

배기 소음기 구조가 삽입손실에 미치는 영향

강동림* · 김영호** · 전현부기*** · 김의간****

The Effect of Insertion Loss on the Element of Exhaust Muffler

DongLim Kang · YoungHo Kim · HyunBuKi Jeon · UeKan Kim

Key words : four-pole parameter(4단자 정수); engine(기관), exhaust muffler(배기 소음기), insertion loss(삽입손실)

Abstract

The performances of the simple expansion, perforated tube, and conical-connector type as an exhaust muffler are shown in this study. Applying a model in which the method of four-pole parameter is used makes theoretical estimation of the insertion loss. Experiment is performed for the measurement of the insertion loss under four cases according to the variation of the tail pipe length. By comparing the theoretical prediction with the experimental results, the validity of the modeling using the method of four-pole parameter is verified.

The personal computer simulation programs for the above mentioned theory on the muffler design have been developed and exhaust sound level measurements have been carried out for simple expansion muffler, conical-connector muffler, perforated tube mufflers and the combined type of conical-connector and simple expansion muffler. The measured results for attenuation characteristics of noise for each muffler are compared with the computed theoretical results to verify the confidence and applicable limits of the theoretical equations derived.

1. 서 론

기관의 배기 토출음은 맥동소음과 기류소음으로 구분할 수 있는데, 전자는 실린더 내부의 고압

연소가스가 배기밸브를 통하여 저압의 외부로 방출될 때 발생하는 것이며, 후자는 배기 가스가 출구관에서 대기로 분출될 때 발생하는 소음이다. 이러한 배기소음은 소음기로 제어하는 것이 효과적

* 현대자동차(주)(원고접수일 : 2000년 5월)

** LG 전자(주)

*** 미국선급협회

**** 한국해양대학교 기계·정보공학부

이며 크게 반사형 소음기와 흡음형 소음기로 나눌 수 있다.

반사형 소음기는 소음원에서 방출된 음파를 단면적의 불연속으로 인한 임피던스 부정합을 이용해 음원쪽으로 반사시키는 것이고, 흡음형 소음기는 유체 흐름의 중간이나 벽면 부위에 흡음재를 부착하여 음향에너지를 열에너지로 전환시켜 소음을 감소시킨다. 다공형 소음기의 감음특성은 천공률과 음파의 파장에 크게 영향을 받으며 천공률이 작고 구멍이 집중되어 있는 경우에는 헬름홀츠(Helmholtz) 공명기로 취급할 수 있어 비교적 쉽게 해석할 수 있다. 그러나 구멍이 분산 분포된 다공관은 해석이 다소 복잡하며 Sullivan^{[11][12]}, Crocker^[3], Thawani와 Jayaramen^[4], Munjal 등의 해석적인 연구 결과가 있다. 그러나 이들의 연구는 음향해석에 중점을 두어 실제의 적용한계를 확인하는 데에는 어려움이 있다.

일반적으로 소음기의 음향특성을 해석할 때 음파를 평면파로 가정하여 해석하지만, 이것은 한계 주파수 이상에서는 신뢰성을 확보할 수 없다. 이를 해결하기 위하여 고차모드를 고려한 해석 방법에 대한 El-Sharkawy, Munjal^[10], Y. H. Kim^{[11][12]}, B. J. Kim^[9] 등의 연구가 있다.

본 논문에서는 여러 형태를 갖는 소음기의 삽입손실을 4단자 정수를 이용하여 구하고 실험으로 적용한계를 확인하고자 한다. 실험에 사용한 소음기는 단순팽창형 소음기, 원뿔형 소음기, 단순팽창형과 원뿔형 소음기의 조합형, 다공형 소음기이며 실제 기관의 배기계에 부착하여 삽입손실을 측정하고 해석치와 비교 검토하였다. 여기서 원뿔형 소음기는 기관 배기관과 소음기 입구관의 직경이 다른 경우 이를 연결하기 위한 것으로 이 소음기가 삽입손실에 미치는 영향을 검토하였다. 다공형 소음기는 Sullivan의 연구 결과를 이용하여 4단자 정수^[5]를 구하고 전달매트릭스법으로 해석하였다. 다공관 구멍에서의 임피던스는 Rao와 Munjal^[6]의 연구결과를 적용하여 해석하였다. 또한 소음기의 삽입손실 해석시 평면파 이론이 적용 가능한 주파수영역과 소음기 출구관 길이가 토출음에 미치는 영향도 함께 고찰하였다.

2. 소음기 감음 특성의 이론 해석

소음기의 감음 특성은 파동방정식을 연립하여 해석하면 구할 수 있다. 그러나, 이 방법은 여러 형태의 소음기가 조합되어 구조가 복잡해지면 해석이 곤란하다. 이와 같은 소음기의 감음 특성은 4단자 정수법을 이용하여 해석하면 보다 간결하게 예측할 수 있다. 먼저 소음기를 구성하는 각 요소의 4단자 정수를 구하고 이것을 조합하면 소음기 전체의 4단자 정수가 구하여 진다. 여기서는 소음기 각 요소의 4단자 정수와 이를 이용하여 소음기의 삽입손실을 해석하는 방법에 대하여 검토한다.

기관의 배기계는 Fig.1에서와 같이 기관, 배기관, 소음기, 그리고 출구관으로 모델링할 수 있다. 여기서 소음기는 구조에 따라 요소 2에서 $n-1$ 까지로, 음원은 요소 $n+1$ 로, 배기관은 요소 n 으로, 출구관은 요소 1로 모델링 하였다. 소음기의 음향계를 전기계의 등가회로로 표현하면 Fig.2와 같이 된다. Fig.2에서 4단자 정수는 소음기와 배기관, 출구관을 포함하며 임피던스 Z 는 음압 P 와 질량속도 V 의 비인 P/V 를 의미하며 Z_{n+1} 은 음원의 내부 임피던스를, Z_0 는 출구관에서 대기중으로 분출할 때의 방사임피던스를 뜻한다.

Fig.1과 같이 n 개의 요소로 구성된 배기계에서 입,출구단의 음압과 질량속도 관계는 식(1)과 같이 나타낼 수 있으며 $\begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix}$ 는 요소 1과 n 을 연결하

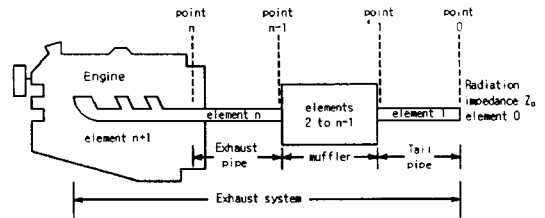


Fig. 1 Physical model of exhaust system



Fig. 2 Equivalent circuit of acoustic four-terminated for exhaust system

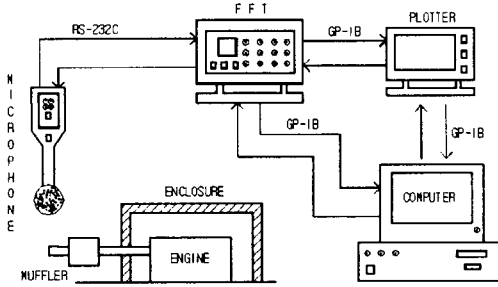


Fig. 3 Schematic layout of measuring system

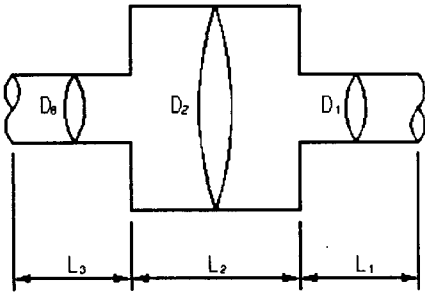


Fig. 4 Simple expansion muffler

하는 4단자 정수이다.

$$\begin{bmatrix} P_n \\ V_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1 \\ V_1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

2.1 소음기 요소의 4단자 정수

(1) 단순 확장형 소음기

단순 확장형 소음기는 Fig.4와 같이 단면이 일정한 3개의 관 조합으로 볼 수 있으므로 각각의 관 요소에 대한 4단자 정수를 구하고 이를 곱하면 소음기 전체의 4단자 정수는 다음과 같이 된다.^{[7],[8]}

$$\begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kL_3 & iY_3 \operatorname{sinc} kL_3 \\ i/Y_3 \operatorname{sinc} kL_3 & \cos kL_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos kL_2 & iY_2 \operatorname{sinc} kL_2 \\ i/Y_2 \operatorname{sinc} kL_2 & \cos kL_2 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \cos kL_1 & i/Y_1 \operatorname{sinc} kL_1 \\ i/Y_1 \operatorname{sinc} kL_1 & \cos kL_1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기서 i 는 허수를, L_n 은 단면 일정관의 길이를, k 는 파장정수를 의미한다. Y_n 은 관의 단면이 S_n 이고 음속이 c_n 일 때의 특성임피던스로 c_n/S_n 으로 된다.

(2) 원뿔형 소음기

소음기의 감음 특성은 소음기 입구 직경이 작을수록 향상 될 때가 많다. 따라서 기관의 배기관 출

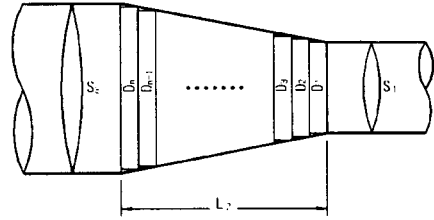


Fig. 5 Conical-connector muffler

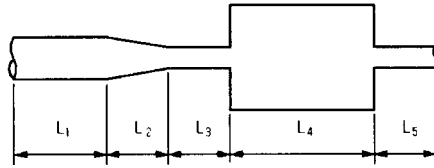


Fig. 6 Combination of the conical-connector and simple expansion muffler

구 직경과 소음기 입구 직경이 다르면 Fig.5와 같이 원뿔형 관으로 단면적이 S_1 인 관과 단면적이 S_2 인 관을 연결하게 된다. 여기서는 이 연결관을 원뿔형 소음기로 칭한다. 이 원뿔형 소음기의 4단자 정수를 구하기 위해 Fig.5와 같이 이 관을 단면이 일정한 n 개의 관 요소로 분할하여 모델링하면 단순 확장형 소음기의 4단자 정수를 적용할 수 있다. 즉, n 개의 단면 일정관이 무수히 있으므로 각 관의 4단자 정수를 연속적으로 곱하면 원뿔형 소음기의 4단자 정수는 다음과 같이 된다.

$$\begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kL_n & iY_n \operatorname{sinc} kL_n \\ i/Y_n \operatorname{sinc} kL_n & \cos kL_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos kL_{n-1} & iY_{n-1} \operatorname{sinc} kL_{n-1} \\ i/Y_{n-1} \operatorname{sinc} kL_{n-1} & \cos kL_{n-1} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \cos kL_1 & i/Y_1 \operatorname{sinc} kL_1 \\ i/Y_1 \operatorname{sinc} kL_1 & \cos kL_1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

Fig.6과 같이 단순 확장형 소음기와 원뿔형 소음기를 조합한 소음기의 4단자 정수는 식(2)와 식(3)을 적용하면 구할 수 있다.

(3) 다공형 소음기

다공형 소음기는 반사형 소음기에 비해 배압이 작게 걸리고 흡음재를 사용하는 경우보다 내구성 등에 장점이 있어 자주 사용되고 있다. 다공형 소음기를 Fig.7과 같이 단면 일정관, 삽입관, 다공관, 삽입관, 단면 일정관으로 모델링할 수 있으며, 삽입관 요소 L_a, L_b 를 고려하여 4단자 정수를 구하면

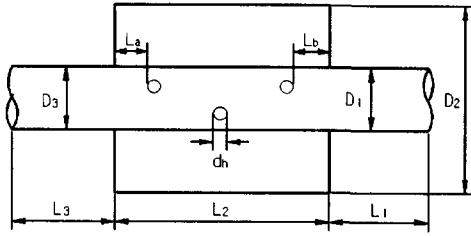


Fig. 7 Perforated tube muffler

다음과 같이 된다.

$$\begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kL_3 & i/Y_3 \sin kL_3 \\ i/Y_3 \sin kL_3 & \cos kL_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z_a & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z_2 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z_a & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos kL_1 & jY_1 \sin kL_1 \\ j/Y_1 \sin kL_1 & \cos kL_1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} Z_2 &= [7.337 \times 10^{-3}(1+72.23M) + j 2.2245 \\ &\quad \times 10^{-3}(1+51t)(1+2.4 d_h/f)/\sigma \\ Z_a &= -iY_a \cot kL_a, Z_b = -iY_b \cot kL_b, Y_a = c/S_a, \\ &\quad Y_b = c/S_b \end{aligned}$$

여기서 Z_2 는 다공관의 임피던스로 Rao⁽⁶⁾ 등에 의해 발표된 실험식이며, t 와 d_h 는 다공관의 두께와 구멍지름을 의미한다. σ 는 다공율(porosity)로서 다공관의 표면적과 관표면에 뚫린 구멍면적의 비이다. L_a, L_b 는 삽입관의 길이를, Z_a, Z_b 는 삽입관에서의 임피던스를 의미한다. 그리고 통과유속의 마하수가 M 일 때 관끝의 방사임피던스 Z_0 는 $M^2 \ll 1, (kr_0)^4 \ll 1$ 의 범위에서는 다음 식을 적용하여 계산하였다.

$$Z_0 = Y_0 \left(\frac{(kr_0)^2}{4} - M(1 + (0.6133kr_0)^2) + i0.6133kr_0 \right) \quad (5)$$

2.2 소음기의 삽입손실

소음기의 감음 특성을 평가할 때 가장 관심을 갖는 것은 소음기의 유무에 따라 소음이 어느 정도 감소하였는가 하는 것으로 소음기의 삽입손실이 이에 해당한다. 삽입손실은 소음기가 장착되기 전과 후의 음향파위를 각각 W_1, W_2 라고 하면 다음 식과 같이 정의된다.

$$IL = 10 \log_{10} \left(\frac{W_1}{W_2} \right)$$

$$= 20 \log_{10} \left[\left(\frac{\rho_{0,2} R_{0,1}}{\rho_{0,1} R_{0,2}} \right)^2 \left| \frac{Z_{n+1}}{Z_{n+1} + Z_{0,1}} \right| \left| \frac{V_{n+1}}{V_0} \right| \right] \quad (6)$$

여기서, $\rho_{0,1}, R_{0,1}, Z_{0,1}$ 은 각각 소음기를 장착하지 않았을 때 밀도, 방사저항, 방사임피던스를, $\rho_{0,2}$ 와 $R_{0,2}$ 는 소음기를 장착하였을 때 밀도 및 방사저항을 의미한다.

식(6)에서 배기관 출구단에서의 온도 및 방사임피던스 Z_0 가 소음기의 유무에 관계없이 일정하다고 하면 밀도와 방사저항도 같은 값을 갖게 된다. 그리고 음원의 질량속도 V_{n+1} 과 출구단에서의 질량속도 V_0 의 비인 $\left| \frac{V_{n+1}}{V_0} \right|$ 은 음원과 출구단에서 음압과 질량속도의 관계와 소음기의 4단자 정수를 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} P_{n+1} \\ V_{n+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z_{n+1} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & Z_0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ V_0 \end{bmatrix} \quad (7)$$

따라서 식(7)로부터 속도비 V_{n+1}/V_0 을 구하면 다음과 같이 된다.

$$\left| \frac{V_{n+1}}{V_0} \right| = \left| \frac{Z_0}{Z_{n+1}} A + \frac{B}{Z_{n+1}} + Z_0 C + D \right| \quad (8)$$

식(8)을 식(6)에 대입하여 정리하면 삽입손실 IL 은 식(9)와 같이 된다.

$$IL = 20 \log_{10} \left| \frac{Z_{n+1}}{Z_{n+1} + Z_0} \left(\frac{Z_0}{Z_{n+1}} A + \frac{B}{Z_{n+1}} \right) + Z_0 C + D \right| \quad (9)$$

실험으로 소음기의 삽입손실을 구할 때에는 방사음이 평면파이고 반사파의 영향을 무시할 수 있는 측정조건이 어느 정도 만족된다면 소음기를 장착하기 전후의 음압레벨을 배기관 끝단의 동일 지점에서 각각 측정하여 양자의 차를 구하면 된다.

3. 실험 및 고찰

본 장에서는 앞장에서 이론적으로 검토한 삽입손실의 적용 한계를 확인하기 위하여 여러 형태의 소음기를 실제 기관의 배기계에 부착하여 삽입손

실을 측정하고 해석치와 비교 분석하였다. 실험 장치의 개략도는 Fig.3과 같으며, 음압 측정은 Onosokki사의 정밀소음계(LA-500)를 사용하였다. 소음계의 마이크로폰 위치는 소음기 유무에 관계없이 배기관 끝단에서 45° 방향, 300mm에 위치하도록 하였다. 음압의 측정주파수의 범위는 5kHz로 하였으며, 소음계와 FFT분석기(Onosokki사 CF-360)는 RS-232C로 연결하여 데이터를 전송하였다.

(1) 단순 확장형 소음기의 삽입손실 측정 및 분석

단순팽창형 소음기를 기관 배기계에 부착하여 삽입손실을 측정하고 예측치와 비교 검토하였다. 본 실험에 사용한 기관은 단기통 2행정 공냉식 가솔린 기관으로 최대회전수와 출력은 각각 6,500rpm, 2bhp이다. 실험에 사용한 단순팽창형 소음기의 치수는 Table1의 EM2와 같으며 기관회전수는 3,000rpm으로 일정하게 운전하였다.

Fig.8은 단순 팽창형 소음기에서 출구관의 길이를 70, 110, 360mm로 하였을 때 측정한 삽입손실을 해석치와 비교한 결과이다. 이 그림을 검토하여 보면 소음기의 길이에 의한 이론 공명주파수는 실험결과와 상당히 일치하고 있으며, 삽입손실은 저주파수 영역에서 어느 정도 일치하나 고주파수 영역으로 갈수록 차이가 많음을 알 수 있다. 이것은 삽입손실을 해석할 때 음파를 평면파로 가정하였기 때문이며 고차모드에 의한 영향으로 판단된다.

(2) 원뿔형 소음기의 삽입손실 측정 및 분석

기관에 원뿔형 소음기를 부착하여 삽입손실을 측정하고 해석치와 비교 검토하였다. 본 실험에 사용한 기관은 단기통 4행정 수냉식 디젤 기관으로 최대회전수와 출력은 각각 2,000rpm, 8bhp이며, 실험은 단순팽창형 소음기와 같은 방법으로 하였

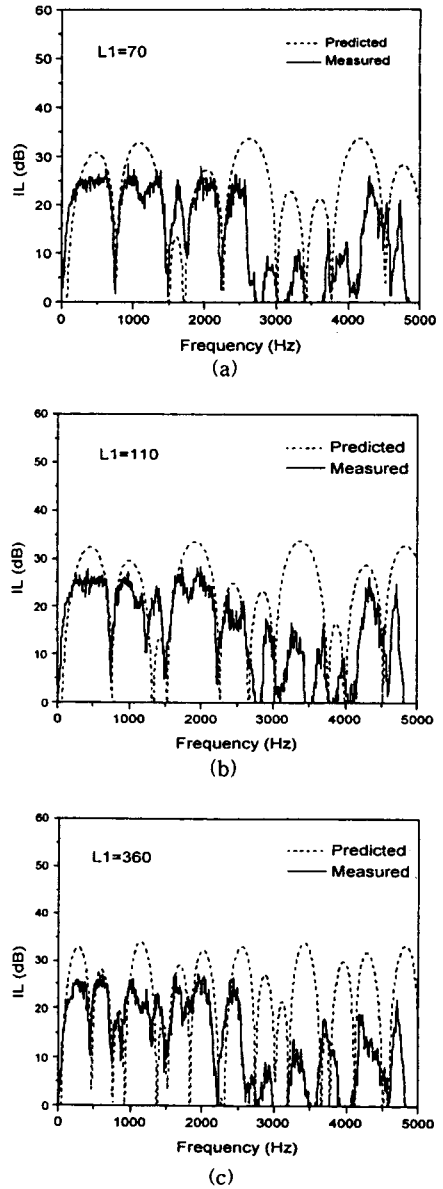


Fig. 8 Comparison of insertion loss for the simple expansion muffler(Model EM2)

Table 1. Dimensions of the model mufflers (* : Refer to the Table 2)

Model	D ₅	D ₃	D ₂	D ₁	L ₅	L ₄	L ₃	L ₂	L ₁	L _a	L _b	d _h	t	σ
EM1	40	21	90	21	20	30	56	350	*	—	—	—	—	—
EM2	—	21	160	21	—	—	—	240	*	—	—	—	—	—
PM1	—	21	120	21	—	—	—	150	*	20	20	4	2	3.05
CM1	—	40	—	21	—	—	20	30,94	56	—	—	—	—	—

EM1 : Conical connector + Simple expansion muffler,

EM2 : Simple expansion muffler, PM1 : Perforated muffler, CM1 : Conical connector

다. 실험에 사용한 원뿔형 소음기의 치수는 Table1의 CM1과 같으며 기관회전수는 1,500rpm으로 일정하게 운전하였다.

원뿔형 소음기의 삽입손실 해석은 소음기를 분할하는 요소의 수에 따라 삽입손실에 차이가 있으므로 요소의 분할 수가 삽입손실에 영향을 미치지 않도록 요소의 길이를 0.5mm로 하여 계산하였다. 원뿔형 소음기의 삽입손실은 단순팽창형 소음기

와 마찬가지로 소음기의 길이가 증가할수록 공명 주파수는 낮아지지만 삽입손실의 크기에는 거의 영향이 없다.

Fig.9는 원뿔형 소음기에서 L_2 가 30, 94mm인 경우에 측정된 삽입손실과 해석치를 비교한 결과이다. 이 그림을 보면 소음기 길이의 증가에 따른 주파수특성을 확인할 수 있으며 단순 팽창형 소음기보다는 높은 주파수 영역까지 해석치와 측정치가 대체로 일치하고 있다.

Table 2 Sound pressure levels by different length of tail pipe (Unit : dB(A))

Muffler type	Length of tail pipe				Without muffler
	0cm	10cm	15cm	20cm	
EM1	93.00	88.83	87.60	88.00	101.39
Muffler type	Length of tail pipe				Without muffler
	0cm	7cm	11cm	36cm	
EM2	102.59	100.34	99.84	101.47	109.27
PM1	102.16	99.85	100.80	101.50	107.85

(3) 원뿔형과 단순팽창형을 결합한 소음기의 삽입손실 측정 및 분석

이 소음기의 삽입손실을 원뿔형 소음기와 같은 방법으로 측정하고 해석치와 비교 검토하였다. 본 실험에 사용한 기관은 단기통 4행정 수냉식 디젤 기관으로 최대회전수와 출력은 각각 2,000rpm, 8bhp이며 실험에 사용한 조합형 소음기의 치수는 Table1의 EM1과 같고 기관회전수는 1,500rpm으로 일정하게 운전하였다.

Fig.10은 원뿔형과 단순팽창형을 결합한 소음기를 기관의 배기계에 부착하고 측정된 삽입손실과 해석결과이다. 여기서 이 소음기의 삽입손실은 앞에서 검토한 원뿔형과 단순 팽창형 소음기의 4단자 정수를 이용하여 해석하였다. 이 그림을 검토하여 보면 일반적으로 단순팽창형 소음기는 고차모드의 영향으로 한계주파수 이상의 주파수 영역에서는 삽입손실이 크게 감소하지만 결합형 소음기는 원뿔형 소음기의 영향으로 고주파수 영역에서도 삽입손실의 별로 감소하지 않는 특성을 보인다. 또한 결합형 소음기의 삽입손실은 한계주파수 이하에서도 단순팽창형 소음기의 삽입손실보다 증가하는 결과를 주고 있다.

단순 팽창형 소음기의 입구관에 여러개의 작은 단순 팽창형 소음기를 부착하였을 때 이들이 배기계의 삽입손실에 미치는 영향을 해석하였으며 이를 Fig.11에 보인다. Fig.11(a)는 소음기에서 L_1, L_2, L_3 는 각각 50mm이고 작은 소음기 수를 2, 5, 10로 하였을 때 해석한 삽입손실이다. 이 그림을 검토하여 보면 작은 소음기 수가 증가할수록 1,200~2,600Hz사이에서 삽입손실이 증가하였고 삽입손실이 증가하는 주파수 영역은 작은 소음기

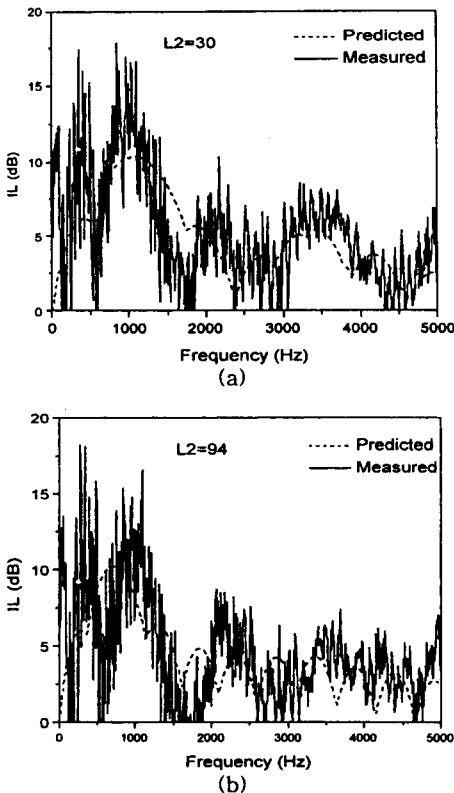


Fig. 9 Comparison of insertion loss for the conical connector muffler (Model CM1)

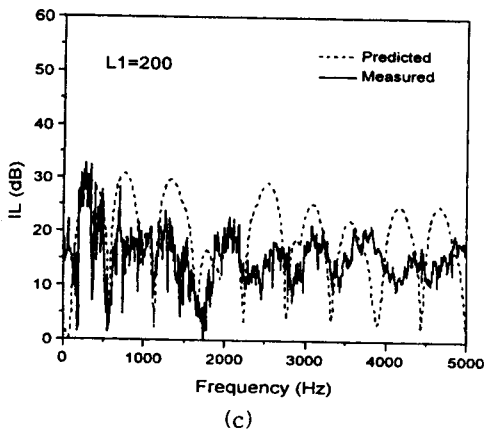
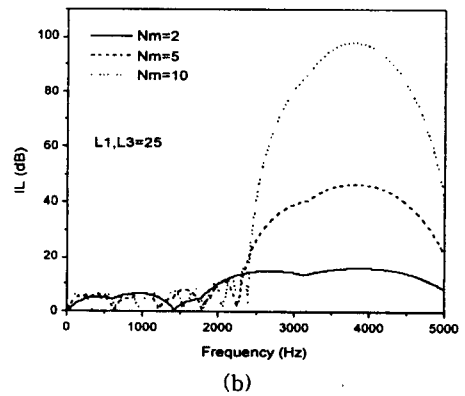
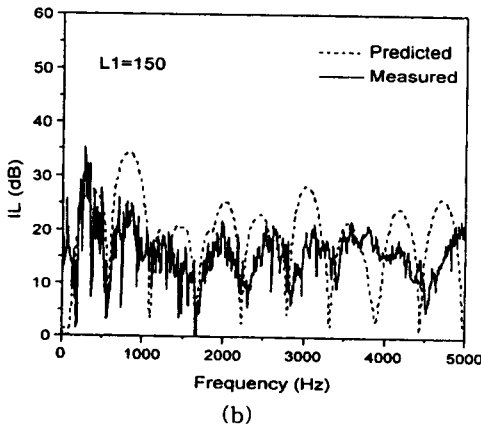
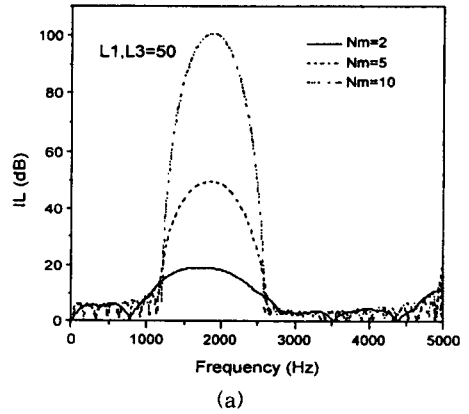
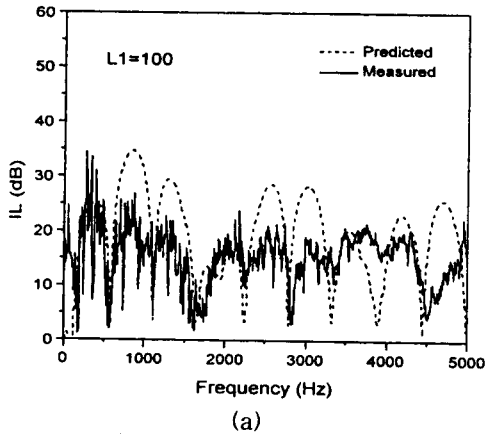


Fig.11 Calculated insertion losses depend on the no. of the small size simple expansion mufflers

Fig.10 Comparison of insertion loss for the simple expansion muffler with conical connector (Model EM1)

수와는 관계가 없었다. 여기서 L_1, L_2, L_3 를 각각 25mm로 짧게 하고 작은 소음기 수를 증가시키면

삽입손실은 Fig.11(b)와 같이 증가하나 삽입손실이 증가하는 주파수 영역은 고주파영역으로 이동하고 폭도 넓어져 단순 팽창형 소음기에서 소음기의 길이를 변경하는 것과 같은 효과를 준다. 또한 작은 소음기의 길이 L_2 를 다르게 하여 조합하면 삽입손실이 증가하는 주파수 영역을 적절하게 이동시킬 수 있다. 즉 단순팽창형 소음기의 입구관에 작은 소음기의 길이와 수를 적절히 조합하여 부착하면 넓은 주파수 영역에서 삽입손실을 높일 수 있어 효율적인 소음 제어가 가능할 것으로 생각된다.

(4) 다공형 소음기의 삽입손실 측정 및 분석
다공형 소음기의 삽입손실을 앞의 단순 팽창형 소음기의 삽입손실 측정과 같은 방법으로 측정하였다. 본 실험에 사용한 기관은 단기통 2행정 공냉

식 가솔린 기관으로 최대회전수와 출력은 각각 6,500rpm, 2bhp이다. 실험에 사용한 다공형 소음기의 치수는 Table1의 PM1과 같으며 기관회전수

는 3,000rpm으로 일정하게 운전하였다. Fig.12는 다공형 소음기에서 출구관의 길이를 70, 110, 360mm로 하였을 때 측정된 삽입손실과 해석치를 비교한 결과이다. 여기서 다공형 소음기의 삽입손실을 해석할 때 다공관의 분할 수가 삽입손실 해석 결과에 영향을 미치지 않도록 10mm간격으로 하였다. 이 그림을 검토하여 보면 2,200Hz이하의 주파수 영역에서는 측정치와 해석치가 비교적 일치하나 주파수가 높아질수록 고차모드의 영향으로 차이가 있다.

다공형 소음기의 각 치수가 삽입손실에 미치는 영향을 이론적으로 검토하여 보았다. 먼저 다공율이 증가하면 고주파수 영역에서 삽입손실이 증가하고, 다공율이 15%이상 이 되면 단순팽창형 소음기의 특성을 갖는다. 다공관 두께는 삽입손실에 크게 영향을 미치지 못하며 L_a, L_b 가 증가하면 공명 주파수는 낮은 주파수로 이동하고 삽입팽형 소음기의 특성을 갖는다. 일반적으로 다공형 소음기의 각부 치수 중에서 삽입손실에 크게 영향을 미치는 인자는 다공율과 L_a, L_b 이다. 즉 다공율과 L_a, L_b 를 소음기의 길이와 지름에 따라 적절하게 조절하여 조합하면 효율적인 소음기가 설계될 수 있다.

(5) 평면파 이론이 적용 가능한 주파수 범위

측정한 삽입손실과 이론계산에 의한 결과는 저주파수 영역에서 어느 정도 일치하나 주파수가 높아짐에 따라 차이가 있다. 이는 소음기의 삽입손실을 계산할 때 관내를 전파하는 음파를 평면파로 가정하는 것이 주된 원인으로 판단된다.

원관에서 원형대칭 절선이 m , 축대칭 절선이 n 인 모드의 주파수를 $f_{(m,n)}$ 이라고 하면, 본 연구에서 실험에 사용한 단순팽창형 소음기 EM1에 대해서는 $f_{(0,1)}=5.1\text{kHz}$, $f_{(1,0)}=2.45\text{kHz}$ 이고, EM2에 대해서는 $f_{(0,1)}=2.77\text{kHz}$, $f_{(1,0)}=1.33\text{kHz}$ 이다. 다공형 소음기 PM1에 대해서는 $f_{(0,1)}=3.69\text{kHz}$, $f_{(1,0)}=1.77\text{kHz}$ 이다. 여기서 EM1과 같은 조합형 소음기는 원뿔형 소음기의 영향으로 인하여 한계 주파수를 적용하기 곤란하지만 EM2와 같은 단순팽창형 소음기에 대해서는 2.3kHz정도, PM1와 같은 다공형 소음기에 대해서는 2.2kHz정도까지 평면파로 가정하여 해석한 결과가 의미를 갖는 것

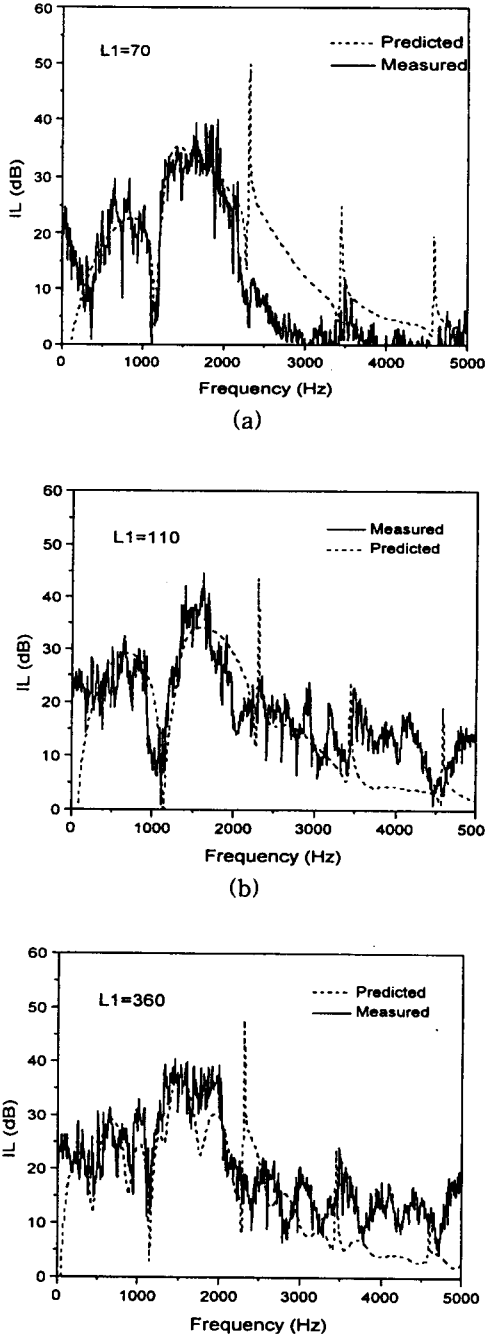


Fig.12 Comparison of insertion loss for the perforate muffler(Model PM1)

으로 판단된다. 이들 값은 모두 $f_{(0,1)}$ 과 $f_{(1,0)}$ 사이
있는 값으로 원관의 직경이 커질수록 한계주파수
는 낮아진다.

(6) 소음기 출구관 길이가 배출음압에 미치는 영향
소음기 출구관 길이가 토출음에 미치는 영향을
검토하기 위해 소음기를 부착하지 않은 경우와
EM1, EM2, PM1과 같은 소음기를 기관에 부착하
고 출구관의 길이를 바꾸면서 측정한 Overall
(5kHz) 음압레벨을 Table 2에 보인다. 이를 검토
하여 보면 소음기 출구관의 길이가 증가함에 따라
음압레벨이 감소하다가 어느 이상 길어지면 음압
레벨은 다시 증가하는 특성을 보인다. 또한 단순
팽창형 소음기가 다공형 소음기보다는 출구관의
길이에 의한 영향이 크고 최대 5dB(A)정도의 차이
가 있다. 이는 Fig.8과 Fig.10으로부터 알 수 있는
바와 같이 소음기 출구관의 길이가 길어지면 저주
파수 영역에서 삽입손실은 증가하나 어느 이상 길
어지면 출구관 길이 증가에 따른 공명현상이 발생
하여 도리어 삽입손실이 저하하는 것을 의미한다.

4. 결 론

소음기 형상에 따른 감음특성을 파악하기 위해
여러 가지 소음기를 사용하여 실험결과와 이론계
산 결과를 비교하였다. 여기에서 사용한 소음기는
단순팽창형 소음기, 원뿔형 소음기, 원뿔형과 단순
팽창형 소음기를 연결한 조합형, 다공형 소음기이
다. 실험은 단기통 2행정 공냉식 가솔린 기관과 단
기통 4행정 수냉식 디젤기관의 배기계에 소음기를
부착하여 삽입손실을 측정하였으며 다음과 같은
결과를 얻었다.

- (1) 단순팽창형 소음기는 이론계산과 실험결과
가 저주파수 영역에서는 잘 일치하나 고주파
수 영역에서 많은 차이가 있다. 이는 고차모
드의 영향으로 판단된다.
- (2) 원뿔형과 단순팽창형 소음기를 결합한 소음
기는 원뿔형 소음기의 영향으로 고주파수 영
역에서도 삽입손실이 별로 감소하지 않는 특
성을 보이며, 삽입손실도 단순 팽창형 소음
기보다 증가하는 결과를 주고 있다.

- (3) 다공형 소음기에서 삽입손실에 크게 영향을
미치는 인자는 다공율과 L_a, L_b 이며 이들을
적절하게 선정하면 효율적인 소음기를 설계
할 수 있다.
- (4) 소음기의 삽입손실 해석시 평면파로 가정 한
결과는 $f_{(0,1)}$ 과 $f_{(1,0)}$ 사이의 주파수영역까지 의
미가 있으며 이 이상의 주파수에 대해서는
오차가 크다. 단 결합형 소음기는 원뿔형 소
음기의 영향으로 이를 적용하기 곤란하다.
- (5) 소음기 출구관의 길이가 토출음에 영향을 미
치며, 출구관의 길이가 증가하면 음압레벨이
감소하다가 어느 이상 길어지면 다시 증가하
는 특성을 보인다. 또한 단순 팽창형 소음기
가 다공형 소음기보다는 출구관의 길이에 의
한 영향이 크다.

후 기

이 논문은 2000년도 두뇌한국21사업에 의하여
지원되었으며 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참고문헌

1. J. W. Sullivan, "A method for modeling per-
forated tube muffler components I. Theory", J.
Acoust. Soc Am., Vol.66(3), 772~778, 1979
2. J. W. Sullivan, "A method for modeling
perforated tube muffler components. II .
Applications", J. Acoust. Soc. Am., Vol.66(3), 779
~788, 1979
3. M. G. Prasad and M. J. Crocker "Insertion loss
studies on models of automotive exhaust
system", J. Acoust. Soc. Am., Vol.70(5), 1339~
1344, 1981
4. P. T. Thawani and K. Jayaraman "Modelling
and application of straight-through resonators",
J. Acoust. Soc. Am., Vol.73(4), 1387~1389, 1983
5. M. L. Munjal "Acoustic of ducts and mufflers",
John Wiley & Sons, 1987
6. K. N. Rao and M. L. Munjal "Experiment
Evaluation of Impedance of Perforates with
Grazing Flow", J. Sound and Vibration,

Vol.108(2), 283~295, 1986

7. L. L. Beranek, "Noise and Vibration Control", McGraw-Hill, 1971
8. 이정권 "배기소음기의 음향해석 및 설계 : II. 음향 성능의 표현법", 자동차공학회지, Vol.16, No.4, 37~50, 1994
9. 김봉준, 이정환, 정의봉 "입·출구의 고차모드를 고려한 사각형 단순확장관의 음향해석", 한국박용기관학회지, Vol.23, No.6, 26-32, 1999
10. M. L. Munjal "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. Sound and Vibration, Vol.116, 71~88, 1987
11. Y. H. Kim, J. W. Choi and B. D. Lim "Acoustic Characteristics of an Expansion with Constant Mass Flow and Steady Temperature Gradient (Theory & Numerical Simulation)", Trans. J. Vib. Acoust. ASME, Vol.81, 460~467, 1990
12. Y. H. Kim and S. W. Kang "Green's Solution of the Acoustic Wave Equation for a Circular Expansion Chamber with Arbitrary Location of Inlet, Outlet Port and Termination Impedance", J. Sound and Vibration, Vol.94, 473~490, 1993

저 자 소 개



강동립(康東林)

1961년 6월생. 1981년 한국해양대 기관학과 졸업. 1991년 한국해양대학 대학원 졸업(석사). 1996년 한국해양대학 대학원 수료(박사). 1991-현재 현대자동차 과장.



김의간(金義杆)

1956년 3월생. 1978년 한국해양대 기관학과 졸업. 1988년 동경대학교 대학원 졸업(공학박사). 현재 한국해양대학교 기계정보공학부 교수



전현부기(全賢富起)

1965년 7월생. 1992년 한국해양대학 기계공학과 졸업. 1994년 한국해양대학교 대학원 졸업(석사). 1993년-현재 미국선급협회 재직중.



김영호(金永昊)

1967년 3월생. 1993년 한국해양대학교 기계공학과 졸업. 1996년 한국해양대학교 대학원 졸업(석사). 현재 LG전자 재직중