

소음기의 투과손실 및 배압특성에 관한 연구

A Study on Muffler's Transmission Loss and Backpressure Property

정경훈*·황원걸**·이유엽**·김기세***

Kyung Hun Jung, Won Gul Hwang, You Yub Lee and Ki Sei Kim

Key Words : Transmission Loss(투과손실), Turbulence Model(난류모델), Pressure Loss(압력손실)

ABSTRACT

We usually divide the noise of exhaust system into pulsation noise and flow noise. Pulsation noise is the shock wave to occur when the burning gas of low pressure emits and include harmonic having basic frequency as the exhaust cycle of engine. Flow noise is the noise that is produced when gas flow emits into the atmosphere through the pipe and has the character of frequency like pink noise which has the high level of high frequency component. A muffler is divided into reflective type and absorptive type. We usually use the muffler compounding the property of them. In this study, it is the case of transfer matrix method that a muffler is compounded to analyze the elements of each section according to sound wave's proceed direction. But we use simple model. So, we use finite element method that takes short time to analyze. Acoustic analysis gives us transfer matrix to use FEA of SYSNOISE and we use STAR-CD for fluid analysis. We made database that is based on analytical results about the muffler of expansion type, extended type, offset type, reverse type, and perforated type and developed the muffler design system to perform work efficiently.

1. 서론

최근에 자동차 소음은 도시소음원의 주된 요소이며, 차량의 승차감을 방해하는 요인이 되고 승용차의 고급화 추세에 따라 차내 소음저감을 위한 연구가 진행되고 있는데, 여기서 자동차 가속시에 나타나는 차내소음원의 기여도는 차량의 종류에 따라 약간의 차이는 있지만 엔진관련 소음의 기여도가 가장 높으며, 그 다음이 배기계 소음으로 알려져 있다.

이러한 자동차의 배기 소음을 줄이기 위하여 소음측면에서 사용되는 소음기를 효과적으로 설계하기 위해서는 소음기내 음파의 특성을 이해하는 것이 중요하다. 한편 이러한 특성은 삽입손실(insertion loss)과 투과손실(transmission loss)등으로 표현할 수 있으며, 투과손실의 측정은 삽입손실에 비해 어렵지만 소음기의 음향학적 특성을 해석하기 쉽고 이론적 예측이 가능하다. 투과손실에 대한 해석에는 많은 연구가 진행되어 왔는데, 그 중에서도 Seybert⁽¹⁾에 의해 제시된 두 개의 음향탐촉자를 사용한 음향측정방법은 음파 분리이론으로부터 반사계수를 효율적으로 구할 수 있고 투과손실을 정확하게 측정할 수 있음을

보여주었으며, Sullivan⁽²⁾은 관내 격벽이 없는 경우의 이론적 해석을 규명하였다. 한편 배기의 배출측면에서는 배기관내의 정확한 유동특성과 소음기내의 유동특성을 해석하는 것이 필수적인 요소가 되고 있다. 흡기밸브를 빠져 나온 배기가스는 일반적으로 배기관을 거쳐 촉매변환기, 제 1 소음기, 제 2 소음기를 지나 대기중으로 방출되는데, 이 과정을 거치면서 배기관의 형태와 소음기내의 형상에 따라 압력손실이 발생한다. 압력손실은 배압(back pressure)으로 축적되어 심한 경우에는 역화(back fire)의 원인이 되기도 한다. 따라서 배기시스템의 정확한 유동특성과 압력손실을 예측하는 것은 중요한 문제이나, 배기관 내에서의 압력손실과 유동특성 파악 만으로는 배기시스템에서의 유동을 정확히 파악할 수 없기 때문에 배기시스템에서 큰 부분을 차지하고 있는 소음기에서의 압력손실과 유동의 특성을 파악하는 것은 필수적인 요소가 되고 있다.

본 연구에서는 소음기를 음파의 진행방향에 따라 각 구간별 요소를 각기 해석해 조합하는 사단정수법의 적용했고, 각 요소의 모델은 비교적 단순한 형태를 취하고 있으므로 해석시간이 짧은 유한요소해석을 이용하였다. 그리고 본 해석에 사용된 소음기 모델은 I-DEAS 를 이용하여 CFD 해석용 격자를 생성하였으며, 음향해석은 SYSNOISE 를 이용하여 사단정수를 구하였고, 유동해석은 STAR-CD 를 이용하였다. 그리고 단순팽창형, 삽입형, 역류형, 편심형, 그리고 천공형과 같이 소음기를 구성하는 요소들에 대해 해석된 결과들을 바탕

* 전남대학교 대학원
E-mail : sobriety119@yahoo.co.kr
Tel : (062) 530-0211, Fax : (062) 530-1689
** 전남대학교
*** 담양대학

으로 데이터 베이스화 하여, 실차 배기계 설계 기초 자료로 사용하며 최종적으로는 자동차 실내 소음 저감에 기여하고자 한다.

2. 소음 및 유동해석

2.1 소음기 모델링

본 해석에 사용된 소음기 모델링은 소음기를 구성하는 구성 요소들 중 가장 일반적인 요소로 수행해 졌으며, I-DEAS Simulation Master Modeler 에서 소음기의 geometry 를 생성하였고, 자동으로 격자를 생성해주는 I-DEAS Simulation Meshing 에서 CFD 해석용 격자를 생성하였다. 소음기의 투과손실과 3 차원 정상상태 유동해석을 하기 위한 소음기의 최종 모델은 약 30,000 개의 격자로 구성하였으며, 그림 2.1 과 같이 단순팽창형 소음기일 경우에 대해 I-DEAS 에서 CFD 해석용 격자를 생성하였다.

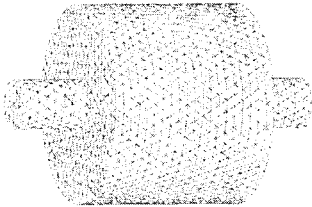


Fig. 2.1 I-DEAS CFD model

천공형 소음기는 소음기 내부에 배출가스 토출음에 대한 소음을 조절하기 위해 그림 2.2 와 같이 파이프내에 수많은 홀로 되어있다.

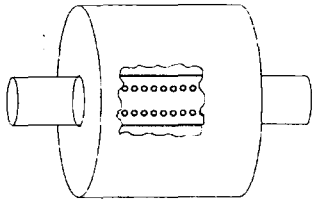


Fig. 2.2 Fully perforated concentric tube muffler

그림 2.2 와 같은 천공형 소음기를 I-DEAS 에서 모델링하기 위해서는 그림 2.3 과 같이 소음기 본체, 튜브, 그리고 다수의 홀에 대한 geometry 를 구성한 뒤, I-DEAS 의 명령어 JOIN 을 사용하여 하나의 geometry 로 만들어 준 다음, 그림 2.1 과 같이 I-DEAS 에서 CFD 격자를 생성해 주었다.

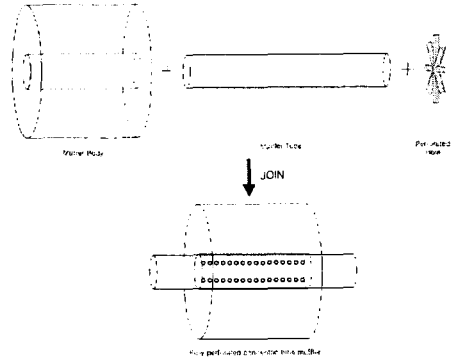


Fig. 2.3 Modeling of fully perforated concentric tube muffler

2.2 투과손실

그림 2.4 와 같은 소음기는 입·출구의 직경이 관심주파수 영역의 파장길이에 비해 충분히 작다면 평면파로 가정할 수 있으며, 사단자정수로 표현하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} P_n \\ V_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1 \\ V_1 \end{bmatrix}$$

여기서, P 와 V 는 음압과 체적속도를 뜻하며, 첨자 n 과 1 은 입구와 출구, ρc 는 유동매질의 밀도, 그리고 c 는 음속을 나타낸다.

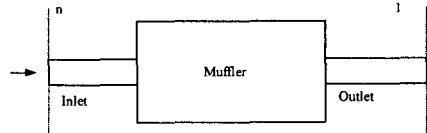


Fig. 2.4 Muffler

소음기의 양단에서 반향되는 투과음파가 없는 상태를 가정할 때 투과손실은 아래와 같이 구할 수 있다⁽⁴⁾.

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

2.3 유동해석

소음기의 정상상태 유동해석은 다음과 같은 조건을 적용하여 상용 프로그램인 STAR-CD 를 이용하여 계산을 수행하였다. 즉, 소음기내로 유입되는 배기가스의 입구조건은 속도를 60m/s, 난류강도를 10%로 하였고, 이상기체 상태방정식을 따르

는 공기로 가정하였다. 해석 유동장은 3 차원 정상상태, 비압축성 난류유동으로 가정하였으며, 벽면 경계와 소음기내의 유동경로와 파이프에 대해서는 벽 법칙을 적용하고 온도변화는 고려하지 않았다.

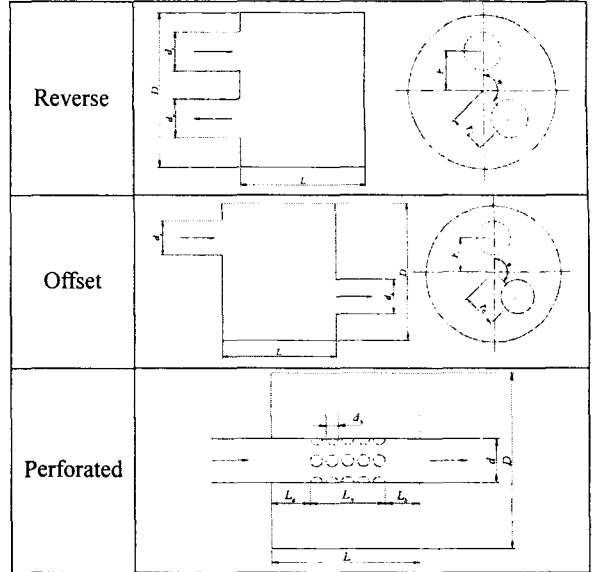
3. 소음기의 특성

3.1 소음기 구성요소

소음기의 종류는 크게 반사형(reflective type)과 흡음형(absorptive type)으로 나눌 수 있으며, 일반적으로 차량용 소음기는 내구성을 유지하기 위하여 흡음재를 사용하는 흡음형보다는 단순팽창형 요소와 더불어 여러 가지 요소의 반사형 소음기를 조합한 형태의 소음기를 사용한다. 이에 대한 소음기 특성을 파악하기 위해서 확장비 ($m = (D/d)^2$)가 16, 소음기의 길이(L)가 170mm 인 소음기를 기본으로 모델링하였으며, 천공형 소음기일 경우에는 홀 직경(d_h)을 6mm 로 하였고, 천공률은 10%로 하였다. 이러한 각 소음기의 종류(단순팽창형, 삽입형, 역류형, 편심형, 그리고 천공형)에 대한 형상을 다음 표 3.1 에 나타내었다.

Table 3.1 Shapes of muffler element

Muffler type	Shape
Expansion	
Extended	

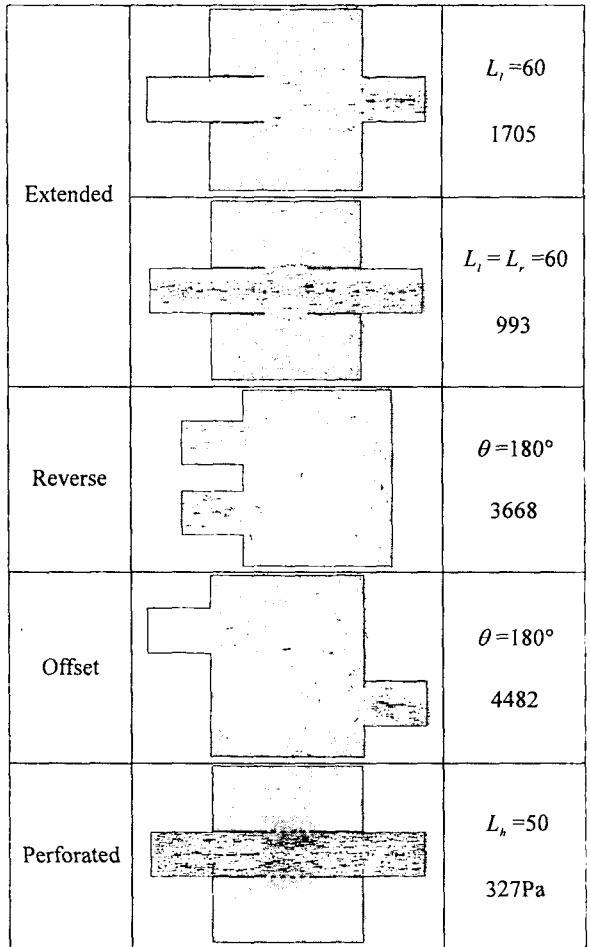
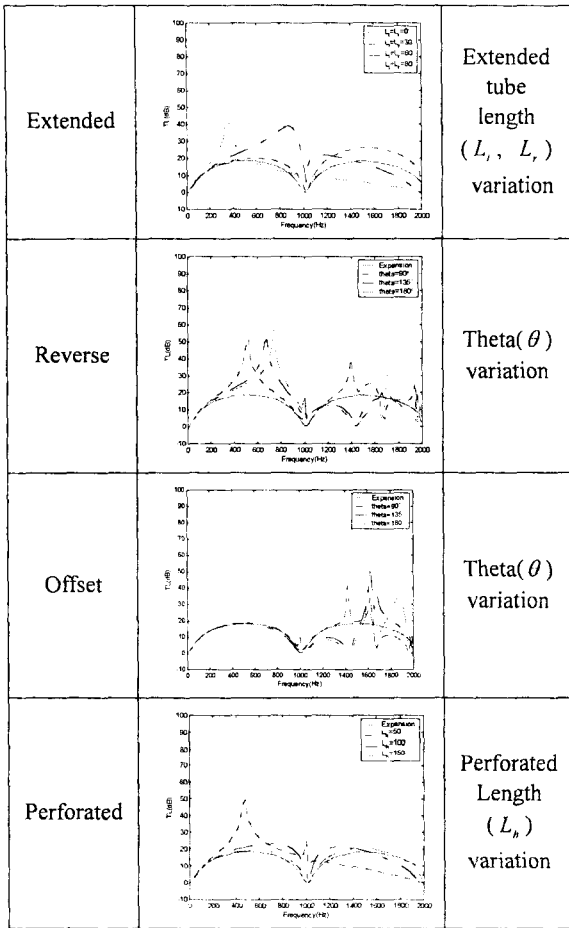


3.2 소음특성

표 3.1 에 나와있는 소음기 구성요소에 대해 해석을 통한 투과손실은 표 3.2 와 같다. 여기서 나타낸바와 같이 단순팽창형 소음기 보다는 삽입형, 역류형, 그리고 천공형 소음기의 투과손실이 1000Hz 이하 대역에서 우수하게 나타나고 있음을 알 수 있다.

Table 3.2 Comparison of TL of muffler according to muffler element

Muffler type	Transmission Loss	Remark
Expansion		Expansion ratio(m) variation
Extended		Extended tube length (L_1, L_2) variation



3.3 배압특성

소음기내의 유동흐름과 압력손실을 파악하기 위하여 소음기 형상에 따른 유동특성을 해석하였고 그 결과를 표 3.3 에 나타냈는데 소음기 내에서 발생하는 와류현상과 그에 따라 변하는 속도변화를 보여주고, 소음기 요소에 대한 압력손실 값을 나타내고 있다.

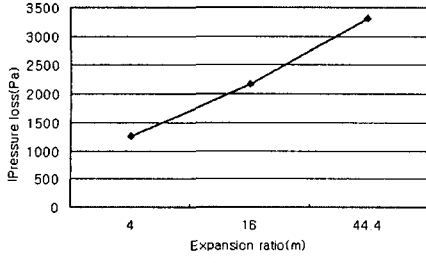
Table 3.3 Analysis of muffler according to muffler element

Muffler type	Velocity distribution	Pressure loss(Pa)
Expansion		$m=16$ 2170

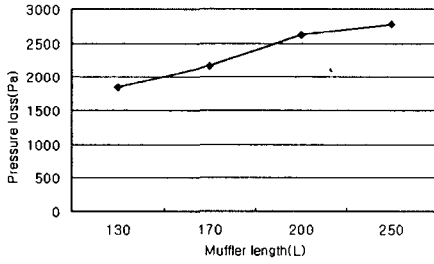
표 3.3 에서 보는 것과 같이 소음기의 형태에 따른 유동패턴과 소음기의 압력손실 값을 알 수 있었고, 천공형 소음기가 배압 측면에서 가장 유리함을 알 수 있었다.

3.4 소음과 배압특성 비교

다음은 각 소음기 구성요소의 소음과 배압 특성 해석 결과(표 3.2, 3.3)의 연관성에 대해 설명하였다. 먼저 그림 3.1 은 단순팽창형 소음기의 확장비와 길이변화에 따른 압력손실 변화를 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 확장비가 증가할수록, 소음기의 길이가 길수록 압력손실은 증가, 즉, 배압이 증가하지만, 확장비의 경우 투과손실은 커지므로 이러한 상반되는 요소를 고려하여 소음기 최적형상을 선택하여야 한다.



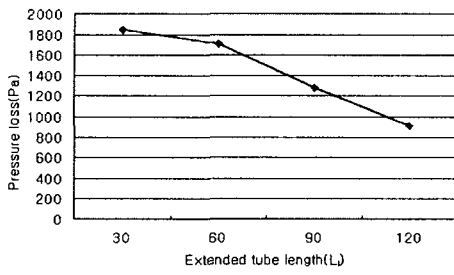
(a) Expansion ratio (m)



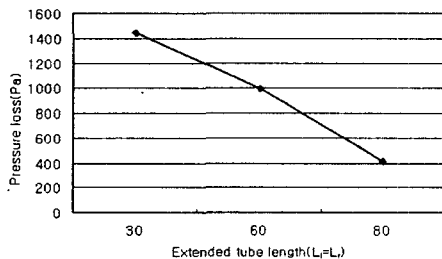
(b) Muffler length (L)

Fig. 3.1 Variation of pressure loss(Pa) of expansion muffler

삽입형 소음기일 경우에는 그림 3.2 와 같이 입·출구의 삽입관 길이가 증가 할수록 압력손실이 감소하였고, 투과손실이 증대된다는 것을 알 수 있으며, 입·출구 삽입관의 길이를 조절함으로써 이동되는 주파수 영역도 조절됨을 알 수 있었다.



(a) Extended inlet tube (L_1)



(b) Extended inlet and outlet tube (L_1, L_2)

Fig. 3.2 Variation of pressure loss(Pa) of extended muffler

역류형 소음기일 경우에는 그림 3.3 과 같이 읍셋각(θ)이 증가할수록 압력손실이 증가하였다가 어느 각도에 도달하면 다시 감소하는 경향을 보이고 있으며, 투과손실의 경우 읍셋각이 늘어남에 따라 피크주파수가 저주파 대역에서 중주파수 대역으로 이동함을 알 수 있다. 따라서 읍셋각도를 적절히 조합함으로써 목적하는 주파수 영역, 그리고 배압 수준을 고려한 소음기를 제작할 수 있으리라 사료된다.

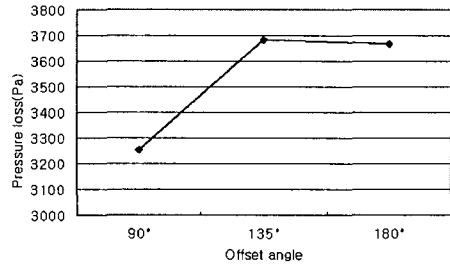


Fig. 3.3 Variation of pressure loss(Pa) of reversing muffler according to offset angle (θ)

편심형 소음기는 그림 3.4 와 같이 읍셋각(θ)이 증가 할수록 압력손실이 증가하고, 소음특성은 1000Hz 이상영역에서 투과손실의 피크 위치가 이동됨을 알 수 있었다.

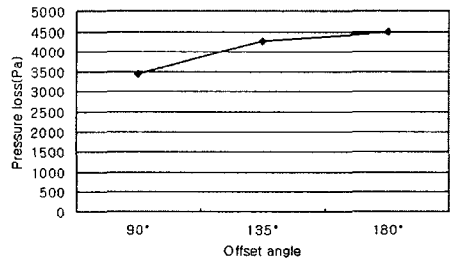


Fig. 3.4 Variation of pressure loss(Pa) of offset muffler according to offset angle (θ)

천공형 소음기일 경우에는 그림 3.5 와 같이 천공된 길이가 길어질수록 압력손실이 증가하고, 투과손실은 단순팽창형 소음기와 유사하나, 천공된 길이가 감소할수록 피크주파수가 저주파대역으로 이동함을 알 수 있었다. 이와 같은 결과로 천공된 길이를 조정해가면서 관심영역의 주파수에 대한 소음 저감과 낮은 배압을 갖는 소음기를 제작할 수 있으리라 사료된다.

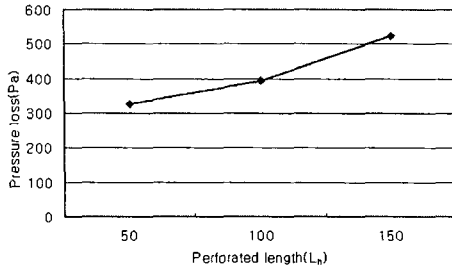


Fig. 3.5 Variation of pressure loss(Pa) of fully perforated concentric tube muffler according to perforated length(L_p)

4. 결론

지금까지 자동차 소음기에 대해 소음 및 유동에 대한 해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 소음기를 구성하는 단순팽창형, 삼입형, 역류형, 편심형, 그리고 천공형 소음기의 소음 및 유동 특성을 해석적인 방법으로 규명하였다.

2) 소음기 각 구성요소에 대해 투과손실 및 배압특성 간의 연관성을 파악하고 이를 데이터베이스화 하였다.

향후 소음기 구성요소를 적절히 조합함으로써 실차용 배기계 설계를 하기 위한 기초를 확립하였다.

참고문헌

- (1) Seybert, A. F., 1988, "Two-Sensor Methods for the Measurements of Sound Intensity and Acoustic Properties in Duct," J. Acoust. Soc. Am., 83, pp. 2233~2239.
- (2) Sullivan, J. W., 1978, "Analysis of Concentric-Tube Resonator Having Unpartitioned Cavities," J. Acoust. Soc. Am. vol. 64(1), pp. 207~215.
- (3) Schlichting, H., 1968, "Boundary Layer Theory," McGraw Hill.
- (4) Sullivan, J. W., 1979, "A method for Modeling Perforated Tube Muffler Components. I. Theory," J. Acoust. Soc. Am. vol. 66(3), pp. 772~778.
- (5) Philip, M., 1992, "Fundamentals of Fluid mechanics(2nd ed)," Addison Wesley, New York.
- (6) Eriksson, L. J., 1982, "Effect of Inlet/Outlet Location on Higher Order Modes in Silencers," J. Acoust. Soc. Am. vol. 72(4), pp. 1208~1211.
- (7) Young, C. J., 1975, "Prediction of Transmission Loss in Mufflers by the Finite-Element Method," J. Acoust. Soc. Am.

vol. 57(1), pp. 144~148.

(8) Ingard, U., 1974, "Sound Attenuation in Turbulent Flow," J. Acoust. Soc. Am. vol. 55(3), pp. 535~538.

(9) Singh, R., 1978, "Acoustic Impedance Measurement Using Sine Sweep Excitation and Known Volume Velocity Technique," J. Acoust. Soc. Am. vol. 64(4), pp. 995~1003.

(10) Kuhn, G. F., 1976, "Transmission of Low Frequency Internal Sound Through Pipe Walls," J. of sound and vibration, vol. 47(2), pp. 147~161.

(11) Cummings, A., 1978, "Sound and Transmission in Flow Ducts With Axial Temperature Gradients," J. of Sound and Vibration, vol. 57(2), pp. 261~279(chapter 5 MEASUREMENTS).

(12) Parrott, T. L., 1992, "Sound Transmission Through a High Temperature Acoustic Probe Tube," AIAA Journal, vol. 30(2), pp. 318~323.