

다공형 배기 소음기의 성능에 관한 연구

A Study on the Performance of the Perforated Tube Exhaust Muffler

권 영 필*, 이 동 훈,** 방 정 환**
Y.P.Kwon, D.H.Lee, J.H.Bang

ABSTRACT

This study is on the performance of the perforated tube muffler when it operates as an exhaust silencer with through-flow, steady or pulsating. Theoretical estimation of the insertion loss was made by means of transfer matrix and by using the impedance equation for the perforated tube obtained for the case of low-speed steady through-flow. Experiment was performed for the measurement of the insertion loss at two flow conditions. The one is a steady flow supplied by blow-down of a compressed air reservoir and the other is a pulsating flow from the exhaust pipe of an idling diesel engine.

The effect of the through-flow velocity and steadiness on the muffler performance was obtained. By comparing the theoretical prediction with the experimental result, the validity of the impedance equation in the theoretical model was discussed. It has been found that steadiness as well as magnitude of the through-flow has a significant effect on the performance of the perforated tube muffler. Especially, the self-noise due to the pulsating flow in the engine exhaust system must be taken into account for the prediction of the muffler performance.

기 호 설 명

a_0 : 음 속
 d_h : 다공관의 구멍지름
 f : 주 파수
 j : $\sqrt{-1}$
 IL : 삽입손실(insertion loss)
 k : 파수(wave number)
 L : 소음기의 길이
 L_t : 꼬리관의 길이

M : 마하(Mach)수
 P : 음압(sound pressure)
 r_0 : 배기관의 반지름
 S : 단 면 적
 t : 다공관의 두께
 TL : 투과손실(transmission loss)
 V : 음의 질량속도(mass velocity), kg/s
 Y : 특성 임피던스(characteristic impedance), a_0/S
 Z : 음향 임피던스(acoustic impedance), P/V

* 숭실대학교 기계공학과

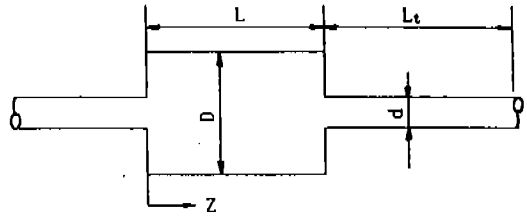
** 숭실대학교 대학원

ρ_0 : 공기밀도
 σ : 공극율 (porosity)
 ω : 각진동수

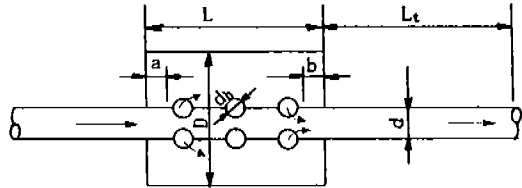
1. 서 론

오늘날 교통량의 급증과 더불어 차량소음 규제가 강화되어 가고 있다. 차량소음의 다양한 원인 중 배기음은 주요 소음원의 하나로서 환경에 관한 법규는 차량소음의 총체적인 소음도와는 별도로 배기소음만을 규제하고 있다. 이러한 배기소음의 억제를 위하여 각종 소음기가 개발되고 있다. 소음기의 성능에 관해서는 해석기술에 많은 진보가 있어 왔으며, 특히 전산기를 응용한 수치해석법에 의하여 엄밀해결 얻을 수 없는 다소 복잡한 형상에 관해서도 해석이 가능해졌다. 그러나 소음기에 관한 대부분의 연구가 통과유속이 매우 낮은 경우에 관한 것이어서^{1,2)} 고속유동용 엔진 소음기에 적용하려면 유속의 영향에 관한 고려가 있어야 한다. 특히, 엔진의 배기를 통한 유동은 맥동적이기 때문에³⁾ 유속이 일정한 경우에 관한 소음기의 성능을 해석하는 것보다 어렵다고 할 수 있다. 즉, 고속유동을 동반하는 엔진용 소음기의 개발을 위해서는 이론적으로나 실험적으로 많은 연구가 요구되고 있다.

소음기의 종류는 크게 흡음형 (absorptive type)과 반사형 (reflective type)으로 나눌 수 있으며⁴⁾ 일반적으로 엔진용 소음기는 내구성을 유지하기 위하여 흡음재를 사용하는 흡음형 보다는 Fig.1과 같이 단순 팽창형 요소와 더불어 관에 많은 구멍을 뚫어 만든 다공관(perforated tube) 요소를 갖는 공명형 소음기가 널리 사용된다. 이러한 다공형 소음기(perforated tube muffler)는 소리를 반사하는 특성뿐만 아니라 관의 구멍에서 소리에너지가 소산되는 흡음특성이 있으며 단순팽창형 소음기(simple expansion type muffler)에 비하여 소음기 자체에서 발생하는 유동소음과 유동저항이 작은 장점이 있다.



(a) simple expansion type muffler



(b) Perforated tube muffler

Fig. 1 Model mufflers

다공형 소음기의 성능에 관해서는 Sullivan과 Crocker⁵⁾, Thawani와 Jayaraman⁶⁾에 의한 해석적인 연구가 있으며 Sullivan^{7,8)}은 관을 여러개의 요소로 분할한 뒤 각 요소의 전달행렬을 구하여 총체적인 전달행렬을 구하는 방법을 이용한 수치해석 알고리즘을 개발하였다. 권과 현⁹⁾ 등은 설계변수의 영향에 의하여 다공형 소음기의 성능을 예측할 수 있는 컴퓨터 프로그램을 개발하고 이론예측과 실험결과를 비교한 바 있다. 이들의 연구결과에서 기류에 의한 자생소음(self-noise)으로 인하여 투과손실의 실험치가 이론예측보다 낮게 나타남을 보고하였으나, 다른 많은 연구결과에서와 같이 통과유속이 낮은 경우에 대해서만 수행하였다. 높은 통과유속을 갖는 실제 엔진용 소음기로서 다공형 소음기의 이론적인 성능예측을 위해서는 다공관 구멍(orifice)에서의 임피던스(impedance)를 아는 것이 중요하다. 임피던스는 구멍주위의 유속에 영향을 받으며 최근에 Rao와 Munjal¹⁰⁾은 다공형 소음기의 다공관을 통과하는 접선유동(grazing flow)만을 고려하여 마하수가 0.2 이하 일때에 적용가능한 임피던스 모델을 발표하였다. 그러나, 이들은 Fukuda^{1,2)} 등의 연구결과와

마찬가지로 소음기 치수의 다양한 변화와 높은 통과유속에 대한 실험이 미흡하였으며 실제 엔진이 아닌 정상유동 조건에서 연구하였다. 엔진에 장착한 경우의 소음기의 성능에 관한 연구로는 Prasad와 Crocker¹¹⁾ 그리고 Chen¹²⁾의 연구가 있으나 이들은 각각 단순 팽창형 소음기와 흡음처리된 공명형 소음기를 대상으로 하였다. 다공형 소음기에 대해서는 Gallow와 Peat¹³⁾가 발표한 최근의 연구를 들 수 있다. 이들은 비교적 다양한 형태의 다공관을 갖는 소음기를 엔진에 장착하고 이론과 실험결과를 비교 고찰하였으나 엔진에 의한 맥동유동(pulsating flow)과 일정유속의 정상유동(steady flow)을 갖는 소음기에 대해서는 언급하지 않았다. 따라서 본 연구는 유속이 높은 경우에 다공형 소음기의 성능을 시험하고 저속유동 조건에서 개발된 이론모델을 적용하여 이론적으로 계산한 값과 실험결과를 비교 고찰함과 동시에, 일정유속의 정상유동과 실제 엔진에 의한 맥동적인 유동상태에서 측정 한 소음기의 소음성능을 비교하여 유동특성에 따른 다공형 소음기의 성능을 평가하는데 그 목적이 있다.

엔진 소음기의 성능을 가장 잘 나타내는 것으로 삽입손실(insertion loss)을 들 수가 있다. 삽입손실은 소음감쇠(noise reduction)나 투과손실(transmission loss)의 측정과는 달리 측정환경에 제약을 받지 않고 측정의 간편함 때문에 소음기의 성능을 빨리 파악할 수 있는 장점이 있다.¹⁴⁾ 그러나 삽입손실의 이론모델을 구하는 데는 엔진의 음원 임피던스(acoustic internal source impedance)와 꼬리관 끝의 방사단에서의 방사 임피던스(radiation impedance)를 아는 것이 중요하다. 특히, 음원인 엔진 배기구의 임피던스를 구하는 것은 측정이 어렵기 때문에 문제가 되지만, 최근까지의 연구결과에 의하면 대부분 음원을 무반사(anechoic)로 가정할 수 있음을 제시하고 있다.^{15), 16)} 따라서, 본 연구의 삽입손실의 이론예측에서도 음원을 무반사로 가정하고 Rao와 Munjal이 통과유속의 마하

수가 0.2 이하의 경우에 구한 다공관의 임피던스 식을 고속유동까지 적용하여 성능을 구하였다.

고속의 기류를 동반하는 다공형 소음기의 성능시험에서 중요한 것은 소음기 자체에서 뿐만 아니라 배기계 전체에서 발생하는 기류에 의한 자생소음이다. 기류가 고속일 경우 음원의 신호와 자생소음의 비가 작아져서 소음기의 성능을 정확히 측정하는 것이 어렵기 때문에 가능한 기류소음(airflow noise)을 감소시킬 수 있도록 실험장치상에 세심한 주의를 필요로 한다.¹⁷⁾ 또한, 고속유동을 동반하는 실제 엔진용 소음기의 개발을 위해서는 소음기를 통과하는 유동뿐만 아니라 온도구배에 따른 소음특성의 변화를 파악하는 것이 필요하나, 본 연구는 온도구배의 영향을 무시하고 기류의 유속이 일정한 경우와 실제 엔진에 의한 맥동유동의 경우에 대하여 소음기의 성능을 이론예측과 실험결과를 비교 검토한 것이다. 저장용기에 있는 기류를 사용할 때는 통과유속이 일정하지만 엔진을 사용할 때는 기류가 맥동적이므로 소음성능이 다를 수 있다. 특히, 소음기를 통과하는 기류의 영향을 구하기 위하여 일정한 유속과 더불어 가동코일형 스피커로 음원을 줄 경우와 실제 엔진에 의한 맥동적인 유동과 함께 엔진 배기음을 음원으로 한 경우에 삽입손실을 실험하였다. 전자의 경우는 저장된 압축공기를 사용하였고, 후자의 경우는 단기통 디젤 엔진을 사용하였다. 일정한 유속의 경우 유속은 엔진에 의한 맥동적인 유속의 평균속도와 같은 조건으로 맞추어 비교검토 할 수 있게 하였으며 최고 유속은 110 m/s 까지 실험하였다.

2. 관련이론

엔진의 배기계는 Fig.2와 같이 엔진, 배기관(exhaust pipe), 소음기(muffler), 그리고 꼬리관(tail pipe)의 넷으로 나눌 수 있다. 그림에서 소음기는 요소 2에서 $n-1$ 까지를 포함하고, 요소 1은 꼬리관, 요소 n 은 배기관,

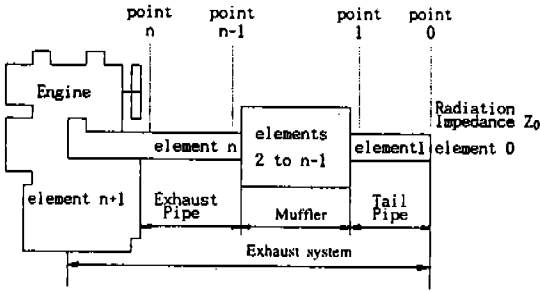


Fig. 2 Typical engine exhaust system

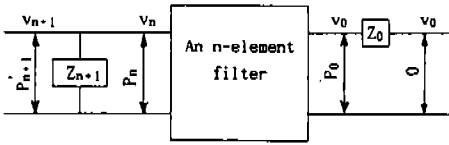


Fig. 3 A block diagram of a one-dimensional filter

요소 $n + 1$ 은 음원을 표시한다.

배기계 각 위치에서 음압 P 와 음의 입자속도 (particle velocity) 에 대응한 질량속도 V 의 관계를 Fig.3 과 같이 1 차원 필터 (filter) 블록 다이어그램으로 표시하고 해석하는 것이 편리하다.¹⁸⁾ 그림에서 n 개 요소를 갖는 필터는 소음기 (요소 2 에서 $n - 1$) 와 꼬리관 (요소 1) 및 배기관 (요소 n) 을 포함한다. 임피던스 Z 는 음압 P 와 질량속도 V 의 비인 $Z = P/V$ 를 뜻하며, 그림에서 Z_0 는 꼬리관에서 방사 임피던스 (radiation impedance), Z_{n+1} 은 음원의 내부 임피던스 (internal impedance) 를 나타낸다.

소음기 요소의 특성은 그 요소의 전달행렬 (transfer matrix) 로 표현할 수 있으며 Fig. 2 의 점 1 과 n 을 연결하는 전달행렬 $[T]$ 는 다음과 같이 정의한다.

$$\begin{pmatrix} P_n \\ V_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_1 \\ V_1 \end{pmatrix} \quad (1)$$

소음기의 투과손실 (transmission loss : TL) 은 그 요소로 입사하는 음의 파워레벨 L_{wi} 와 투과음의 파워레벨 L_{wt} 의 차로서 다음

과 같이 정의한다.

$$TL = L_{wi} - L_{wt} \quad (2)$$

투과손실을 전달행렬을 이용하여 나타내면 다음과 같다.

$$TL = 20 \log \left\{ \left(\frac{Y_1}{T_n} \right)^{1/2} \left| \frac{T_{11} + T_{12}/Y_1 + Y_n T_{21} + (Y_n/Y_1) T_{22}}{2} \right| \right\} \quad (3)$$

식에서 Y 는 진행파에 대한 관의 특성 임피던스 (characteristic impedance) 로서 음속 a_0 와 관의 단면적 S 의 비인 $Y = a_0/S$ 로 나타낼 수 있다.

삽입손실 (insertion loss : IL) 은 소음기가 있을 때와 없을 때 방사되는 소음파워레벨의 차로서 정의된다. Fig.3 의 필터 해석을 통하면 삽입손실을 다음 식으로 나타낼 수 있음을 알 수 있다.

$$IL = 20 \log \left\{ \left(\frac{\rho_{0,2} R_{0,1}}{\rho_{0,1} R_{0,2}} \right)^{1/2} \left| \frac{Z_{n+1}}{Z_{n+1} + Z_0} \frac{V_{n+1}}{V_0} \right| \right\} \quad (4)$$

식에서 $\rho_{0,1}$ 과 $R_{0,1}$ 은 소음기가 없을 때 방사단의 밀도 및 방사저항을 나타내고 $\rho_{0,2}$ 와 $R_{0,2}$ 는 소음기를 부착했을 때의 밀도 및 방사저항을 나타낸다. 관끝의 온도 및 방사임피던스 Z_0 가 소음기를 달 때와 달지 않았을 때 변화가 없다면 밀도와 방사저항의 변화가 없으므로 IL 은 다음 식과 같이 간단하게 나타낼 수 있다.

$$IL = 20 \log \left| \frac{Z_{n+1}}{Z_{n+1} + Z_0} \frac{V_{n+1}}{V_0} \right| \quad (5)$$

식에서 음원의 질량속도 V_{n+1} 과 방사단에서의 질량속도 V_0 의 비는 음원과 부하사이의 전달행렬을 구하여 얻을 수 있다. 소음기 시스템

템, 즉 배기관 입구에서 꼬리관 끝까지의 전달행렬을 $[T]$ 라고 하면 음원과 부하 사이의 전달행렬은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{pmatrix} P_{n+1} \\ V_{n+1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z_{n+1} & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_0 \\ V_0 \end{pmatrix} \quad (6)$$

전달행렬 $[T]$ 의 요소를 사용하면 속도비 V_{n+1}/V_0 를 다음 식으로 구할 수 있다.

$$\frac{V_{n+1}}{V_0} = \frac{Z_0}{Z_{n+1}} T_{11} + Z_0 \cdot T_{21} + \frac{T_{12}}{Z_{n+1}} + T_{22} \quad (7)$$

식(7)을 식(5)에 대입하여 삽입손실을 나타내면 다음과 같다.

$$IL = 20 \log \left| \frac{Z_{n+1}}{Z_{n+1} + Z_0} \left(\frac{Z_0}{Z_{n+1}} T_{11} + Z_0 \cdot T_{21} + \frac{T_{12}}{Z_{n+1}} + T_{22} \right) \right| \quad (8)$$

식에서 삽입손실은 소음기의 전달행렬 요소 $[T]$ 와 음원 및 방사단 임피던스의 함수임을 알 수 있다. 소음기 시스템의 전달행렬 $[T]$ 는 소음기의 전달행렬이 주어지면 배기관과 꼬리관의 전달행렬을 곱하여 쉽게 구할 수 있다. 음원과 방사단이 무반사단이고 단면적이 같으면, $Z_{n+1} = Z_0 = Y_1 = Y_2$ 이므로 식(3)과 식(8)은 일치된다. 즉, 삽입손실은 투과손실과 같아진다.

통과유속의 마하(Mach) 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.¹⁶⁾

$$\begin{aligned} Z_0/Y_0 &= \frac{(kr_0)^2}{4} - M \cdot \left(1 + (0.6133 kr_0)^2 \right) \\ &+ j \cdot 0.6133 kr_0 \end{aligned} \quad (9)$$

식에서 k 는 주파수가 f 일 때 $k = 2\pi f/a_0$

로 정의된 파수(wave number)를 나타낸다.

본 논문에서 음원의 임피던스는 음원을 가동코일형 스피커로 할 때나 엔진으로 할 때 모두 무반사조건, 즉 $Z_{n+1} = a_0/S$ 로 가정하였다.

단순 팽창형 소음기의 전달행렬은 기류의 속도가 균일하다고 가정하면 단면적이 일정한 관요소의 전달행렬과 같으므로 점성은 무시할 때 다음식으로 구할 수 있다.

$$\begin{pmatrix} P \\ V \end{pmatrix}_{z=0} = e^{-jMk_c L} \begin{pmatrix} \cos k_c L \\ (j/Y) \sin k_c L \\ jY \cdot \sin k_c L \\ \cos k_c L \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P \\ V \end{pmatrix}_{z=L} \quad (10)$$

식에서 k_c 는 대류효과를 고려한 파수로서 $k_c = k/(1-M^2)$ 를 뜻한다.

다공형 소음기의 전달행렬은 Sullivan의 수치계산 알고리즘을 사용하여 구할 수 있으며^{7,8)} 다공관의 단위면적당 임피던스 Z 는 Rao등에 의하여 $M \leq 0.2$ 의 범위에서 최근 다음과 같은 실험식이 제시되었다.¹⁰⁾

$$\begin{aligned} Z &= [7.337 \times 10^{-3} (1 + 72.23M) + j \\ &2.2245 \times 10^{-6} (1 + 51t)(1 + 204d_h) \\ &f]/\sigma \end{aligned} \quad (11)$$

식에서 t 와 d_h 는 다공관의 두께와 구멍지름을 나타내며, σ 는 공극율(porosity)로서 다공관의 표면적과 관표면에 뚫린 구멍면적의 비로서 정의된 것이다.

기류가 없는 경우의 모델소음기 S_1 과 P_1 의 투과손실과 삽입손실을 계산하여 비교하면 Fig.4와 같다. 그림에서 삽입손실이 투과손실과 다른것은 꼬리관 길이의 영향과 방사임피던스 때문이다. 음원은 무반사로 가정하였으므로 끝단이 무반사로 되면 관의 길이에 상관없이 삽입손실이 투과손실과 같아진다. 먼저, 단순 팽창형의 경우를 보면 투과손실의 주기적인 변화의 폭은 꼬리관 길이 1200mm

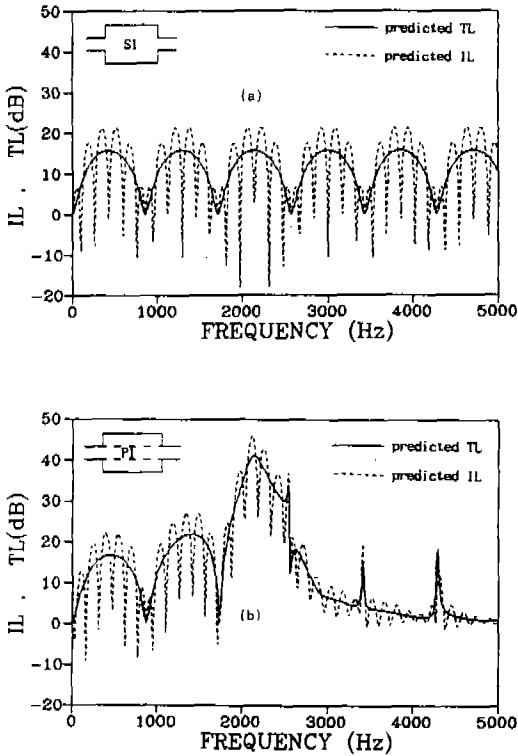


Fig. 4 Predicted TL and IL for $V=0$ m/s

의 기본공명주파수와 같은 것을 알 수 있다. 즉, 꼬리관의 길이가 반파장의 정수배일 때는 소음기가 없는 경우보다 더 큰 파워의 소음을 방사하므로서 부(negative)의 삽입손실이 나타나는 것을 볼 수 있다. 한편, 꼬리관의 길이가 1/4 파장의 홀수배일 때는 꼬리관의 반사작용으로 인하여 삽입손실이 투과손실 보다 최고 6dB나 높게 된다.

다공형 소음기의 경우에는 주파수가 높아질수록 삽입손실과 투과손실의 차이가 감소됨을 볼 수 있다. 이것은 단순 팽창형이 반사형인데 반하여 다공형 소음기는 공명에 의한 반사 특성과 함께 식(11)에서 알 수 있듯이 다공관 구멍의 임피던스의 저항성분으로 인한 흡음특성이 있기 때문이다.

3. 실험

실험장치의 개략도는 Fig.5와 같고 소음기의 각 모델별 치수는 Table 1에 요약하였다.

소음기의 성능실험은 음원을 가동코일형 스피커(moving coil type speaker)와 엔진인 경우로 구분하여 수행하였으며 먼저, 스피커를

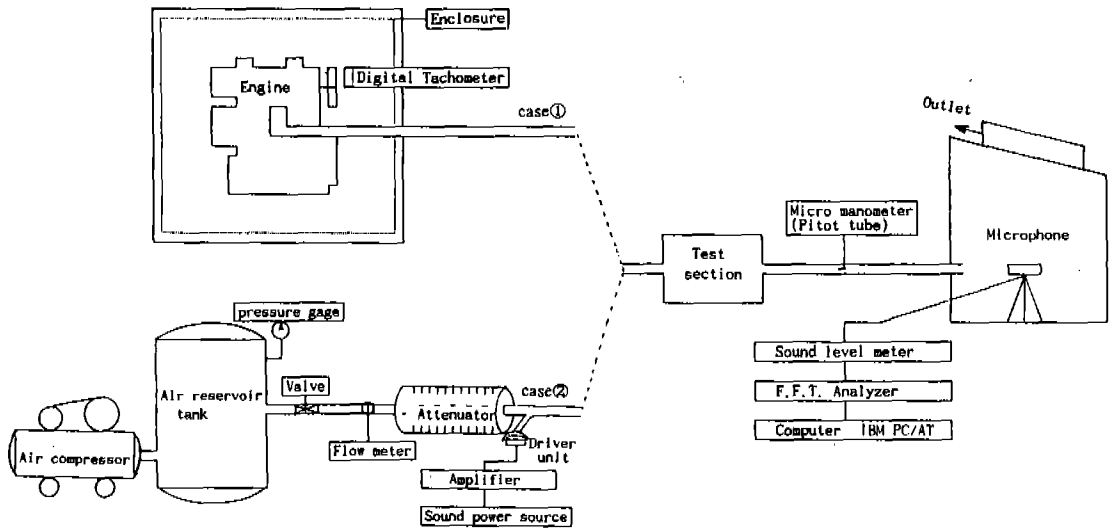


Fig. 5 Schematic diagram of the experimental apparatus (case ① speaker and flow, case ② engine)

Table 1 Dimensions of the model mufflers

	symbol	d	D	L	L ₁	a	b	d _h *	σ**	t***
Simple expansion type	S1	20	70	200	1200	—	—	—	—	—
	S2	45	120	200	2200	—	—	—	—	—
perforated resonance type	P1	20	70	200	1200	10	10	3	2.4*	1
	P2	45	120	200	2200	10	10	3	4.0*	3

(Unit : mm)

* hole diameter, ** porosity, *** thickness

음원으로 하는 경우는 신호 발생기에서 나온 신호를 증폭시킨 후, 관에 연결된 가동코일형 스피커로 광대역음을 발생시켰다. 또한, 엔진과 동일한 유속조건을 갖도록 하기 위하여 15 마력의 왕복형 압축기를 이용하여 용량이 1.5 m³인 저장용기에 7kg/cm²까지 압축한 공기를 공급하였으며 기류의 유입과정에서 밸브와 관로 등에서 발생하는 기류소음을 차단하기 위하여 흡음형 소음기를 상류측에 설치하였다.

엔진을 음원으로 사용할 때는 소음기를 엔진 배기관에 직접 연결하고 엔진을 무부하 상태로 운전하여 실험하였으며 엔진의 회전수는 회전수 측정계(tachometer)를 이용하여 측정하였다. 엔진의 제원은 단기통 4행정 수냉식 디젤기관으로 최대 출력과 회전수는 각각 8.5 마력과 2200 RPM이다.

유속은 꼬리관의 끝에서 200 mm 상류측에 지름 1.5 mm의 피토투관(Pitot tube)을 관 중앙에 설치하고 해상도가 2m/s인 마이크로 마노미터(micro manometer)와 연결하여 측정하였다. 온도의 측정은 아날로그식 풍속계인 anemomaster (KANOMAX, Model 24-6111)를 이용하여 유속의 측정위치에서 행하였으며 실험시의 실의 온도는 18°C였다. 또한 기류 및 엔진 배기가스 온도는 기류속도와 엔진회전수에 따라 다소의 차이가 있으나 본 실험의 기류속도와 회전수 범위내에서는 각각 20°C와 40°C 정도를 나타내었다.

소음기에서 방사되는 음은 ISO 3743에서 권장하는 잔향실의 기본규격을 축소시켜 제작한 체적이 4.75 m³인 간이 잔향실에서 측정하였다. 잔향실내에서 음압의 측정위치는

저주파영역에서 2dB에서 3dB, 고주파영역에서는 2dB 이내의 편차를 나타내는 위치에서 행하였다. 음압은 1/2인치 콘덴서형 마이크로폰(B & K)과 증폭기 및 소음계(sound level meter)를 거쳐서 FFT에서 분석하였으며 분석된 데이터는 IEEE-488 인터페이스를 이용하여 퍼스날 컴퓨터로 전송시켜 자료를 처리하였다.

4. 결과 및 고찰

Fig.6은 지름이 작은 모델 S₁과 P₁에 대하여 유속이 없는 경우에 삼입손실의 실험결과를 이론예측과 비교 도시한 것이다. 그림(a)는 단순 팽창형 소음기의 경우로서 실험결과와 이론예측의 전체적인 경향은 잘 일치한다고 할 수 있다. 특히, 앞에서 언급한 바와 같이 배기관과 꼬리관의 기본공명음에 좌우되는 삼입손실의 주기적인 골은 낮은 주파수 영역에서는 실험결과와 이론결과가 일치하나 약간의 오차를 포함하고 있는 것으로 주파수가 높아질수록 누적된 오차의 배수로 인하여 주기적인 골의 위치가 차이를 갖는다고 할 수 있다. 이것은 삼입손실의 계산에서 음향학적으로 배기관과 꼬리관의 유효길이를 정확하게 고려하지 못한데서 오는 오차라 할 수 있다. 또한, 측정 한 삼입손실 크기의 변화폭은 이론예측보다 적으며 특히 골의 깊이에 있어서 실험결과가 이론보다 훨씬 얕아서 부(negative)의 삼입손실은 거의 나타나지 않는다. 그리고 주파수가 높을수록 꼬리관의 영향이 작게 되는 것을 볼 수 있는데, 이것은 식(9)의 적용범위를 넘어서는 고주파 영역에서는 점차 무반사단의 특성을 나타낸다고 볼 수 있다. 그림(b)의 다공형 소음기의 경우는 2000 Hz 부근에서 실험결과가 이론예측보다 낮게 나타나는 것을 제외하면 실험과 이론이 잘 일치한다고 볼 수 있다. 특히, 2000 Hz 대역에서의 오차는 다공형 소음기의 공명주파수 영역으로 다공관 구멍을 통과하는 음의 입자속도의 비선형적인 거동에 그 원인이 있다고 사료된다. 또한 다공형 소음기가 팽창형 소음

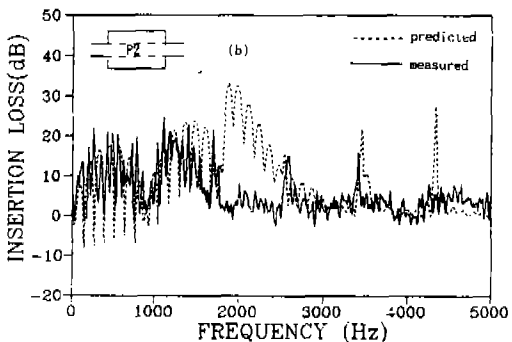
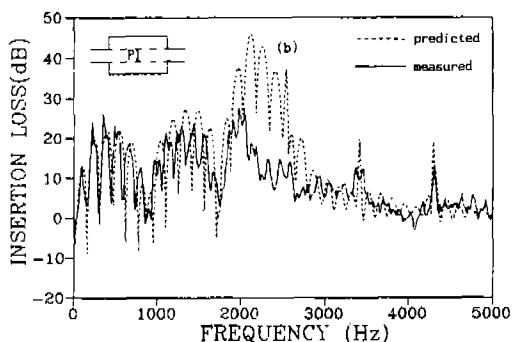
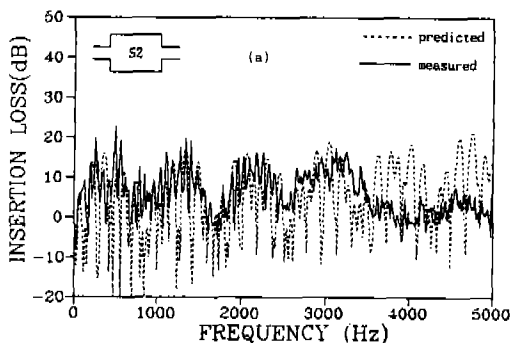
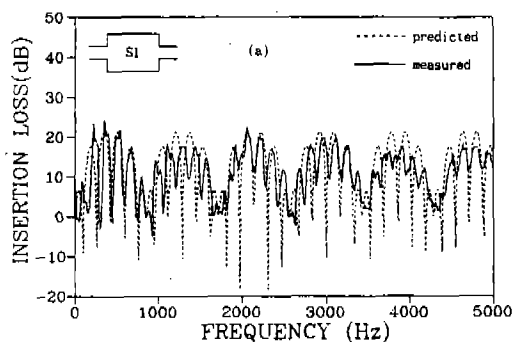


Fig. 6 Comparison between measured and predicted insertion loss of S1 and P1 for $V=0\text{ m/s}$

Fig. 7 Comparison between measured and predicted insertion loss of S2 and P2 for $V=0\text{ m/s}$

기보다 삽입손실의 요동이 적고 주파수가 높을수록 요동이 적어지는 특성은 예측한 바와 같다고 할 수 있다.

Fig. 7의 그림(a)와 그림(b)는 지름이 큰 모델인 S2와 P2에 대해서 삽입손실의 이론예측과 실험결과를 비교한 것으로서 팽창형이나 다공형 모두 낮은 주파수에서는 이론예측과 실험결과가 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 즉, 그림(a)의 단순팽창형 소음기의 경우는 제 1차 원형대칭 모드인 3480 Hz 까지 그리고 그림(b)의 다공형 소음기의 경우는 제 1차 축대칭 모드가 여기가 되는 1650 Hz 까지 이론예측과 실험결과가 잘 부합하는 것을 알 수 있다.

Fig. 8에서 Fig. 11까지는 가동코일형 스피커에 의한 음원과 저장용기에서 공급하는 일

정한 유속의 통과기류가 있을 때 소음기의 삽입손실을 실험하고 이론예측과 비교한 것이다.

먼저 Fig. 8과 Fig. 9는 각각 팽창형 소음기 모델 S1과 S2에 대하여 기류의 유속이 변화할 때 삽입손실의 이론예측과 실험결과를 비교 도시한 것이다. Fig. 8의 전체적인 특성은 Fig. 6의 기류가 없는 경우에서 설명하였듯이 실험결과는 이론예측보다 변화의 폭이 낮으며, 삽입손실은 거의 나타나지 않는다. 팽창형의 경우는 이론상 삽입손실의 크기가 유속의 변화에 거의 영향을 받지 않는 것으로 나타나나 실험결과는 유속이 높을수록 삽입손실의 크기가 감소하는 것을 보여준다. 이것의 주된 이유는 기류에 의하여 소음기 자체에서 발생하는 자생소음이 생기기 때문이다. 즉, 소음기가 있을 때 소음기내에서 기류에 의하여

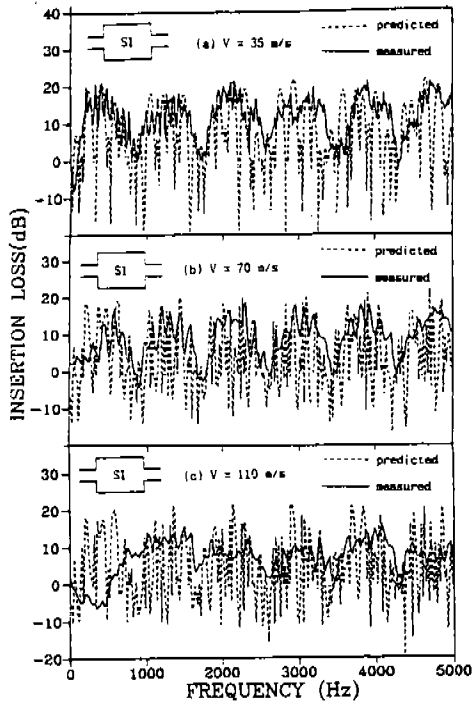


Fig. 8 Effect of the steady flow on the performance of the simple expansion type muffler S1

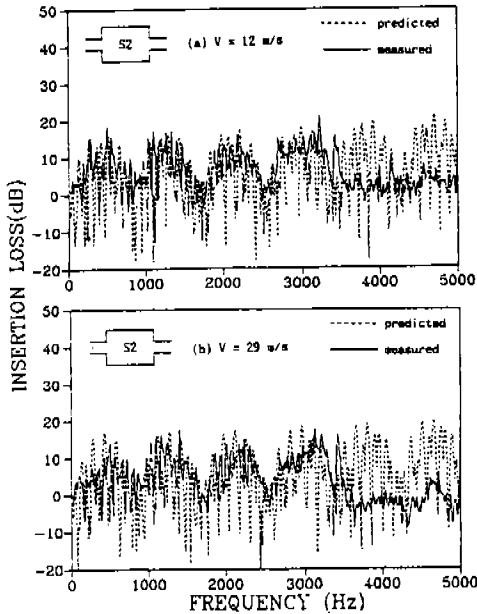


Fig. 9 Effect of the steady flow on the performance of the simple expansion type muffler S2

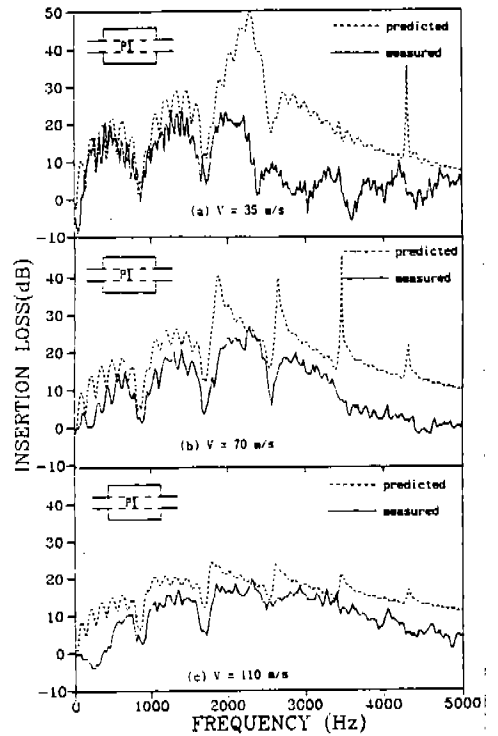


Fig. 10 Effect of the steady flow on the performance of the perforated tube muffler P1

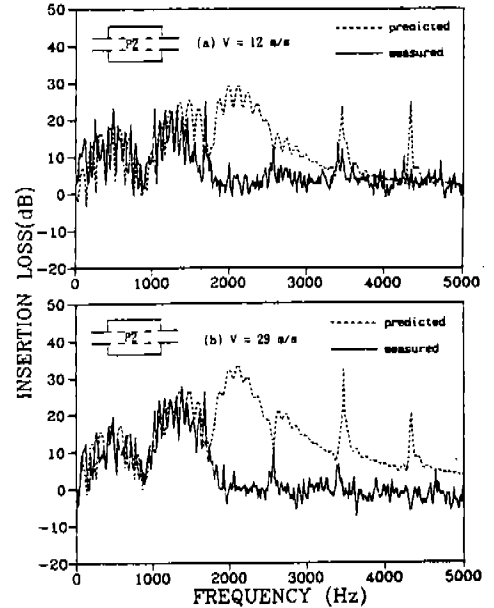


Fig. 11 Effect of the steady flow on the performance of the perforated tube muffler P2

발생하여 방사되는 소음파워가 음원에서 방사되는 소음파워보다 크면 기류음에 의하여 삽입손실이 결정되며 기류음을 무시하고 예측한 결과보다 측정결과는 낮아지게 된다. 이러한 기류소음은 저주파 소음이기 때문에 Fig. 8에서 유속이 110m/s 일 때 500 Hz 이하에서 부의 삽입손실이 나타난 원인은 바로 기류음에 의한 것임을 알 수 있다.¹⁸⁾ 또한, Fig. 9의 결과에서도 기류가 없는 경우인 Fig. 7의 그림(a)에서와 같이 대칭모우드가 여기됨을 볼 수 있다.

Fig. 10과 Fig. 11은 다공형 소음기의 유속에 따른 성능변화에 대한 이론예측과 실험결과를 비교 도시한 것이다. Fig. 10의 그림(b)에서 삽입손실의 이론예측과 실험결과는 주파수 특성은 비교적 잘 일치하나 크기에 있어서 예측치가 실험치보다 현저히 높은 것을 알 수 있다. Fig. 10의 그림(c)에서 유속이 증가하면 식(11)의 임피던스의 실수부인 저항이 증가하여 다공관의 흡음효과가 높아지기 때문에 삽입손실의 예측치나 실험치 모두 평탄한 주파수 특성을 나타내고 있으나 그 크기는 역시 예측치가 실험치보다 높다. 이처럼 전체적으로 실험결과가 이론예측보다 성능이 낮은 경향을 나타내는 것은 임피던스 모델의 불완전함에 기인한다고 할 수 있으며 특히, 식(11)은 점선속도만을 고려하고 있는 것으로 실제는 점선속도외에도 구멍을 통과하는 관통속도(through flow)로 인하여 임피던스가 증가하는 것에 그 원인이 있다고 생각된다. Fig. 10의 유속이 35m/s로 낮은 경우 공명주파수 부근인 2000 Hz와 3000 Hz 사이에서 오차가 큰 것은 Fig. 6의 그림(b)에서 설명한 바와 같이 비선형적인 특성이 나타나기 때문으로 사료된다. 그림에서 다공형 소음기가 Fig. 8의 단순 팽창형 소음기에 비하여 유속이 높은 경우에도 양호한 삽입손실이 나타나는 것을 알 수 있으며 이것은 팽창형에 비하여 다공형 소음기의 기류소음이 적기 때문이라고 할 수 있다.¹⁹⁾

Fig. 12와 Fig. 13은 지름이 큰 소음기 S_2

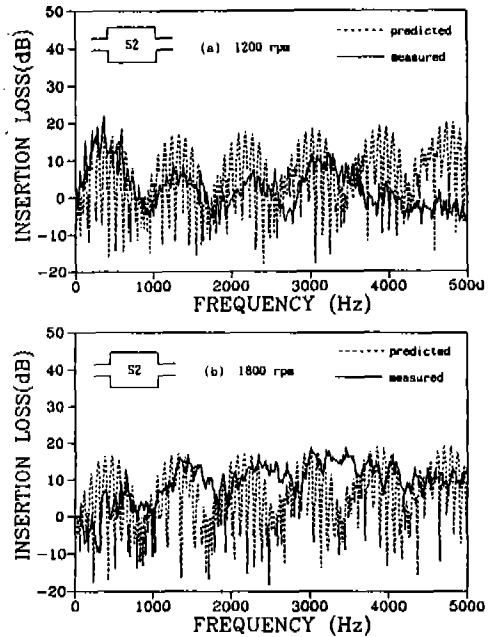


Fig. 12 Performance of the simple expansion type muffler on a single-cylinder engine

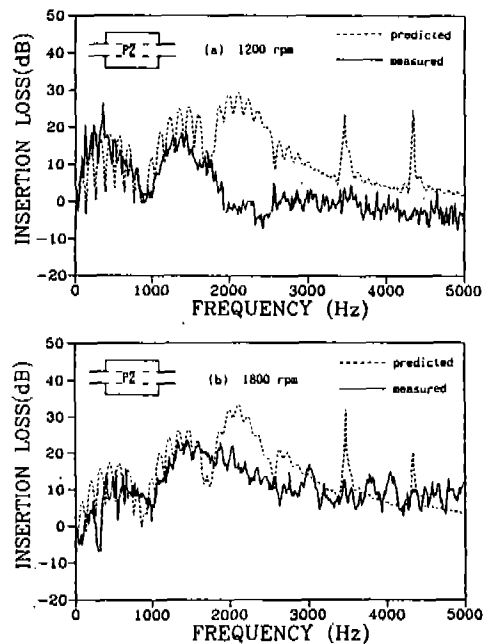


Fig. 13 Performance of the perforated tube muffler on a single-cylinder engine

와 P_2 를 엔진에 부착하여 엔진 회전수를 변화시키면서 삽입손실을 구하고 이론예측과 비교 도시한 것이다. 이론모델에서는 기류에 의한 자생소음(self-noise)을 고려하지 않았으며 또한, 이론적인 계산에서 기류의 마하수는 피토판으로 실측한 유속을 사용하였으며 엔진 회전수가 1200RPM일 때 출구유속은 12m/s 이고 1800RPM에서는 29m/s로서 Fig. 9 및 Fig.11의 유속과 일치하는 값이다.

Fig.12의 단순 팽창형의 경우 1200RPM에서 주파수 1000Hz까지는 삽입손실의 실험결과가 이론예측보다 다소 높게 나타나지만 근사적으로 일치한다고 할 수 있다. 그러나 이 보다 높은 주파수대역에서는 이론성능보다 실험결과가 현저히 낮아질뿐 아니라 주파수 특성도 맞지 않는 것을 알 수 있다. 회전수가 더욱 높은 1800RPM에서는 이론예측과 실험결과는 전혀 일치하지 않음을 볼 수 있다. 이와 같이 엔진회전수에 따라 소음기의 성능이 크게 달라지는 것은 맥동적인 기류로 인한 자생소음이 주된 원인이라고 생각되며, 이것은 통과유속이 일정한 경우의 소음성능인 Fig. 9와의 비교에서 확인할 수 있다. 즉, 맥동적인 유속의 시간 평균속도인 일정한 유속의 기류가 있는 경우에는 삽입손실의 측정결과는 이론예측치와 거의 일치하나 맥동적인 경우에는 이론예측과는 전혀 다른 성능을 나타내게 된다.

Fig.13은 다공형 소음기의 경우로서 Fig. 12의 단순 팽창형의 결과와는 달리 차단주파수 1650Hz까지는 실험결과와 이론예측값이 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 즉, Fig.10과 Fig.11의 일정한 기류에 의한 실험에서도 그러했듯이 엔진에 장착했을 때도 다공형 소음기의 성능이 단순 팽창형에 비하여 좋은 성능을 나타내는 것을 볼 수 있다. 특히 엔진소음의 주된 파워가 2000Hz 미만에 모여있기 때문에 2000Hz 이하의 성능이 소음기 성능을 지배하게 되므로 다공형이 단순 팽창형에 비하여 높은 성능을 보인다고 할 수 있다. 지름이 작은 모델 소음기 S1과 P1도 엔진에

장착하여 실험하였으나 결과는 이론 예측보다 훨씬 낮은 성능을 보였으며 그것은 소음기 용적의 감소로 인한 통과유속의 증가때문에 기류소음이 지배적으로 작용하는데 그 원인이 있다고 할 수 있다. 또한, 다공형 소음기에서도 자생소음의 영향은 유속과 함께 크게 나타나며 일정한 유속의 경우보다 맥동적인 경우에 더욱 큰 자생소음이 나타난다. 그러나 단순 팽창형과 비교하면 다공형 소음기의 자생소음 레벨은 낮기 때문에 맥동적인 배기나 고속기류로 인한 자생소음이 문제가 되는 경우에는 다공형 소음기가 단순 팽창형 소음기보다 훨씬 양호한 성능을 갖는다고 할 수 있다.

5. 결 론

이상과 같이 고속유동을 갖는 다공형 소음기의 성능에 관하여 연구한 결과 다음과 같은 결론을 내릴 수 있다.

1) 다공형 소음기의 성능은 통과유속의 크기에 크게 영향을 받으며 유속이 높을수록 삽입손실이 저하되며 주파수 특성은 평탄하게 된다. 기류의 속도가 일정한 경우보다 엔진의 경우처럼 맥동적인 경우에 삽입손실의 저하는 더욱 현저하게 되며 이것은 정상유동의 경우보다 맥동유동에서 자생소음이 더 크기 때문이다. 단순 팽창형 소음기와 비교하면 다공형 소음기는 고속의 정상유동이나 맥동유동이 있는 경우에 훨씬 우수한 소음성능을 나타내므로 고속유동용 소음기로서 다공형 소음기가 효과적이라고 할 수 있다.

2) 기존의 임피던스 모델을 사용하여 구한 이론적인 삽입손실의 주파수 특성은 측정값과 유사하나 그 크기는 측정값보다 높은 값을 나타내며 이러한 특성은 유속이 정상속도로 110m/s일 때까지 같은 경향을 나타낸다. 따라서, 실측값과 일치하는 이론예측을 위해서는 유동특성이 고려된 보다 정확한 임피던스 모델의 개발이 필요하다.

3) 엔진 소음기의 경우 맥동유동에 의한

자생소음의 발생이 소음기 성능에 크게 영향을 미치게 되며 맥동유동인 경우는 유속이 극히 낮은 경우가 아니면 정상유동에서 구한 임피던스 모델의 적용이 불가능하다.

후 기

본 연구는 상공부의 1991년도 공업기반기술개발사업(과제번호: 911-7-4) 연구비의 일부 지원에 의하여 수행된 것으로, 이에 감사하는 바이다.

참 고 문 헌

1. M. Fukuda, N. Kogima, T. Iwaishi, "A Study on mufflers with air flow" (1st Report Generation of Noise from Expansion Cavity Type Mufflers due to Mean Flow), Bulletin of the JSME, Vol.26, No.214, pp.562-568, 1983.
2. H. Izumi, N. Kogima, M. Fukuda, "A Study on mufflers with air flow" (2nd Report Various Methods for the Reduction of Air Flow Noise), Bulletin of the JSME, Vol.28, No.238, pp.631-637, 1985.
3. A.J. Green and P.N. Smith, "Gas flow noise and pressure loss in heavy vehicle exhaust systems," Imech E, C17/88, pp.47-54, 1988.
4. Lewis H. Bell, "Industrial Noise Control," MARCEL DEKKER, 1982.
5. M.G. Prasad and M.J. Crocker, "Insertion loss studies on models of automotive exhaust systems," J. Acoust. Soc. Am., Vol.70(5), pp.1339-1344, 1981.
6. P.T. Thawani and K. Jayaraman, "Modeling and applications of straight-through resonators," J. Acoust. Soc. Am., Vol.73(4), pp.1387-1389, 1983.
7. J.W. Sullivan, "A method of modeling perforated tube muffler components. I. Theory," J. Acoust. Soc. Am., Vol.66(3), pp.772-778, 1979.
8. J.W. Sullivan, "A method for modeling perforated tube muffler components. II. Applications," J. Acoust. Soc. Am., Vol.66(3), pp.779-788, 1979.
9. 권영필, 현길학, 이동훈, 서기원, "다공형 소음기의 성능에 관한 연구," 한국자동차 공학회 논문집 제12권, 제5호, pp.85-95, 1990.
10. K.N. Rao and M.L. Munjal, "Experimental evaluation of impedance of perforates with grazing flow," J. Sound Vib. Vol.108(2), pp.283-295, 1986.
11. M.G. Prasad and M.J. Crocker, "Studies of acoustical performance of a multi-cylinder engine exhaust muffler system," J. Sound Vib. Vol.90(4), pp.491-508, 1983.
12. Y.N. Chen, "Lateral Helmholtz resonator silencer with turbulence absorption," Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol.182, Pt.1, No.3, pp.60-72, 1967-68.
13. G.D. Callow and K.S. Peat, "Insertion loss of engine intake and exhaust silencers," Imech E, C19/88, pp.39-46, 1988.
14. M.G. Prasad and M.J. Crocker, "Insertion loss studies on models of automotive exhaust systems," J. Acoust. Soc. Am., Vol.70(5), pp.1339-1344, 1981.
15. M.G. Prasad and M.J. Crocker, "Acoustical source characterization studies on a multi-cylinder engine exhaust system," J. Sound Vib., Vol.90(4), pp.479-490, 1983.
16. D.F. Ross and M.J. Crocker, "Measurement of the acoustic internal source impedance of an internal combustion engine," J. Acoust. Soc. Am., Vol.74(1), pp.18-27, 1983.
17. H. Moriyama, S. Murakami, and S. Hagi, "Studies on noise generated by flow in expansion chamber type silencers" (1st, Report The Effects of the Geometric Parameters on Noise Characteristics), 日本機械學會 論文集 (B編), 53卷 495號 (昭62-11).
18. M.L. munjal, "Acoustics of ducts and mufflers," John Wiley & Sons, 1987.
19. 이동훈, 오승환, 권영필, "다공형 소음기의 유동소음에 관한 실험적 연구," 대한기계학회, '91추계 학술대회 논문집, pp.408-411, 1991.