Analysis of Concentric-Tube Resonator Having Unpartitioned Cavities," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 64(1), pp. 207-215, 1978.
11. Sullivan, J. W., "A method for Modeling Perforated Tube Muffler Components. I. Theory," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 66(3), pp. 772-778, 1979.
12. 권영필, 정갑철, 임정민, "경계요소법을 이용한 축대칭 소음기의 성능해석," 한국소음진동공학회지, 제 5 권, 제 3 호, pp. 337-344, 1995.
13. 황 원걸, "격자필터에 의한 배기계의 소음특성 해석," 한국정밀공학회지, 제 12 권, 제 5 호, pp. 126-135, 1995.