

소음기 형상이 감음특성에 미치는 영향

김 영 호¹⁾, 김 의 간²⁾

Effect of the Muffler Shape on the Characteristics of the Noise Reduction

Young-Ho Kim, Ue-Kan Kim

Abstract

The performances of the simple expansion type, conical-connector type, the combined type of conical-connector and simple expansion muffler and perforated tube type as an exhaust muffler are shown in this study. Theoretical estimation of the insertion loss is made by applying a model in which the method of four-pole parameter is used. Experiment is performed for the measurement of the insertion loss under four conditions according to the variation of the length of the tail pipe. For the perforated tube mufflers the theory suggested in this study considers flow velocity. It is based on a segmentation procedure in which each segment is described by a transmission matrix. By comparing the theoretical prediction with the experimental results, the validity of the modeling using the method of four-pole parameter is verified.

1. 서 론

소음기의 음향해석을 위해 전달매트릭스법을 사용하여 4단자정수를 구하고 이것으로부터 소음기의 성능해석을 하였으며, 실험은 단순팽창형 소음기, 원뿔형 소음기, 단순팽창형과 원뿔형 소음기의 조합형, 다공형 소음기를 실제 엔진에 부착하여 행하였다. 이들 결과를 이론계산과 비교하고 소음기의 형상이 감음특성에 미치는 영향을 파악하고자 한다. 여기서 원뿔형 소음기는 엔진 배기계의 직경과 소음기 입구관의 직경이 다른 경우 이를 연결하기 위해 사용된다. 원뿔형 소음기와 단순팽창형 소음기의 조합형은 각각의 4단자정수를 구하고 이것들을 조합하여 삼입손

-
- 1) 한국해양대학교 기계공학과 석사과정 기계공학 전공
 - 2) 한국해양대학교 냉동공조공학과 교수

실을 계산하였으며, 이것을 실험결과와 비교하였다. 다공형 소음기는 Sullivan의 수치해석 알고리즘을 이용하여 4단자정수^{1,2,3)}를 구하고 전달매트릭스법을 적용하여 감음특성을 해석하였다. 다공관 구멍에서의 임피던스는 Rao와 Munjal⁴⁾의 연구결과를 적용하였다. 통과유속이 고속일 경우 소음기를 통과하는 유속과 온도구배를 고려하는 것이 바람직하나, 본 논문에서는 온도구배에 의한 영향은 무시하고 기류의 유속만을 고려하여 소음기의 감음특성을 해석하고 실험결과와 비교 검토하였다.

2. 소음기 형상에 따른 감음특성 해석 및 실험

엔진의 배기계를 물리적으로 모델링하면 Fig. 2.1(a)에서와 같이 엔진(engine), 배기관(exhaust pipe), 소음기(muffler), 그리고 미관(tail pipe)으로 모델링할 수 있으며 본 연구에서 관심을 가지고 있는 소음기는 요소 2에서 n-1까지를 포함하고 음원은 요소 n+1, 배기관은 요소 n, 미관은 요소 1을 나타낸다. 소음기의 음향계를 전기계의 등가회로로 표현하면 Fig. 2.1(b)로 표현할 수 있다.



(a) Physical model of exhaust system (b) Equivalent circuit of acoustic four-terminated for exhaust system

Fig. 2.1 Physical model and analogous circuit for an exhaust system

Fig. 2.1(b)에서 4단자정수는 소음기와 배기관, 미관을 포함하며 임피던스 Z 는 음압 P 와 질량 속도 V 의 비 $Z = P/V$ 를 뜻하며 Z_{n+1} 은 음원의 내부임피던스(internal impedance), Z_0 는 미관에 서 대기중으로 방사할 때의 방사임피던스(radiation impedance)를 나타낸다.

Fig. 2.1(a)에서와 같이 n 개의 요소로 구성되어 있는 배기계에서 요소 1과 n 을 연결하는 4단자정수 $\begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix}$ 를 다음과 같이 정의한다.

$$\begin{bmatrix} P_n \\ V_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1 \\ V_1 \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

삽입손실은 소음기를 부착하기 전의 파워레벨 W_1 과 소음기를 부착하고 난 후의 파워레벨 W_2 의 차로써 정의된다. 삽입손실은 다음과 같다.

$$IL = 10 \log_{10} \left(\frac{W_1}{W_2} \right) = 20 \log_{10} \left[\left(\frac{\rho_{0,2} R_{0,1}}{\rho_{0,1} R_{0,2}} \right)^{1/2} \left| \frac{Z_{n+1}}{Z_{n+1} + Z_{0,1}} \right| \left| \frac{V_{n+1}}{V_0} \right| \right] \quad (2.2)$$

여기서 $\rho_{0,1}$ 과 $R_{0,1}$ 은 소음기가 없을 때 방사단의 밀도 및 방사지향을 나타내고 $\rho_{0,2}$ 와 $R_{0,2}$ 는 소음기가 있을 때 방사단의 밀도 및 방사지향을 나타낸다.

식(2.2)에서 원관의 온도 및 방사임피던스 Z_0 가 소음기를 났 때와 닫지 않을 때 변화가 없다면 밀도와 방사지향의 변화가 없다. 그러므로 음원의 질량속도 V_0 와 방사임피던스에서의 질량속도 V_0 의 비인 속도비는 음원과 부하 사이의 4단자정수를 구하여 얻을 수 있다. 따라서 삼입손실을 구하면 다음과 같다.

$$IL = 20 \log_{10} \left| \frac{Z_{n+1}}{Z_{n+1} + Z_0} \left(\frac{Z_0}{Z_{n+1}} A + \frac{B}{Z_{n+1}} + Z_0 C + D \right) \right| \quad (2.3)$$

음원과 방사단이 무반사이고 배기관과 기관의 단면적이 같으면 음원 및 방사임피던스는 다음과 같이 된다.

$$Z_{n+1} = Z_0 = Y_1 = Y_n \quad (2.4)$$

식(4.9)에서 방사임피던스(Z_0)는 경험식으로서 다음과 같이 주어진다.

$$Z_0 = Y_1 \left(\frac{(kr_0)^2}{4} + j0.6133kr_0 \right) \quad (2.5)$$

여기서 k 는 파수($k = 2\pi f / \omega$), r_0 는 반경을 나타낸다. 본 논문에서 음원의 내부임피던스 Z_{n+1} 는 무반사조건으로 가정을 하여 $Z_{n+1} = c/S$ 로 하였다.

2.1 단순팽창형 소음기의 감음특성

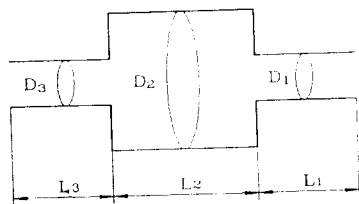


Fig. 2.2 Simple expansion muffler

Fig. 2.2에서 보는 바와 같이 단순팽창형 소음기는 세부분의 단면 일정관으로 구성되어 있으므로 각 구성요소의 4단자정수를 곱하여 전체의 4단자정수를 구하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kL_3 & iY_3 \sin kL_3 \\ i/Y_3 \sin kL_3 & \cos kL_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos kL_2 & iY_2 \sin kL_2 \\ i/Y_2 \sin kL_2 & \cos kL_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos kL_1 & iY_1 \sin kL_1 \\ i/Y_1 \sin kL_1 & \cos kL_1 \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

2.2 원뿔형 소음기의 감음특성^{5,6)}

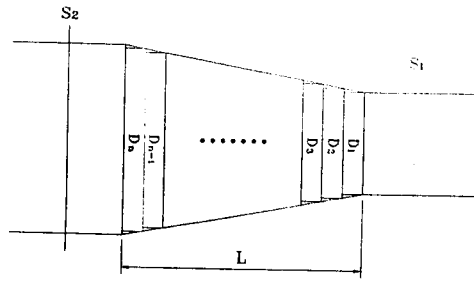


Fig. 2.3 Conical-connector muffler

소음기의 일반 형태의 하나로, 길이가 L 인 원뿔 연결기(Conical-connector)이다. 이것은 단면적이 S_1 인 덕트1과 단면적이 S_2 인 덕트2와 연결된다. Fig. 2.3과 같이 원뿔형 소음기를 n 개의 요소로 분할하면, n 개의 단면 일정관으로 구성된 소음기로 보고 각 요소의 전달매트릭스의 연속적인 곱으로써 전체 계의 특성을 파악하였다. 이를 4단자정수를 사용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kL_n & iY_n \sin kL_n \\ i/Y_n \sin kL_n & \cos kL_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos kL_{n-1} & iY_{n-1} \sin kL_{n-1} \\ i/Y_{n-1} \sin kL_{n-1} & \cos kL_{n-1} \end{bmatrix} \dots \begin{bmatrix} \cos kL_1 & iY_1 \sin kL_1 \\ i/Y_1 \sin kL_1 & \cos kL_1 \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

2.3 원뿔형과 단순팽창형 소음기 조합형의 감음특성

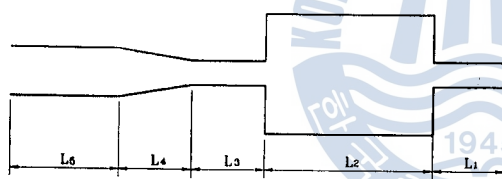


Fig. 2.4 Combination of the conical-connector muffler and simple expansion muffler

조합형 소음기의 4단자정수는 앞 절에서 검토한 단순팽창형과 원뿔형 소음기의 4단자정수를 곱하여 구할 수 있다. 이것으로부터 조합형 소음기의 성능을 계산하였으며 소음기를 조합한 모델은 Fig. 2.4와 같다.

2.4 다공형 소음기의 감음특성

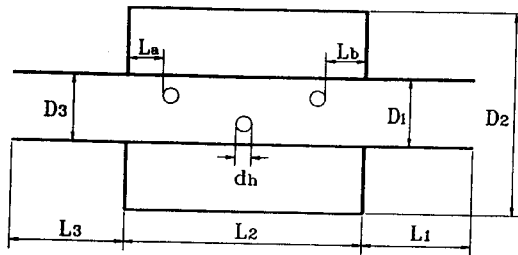


Fig. 2.5 Perforated tube muffler

다공형 소음기의 요소는 Fig. 2.5와 같이 관에 많은 구멍을 뚫은 것으로 구멍이 집중되어 있는 경우에는 공간을 하나의 헬름홀츠(Helmholtz) 공명기로 취급할 수 있으므로 매우 간단히 해석될 수 있다. 그러나 구멍이 분산되어 분포된 다공형 관의 경우는 해석이 다소 복잡하게 되어 Sullivan, Crocker, Thawani, Jayaramen, Munjal 등에 의해서 해석적인 연구가 시작되었다. 그러나 기류가 있거나 음압이

높은 경우에는 비선형 해석이 필요하므로 임의의 해석이 관련하게 된다. 이에 대하여 요소간 분할한 해석 알고리즘을 이용하였다.²⁸⁾

다공형 소음기는 Fig. 2.6과 같이 비유향 이득미니스(Specific acoustic admittance)인 다공면에 의하여 내관과 외관이 연결되어 있는 것으로 볼 수 있다. 관에 유동이 존재한다면 관1과 관2 사이에 유동의 교환이 있으므로 유동의 마하 수는 관의 위치에 따라 변하게 된다. 구멍이 있는 곳을 Fig. 2.7과 같이 분지점을 정계로 N-1 개의 요소로 분할하고 한 요소 내의 모든 구멍은 분지점에 모여 있는 것으로 가정한다.

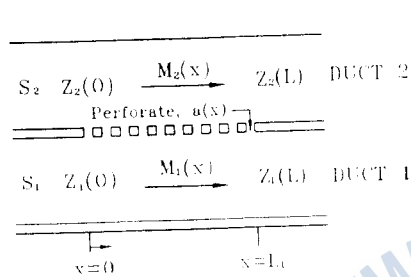


Fig. 2.6 Basic element of perforated tube model

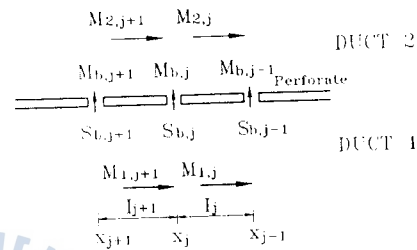


Fig. 2.7 Numerical model for a segment of perforated tube model

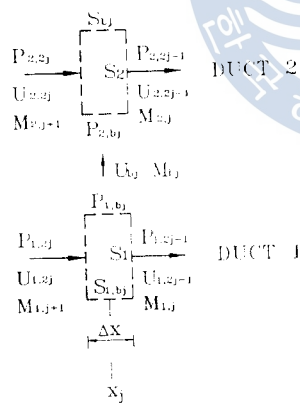


Fig. 2.8 Control volume representation of jth branch, two-duct element

Fig. 2.8에서 평균유속과 변동성분에 대한 공간 변동을 무시한다고 가정하면 덕트1과 덕트2의 분지점에서 음압, 체적속도, 구멍의 양측에서의 음압 및 구멍을 통한 체적속도 등의 변수를 취하고 여기에 에너지와 질량보존식을 적용하여 분지점에서의 전달행렬을 얻을 수 있고 분지점과 분지점 사이에 대해서는 단단한(Rigid) 벽으로 된 것으로 가정하여 분지점 간의 전달행렬을 구할 수 있다.

따라서 분지점에서의 전달행렬과 분지점과 분지점 사이의 전달행렬은

$$\begin{bmatrix} P_{1,2j} \\ U_{1,2j} \\ P_{2,2j} \\ U_{2,2j} \end{bmatrix} = [G_j] \begin{bmatrix} P_{1,2j-1} \\ U_{1,2j-1} \\ P_{2,2j-1} \\ U_{2,2j-1} \end{bmatrix} \quad \text{와} \quad \begin{bmatrix} P_{1,2j+1} \\ U_{1,2j+1} \\ P_{2,2j+1} \\ U_{2,2j+1} \end{bmatrix} = [H_j] \begin{bmatrix} P_{1,2j} \\ U_{1,2j} \\ P_{2,2j} \\ U_{2,2j} \end{bmatrix} \quad \text{이다.}$$

여기서 $[G_j]$ 는 j 번째 분지점 전달매트릭스이며 $[H_j]$ 는 j 와 $j+1$ 분지점 사이의 전달매트릭스이다. 각 분할 요소에 대해서 전달행렬을 모두 계산한 다음 $x=0$ 과 $x=L$ 사이에 다음과 같은 전달행렬 $[T]$ 를 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} P_{1,2N} \\ U_{1,2N} \\ P_{2,2N} \\ U_{2,2N} \end{bmatrix} = [T] \begin{bmatrix} P_{1,1} \\ U_{1,1} \\ P_{2,1} \\ U_{2,1} \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

여기에서 $[T] = [G_N] \sum_{k=1}^{N-1} [H_k][G_k]$ 이다.

위와 같은 방법으로 다공관의 4단자정수 $\begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix}$ 를 계산할 수 있다. 이와 같이 구한 4단자정수와 식(2.3)을 이용하여 삽입손실을 얻을 수 있다.

$$IL = 20 \log_{10} \left| \frac{Z_{n+1}}{Z_{n+1} + Z_0} \left(\frac{Z_0}{Z_{n+1}} A + \frac{B}{Z_{n+1}} + Z_0 C + D \right) \right| \quad (2.9)$$

여기서

$$\begin{aligned} A &= T_{11} + (T_{14} + Z_{2,1} T_{13}) \times (T_{31} - Z_{2,2N} T_{41}) / E \\ B &= T_{12} + (T_{14} + Z_{2,1} T_{13}) \times (T_{32} - Z_{2,2N} T_{42}) / E \\ C &= T_{21} + (T_{24} + Z_{2,1} T_{23}) \times (T_{31} - Z_{2,2N} T_{41}) / E \\ D &= T_{22} + (T_{24} + Z_{2,1} T_{23}) \times (T_{32} - Z_{2,2N} T_{42}) / E \\ E &= (T_{44} + T_{43} Z_{2,1}) Z_{2,2N} \times (T_{34} - T_{33} Z_{2,1}) \end{aligned}$$

통과유속의 마하 수가 M 일 때 관끝의 방사임피던스 Z_0 는 $M^2 \ll 1$, $(kr_0)^4 \ll 1$ 의 범위에서 다음 식으로 구할 수 있다.

$$Z_0 = Y_0 \left(\frac{(kr_0)^2}{4} - M(1 + (0.6133kr_0)^2) + j0.6133kr_0 \right) \quad (2.10)$$

여기서 k 는 주파수가 f 일 때 $k = 2\pi f / a_0$ 로 정의된 파수, r_0 는 반경을 나타낸다.

본 논문에서 음원의 내부임피던스 Z_{n+1} 는 무반사조건으로 가정을 하여 $Z_{n+1} = c/S$ 로 하였다. 다공관의 단위면적당 임피던스 Z 는 Rao 등에 의하여 $M \leq 0.2$ 의 범위에서 다음과 같은 실험식이 제시되었다.⁴⁾

$$Z = [7.337 \times 10^{-3}(1 + 72.23M) + j2.2245 \times 10^{-5}(1 + 51t)(1 + 204d_h)f] / \sigma \quad (2.11)$$

여기서 t 와 d_h 는 다공원의 두께와 구멍의 직경을 나타내며, σ 는 다공률(porosity)로서 다공원의 표면적과 관표면적에 뚫린 구멍면적의 비로서 정의된다.

3. 실험 및 고찰

소음기 성능의 이론식 적용범위와 신뢰성을 확인하기 위하여 실제 엔진에 소음기를 부착하여 삽입손실을 측정하여 이론계산과 비교 검토하였다. 실험장치의 개략도는 Fig. 3.1에서 보여주고 있으며, 엔진의 제원은 단순팽창형과 다공형 소음기는 최대출력과 회전수가 각각 2마력과 6,500RPM인 단기통 2행정 공방식 가솔린엔진을 원뿔형과 조합형 소음기는 최대출력과 회전수가 각각 8마력과 2,000RPM인 단기통 4행정 수냉식 디젤엔진을 사용하였다.

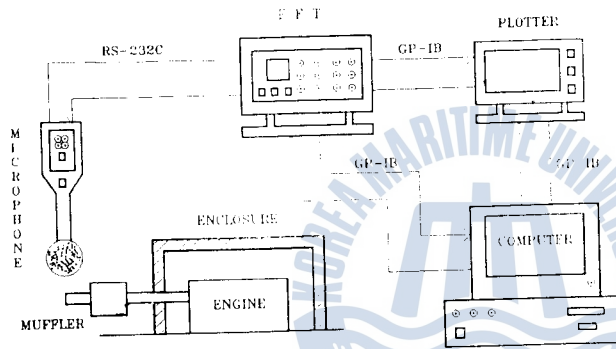


Fig. 3.1 Schematic layout of measuring system

배기소음의 음압의 측정은 다이나믹 레인지 60dB의 정밀소음계 LA-500을 사용하였으며, 소음계의 마이크로폰 위치는 소음기 유무에 관계없이 배기관 끝단에서 45° 방향, 30cm에 위치하도록 하였다. 그리고 각종 음압의 주파수 특성을 측정하기 위하여 소음계와 FFT분석기는 RS-232C로 연결하였으며, 측정 주파수대 별로 삽입손실을 계산하기 위하여 FFT분석기에서 분석하였으며, 분석된 데이터는 GP-IB 및 본 실험실에서 개발

한 개발한 전송프로그램을 이용하여 피스날 컴퓨터로 전송시켜 자료를 처리하였다. 실험결과 신뢰성을 높이기 위하여 평균회수는 16회로 하였으며 측정주파수의 범위는 5KHz로 하였다. 실제 엔진으로부터 측정한 소음기의 삽입손실과 임의로 선정된 소음기의 삽입손실을 비교 검토하기 위하여 이론식으로부터 삽입손실을 계산하였다. 실험에 사용된 소음기의 치수는 Table 3.1에서와 같이 단순팽창형, 원뿔형, 조합형 그리고 다공형 소음기의 4종류를 선택하였다.

측정한 삽입손실과 이론계산에 의한 결과는 저주파수 영역에서는 어느 정도 일치하나 주파수가 높아짐에 따라 실험결과와 이론계산과의 차이가 증가하고 있다. 이는 소음기의 삽입손실을 계산할 때 관내를 전파하는 음파는 평면파로 가정된 것이 주된 원인으로 판단된다. 모델 EM1은 원뿔형 소음기의 영향으로 인하여 한계주파수를 적용할 수 없지만 모델 EM2의 이론식 적용이 가능한 주파수 범위는 2.3KHz정도로 판단된다. 그리고 모델 PM1의 경우에는 2.2KHz로 판단된다. EM2와 PM1의 값은 모두 $f_{0.0}$ 과 $f_{1.0}$ 사이의 값이다.

Fig. 3.2, Fig. 3.3, Fig. 3.4를 검토하여 보면 소음기의 길이(L_c)에 의한 공명주파수의 이론계산과 실험결과는 거의 일치하며 이 길이가 증가할수록 공명주파수는 하향함을 알 수 있다. 또한 출구관의 길이가 짧은 경우에는 높은 주파수 영역에서, 길이가 길어질수록 낮은 주파수 영역에서 출구관에 의한 공명현상의 영향이 나타나고 있다.

Table 3.1 Dimensions of the model mufflers

Type	Model	D ₁ D ₃	D ₂	L ₅	L ₄	L ₃	L ₂	L ₁	L _a	L _b	d _h	L _w	σ
C.C+S.E.M	EM1	21	90	20	30	56	350	*	-	-	-	-	-
S.E.M	EM2	21	160	-	-	-	240	*	-	-	-	-	-
P.T.M	PM1	21	120	-	-	-	150	*	20	20	4	2	3.05
C.C		21/40	-	-	-	20	30/94	56	-	-	-	-	-

* : 0, 70, 110, 360 (mm) - EM2, PM1

* : 0, 100, 150, 200 (mm) - EM1

소음기 출구관 길이가 삽입손실에 미치는 영향을 검토하기 위하여 소음기를 부착하지 않은 경우와 모델 EM1, EM2 그리고 PM1의 소음기를 부착하여 출구관의 길이를 바꾸면서 측정된 음압레벨(dB(A))의 Overall(5KHz)값을 Table 3.2에 보인다.

Table 3.2 Sound Pressure Levels by Different Length of Tail Pipe (Unit : dB)

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

Table 3.2를 검토하여 보면 소음기 출구관의 길이가 증가함에 따라 성능이 증가하다가 어느 이상 길어지면 성능은 다시 감소하는 특성을 나타내고 있다. 소음기 출구관의 길이에 따라 최대 5dB정도의 차이가 있다.

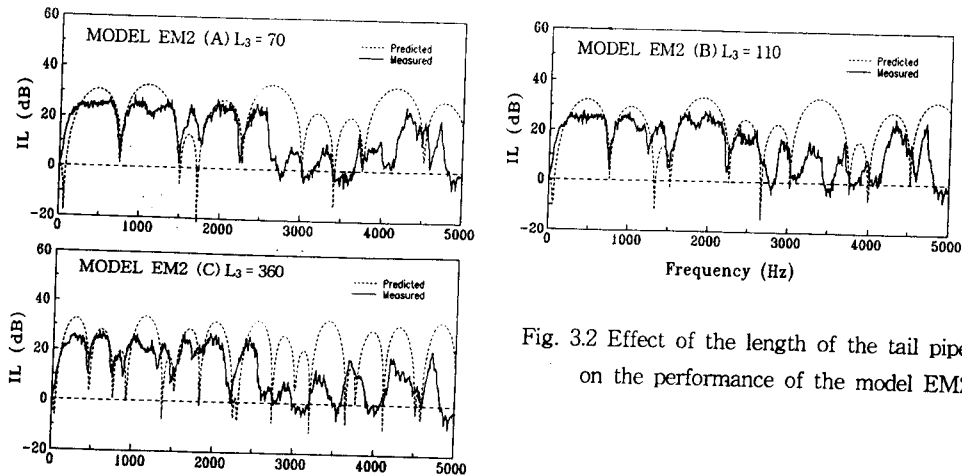


Fig. 3.2 Effect of the length of the tail pipe on the performance of the model EM2

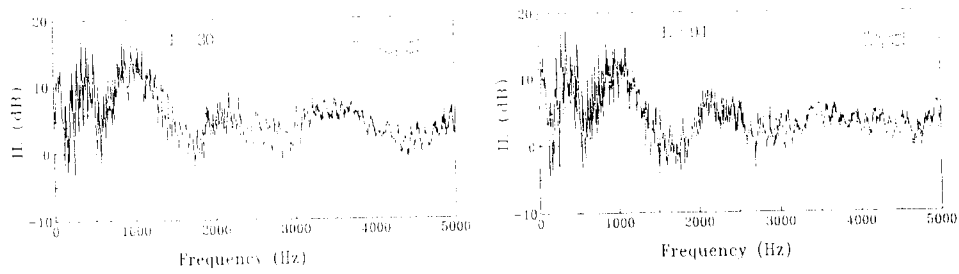


Fig. 3.3 Effect of the length of the conical-connector muffler

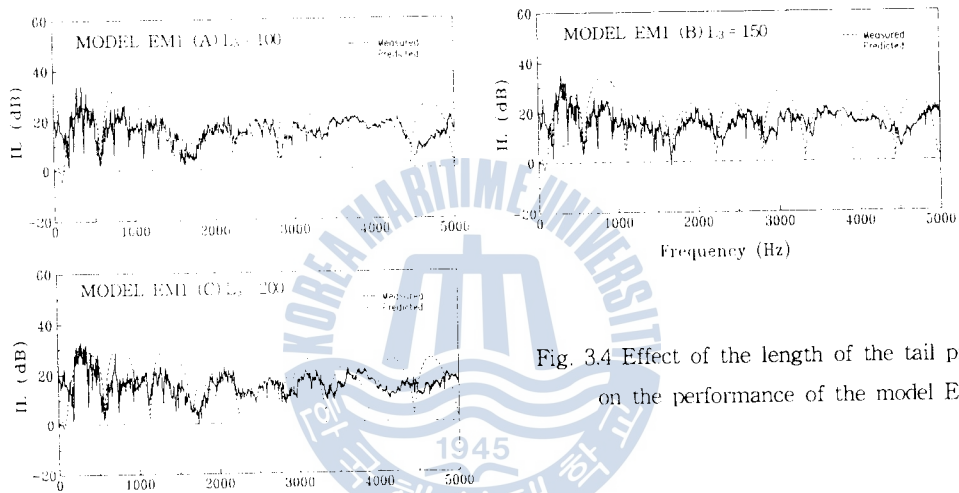


Fig. 3.4 Effect of the length of the tail pipe on the performance of the model EMI

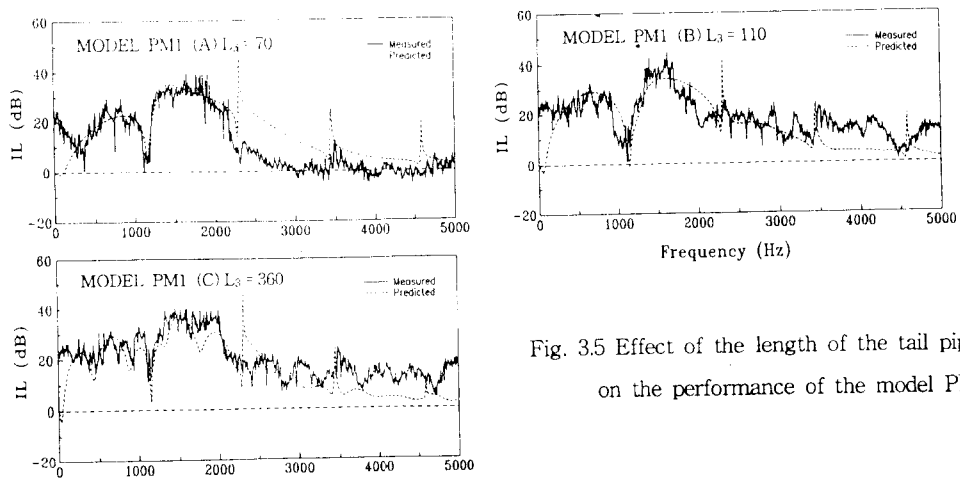


Fig. 3.5 Effect of the length of the tail pipe on the performance of the model PM1

4. 결 론

소음기 형상에 따른 감음특성을 파악하기 위해 여러 가지 소음기를 사용하여 실험결과와 이론계산을 비교하였다. 실험결과를 본 연구에서 개발한 전산프로그램을 이용하여 계산한 이론계산과 비교하여 본 결과 다음과 같은 결과를 얻었다.

첫째, 단순팽창형 소음기는 이론계산과 실험결과가 저주파수 영역에서는 잘 일치하나 고주파수 영역에서 많은 차이를 나타내었다.

둘째, 원뿔형 소음기는 이론계산과 실험결과가 전주파수 대역에서 대체로 잘 일치하며 낮은 주파수대역에서 효과가 있음을 확인하였다.

셋째, 조합형은 원뿔형 소음기의 영향으로 삽입손실이 고주파수 영역에서도 크게 나타났다. 이것은 단순팽창형 소음기의 삽입손실이 한계주파수 이상에서 급격히 저하되는 것과 대조적인 결과를 보인다. 따라서 조합형의 경우 한계주파수를 정할 수가 없었다. 그러나 전주파수에 걸쳐 공명주파수가 잘 일치하고 있어 공명주파수에는 영향을 주지 않는 것으로 판단된다. 그러나 단면적의 급격한 축소로 인하여 발생하게 될 배압과 기류소음을 고려해야 할 것으로 판단된다.

넷째, 다공형은 단순팽창형보다 높은 성능을 나타내고 있는데 이는 다공형 소음기가 기류에 의한 자생소음을 단순팽창형 소음기에 비하여 적게 발생시키는 것으로 판단된다. 그러나 유속이 50% 이상일 경우 오히려 다공관 구멍에서 기류에 의한 whistling noise가 발생할 수 있어 오히려 삽입손실이 감소할 수도 있다.^{9,10)}

참 고 문 헌

1. 정영준 “내연기관 배기소음에 관한 기초연구”, 한국해양대학교대학원, 1993
2. 전현부기 “팽창형 및 다공형 소음기의 특성해석에 관한 연구”, 한국해양대학교대학원, 1994
3. M. L. Munjal “Acoustic of ducts and mufflers”, John Wiley & Sons, 1987
4. 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
5. L. L. Beranek, “Noise and Vibration Control”, McGraw-Hill, 1971
6. 이정권 “배기소음기의 음향해석 및 설계 : II. 음향성능의 표현법”, 자동차공학회지, Vol.16, No.4, 37-50, 1994
7. J. W. Sullivan, “A method for modeling perforated tube muffler components. I. Theory”, J. Acoust. Soc. Am., Vol.66(3), 772-778, 1979
8. J. W. Sullivan, “A method for modeling perforated tube muffler components. II. Applications”, J. Acoust. Soc. Am., Vol.66(3), 779-788, 1979
9. M. Fukuda, N. Kogima, T. Iwaishi, “A Study on mufflers with air flow”, (1st Report), Bulletin of the JSME, Vol.26, No.214, 562-568, 1983
10. H. Izumi, N. Kogima, M. Fukuda, “A Study on mufflers with air flow”, (2nd Report), Bulletin of the JSME, Vol.28, No.238, 631-637, 1985