

84년도 한국음향학회 추계학술발표회 논문집

임의의 기하학적 형태를 갖는

팽창형 소음기역 대한 이론적 전달 손실 예측법

이정근^o, 이병호

한국과학기술원 기계공학과 음향학 및 동력학 연구실

THEORETICAL PREDICTION OF TRANSMISSION LOSS FOR EXPANSION-CHAMBER TYPE MUFFLERS WITH ARBITRARILY SHAPED GEOMETRIES

JEONG-GUON IH and BYUNG-HO LEE

ACOUSTICS & DYNAMICS LAB, DEPT. OF MECHANICAL ENG., KAIST

음향 임피던스가 바뀌는 곳에서 발생하는 고차 모드 음파는 때때로 막아서 매우 중요한 의미를 갖는다. 현재와 같이 몇 개의 모듈로 직렬 연결되는 복잡한 소음기에서는, 이러한 고차 모드 음파를 고려하지 않는 한, 매우 좁은 저주파수 영역에서만 그 성능에 대한 정확한 이론적 예측을 기대할 수 있다.

고차 모드 음파의 발생 및 전파에 대한 이론적 계산법에 대한 연구는 그동안 많은 연구가 있었으나 [1~6], 그 대상이 동심축 상에 배열된 입,출구관에만 국한되거나, 너무 복잡한 수식 관계로는 계산 시간의 한계성 등으로 인하여, 실제로 임의의 기하 형상에 대해 사용하기에는 거의 불가능한 것들이었다. 그러나, 이 소음기 계를 가상적 피스톤에 의해 여기된 튜브의 모델로 생각한 후, 그 전체적인 경계 조건을 함께 고려하는 경우, 내부에서의 속도장 및 음압장을 그 입벽 체적 속도, 임피던스 및 각 모드에 의한 영향 등의 함수로써 표시가 가능하게 된다 [7, 8].

본 연구는 Okda[7]가 고려한 동심 팽창형 소음기의 전달 손실 예측법에 대한 일반화로서, 평균류 및 입,출구관의 위치에 대한 전달 손실 예측을 행하였다. 이론에 의한 전달 손실의 스펙트럼과 실험적인 값은, 음향학적으로 긴 경우나 짧은 경우 어느 쪽에도 매우 잘 일치한다.

참고 문헌

1. Rayleigh, The Theory of Sound, Vol.2, p.297.
2. Hartig and Swanson, Phys. Rev., V. 54, 618-

626 (1938).

3. Miles, JASA, V. 16, 14-19 (1944).
4. El-Sharkawy and Nayfeh, JASA, V. 63, 667-674 (1978).
5. Craggs, JSV, V. 48, 377-392 (1976).
6. Morse & Ingard, Theoretical Acoustics, P.492.
7. Okda, JASJ, V. 29, 199-206 (1973).
8. Ih & Lee, Proc. 2nd Japan-Korea Symposium on Acoustics, 173-178 (1983) ; Ih & Lee, to be appeared in JASA.

The average sound pressure acting on the inlet and outlet ports

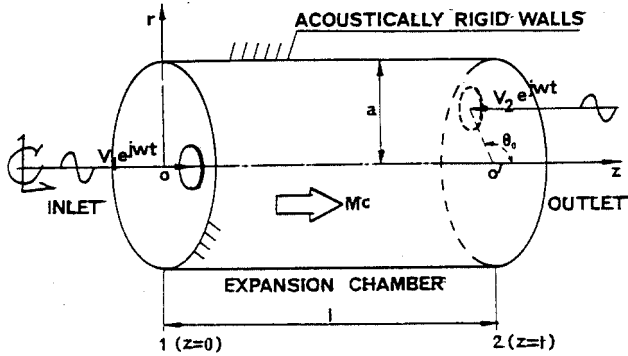
$$\begin{aligned}
 \bar{p}_{in} &= (-1)^i U_1 Z \left[\frac{2 \exp(j2k_M \epsilon / (1-M))}{\exp(j2k_M \epsilon / (1-M)) + 1} \right. \\
 &\quad \left. - \left(\frac{e}{a_1} \right)^2 \frac{4k_{nm}^2 (\lambda_{nm} a_2 / a) J_n^2(\lambda_{nm} \delta_1 / a)}{k_{nm}^2 (1-n^2/\lambda_{nm}^2) (1 - \exp(jk_{nm} \epsilon)) J_n^2(\lambda_{nm} \lambda^2)} \right] \\
 &\quad \left[1 + B_{in} \exp(jk_M \epsilon) \right] \frac{ik_M}{1 + B_{in} \exp(jk_M \epsilon)} \cdot 2Z^{-1} \\
 &\quad (i=1, 2) \\
 \bar{p}_{out} &= (-1)^i U_2 Z \left[\frac{2 \exp(j2k_M \epsilon / (1-M))}{\exp(j2k_M \epsilon / (1-M)) + 1} \right. \\
 &\quad \left. - \left(\frac{a}{a_1} \right)^2 \frac{4k_{nm} \cos n\theta J_1(\lambda_{nm} \delta_1 / a)}{k_{nm}^2 (1-n^2/\lambda_{nm}^2)} \right. \\
 &\quad \left. \frac{J_1(\lambda_{nm} a_2 / a) J_n(\lambda_{nm} \delta_1 / a) J_n(\lambda_{nm} \delta_2 / a)}{(1 - \exp(jk_{nm} \epsilon)) J_n^2(\lambda_{nm} \lambda^2)} \right] \\
 &\quad \cdot \left[\exp(jk_M \epsilon) + B_{out} \exp(j(k_M + k_2^*) \epsilon) \right] \cdot \left[1 + \frac{1 - B_{out}}{1 + B_{out}} \frac{ik_M}{2k} \right]
 \end{aligned}$$

$\{(i=1 \ \& \ i'=2) \ \text{or} \ (i=2 \ \& \ i'=1)\}$

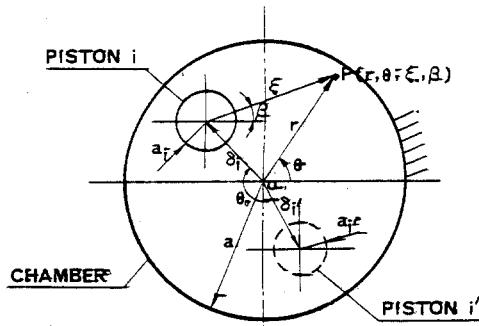
the total averaged sound pressure
on the two pistons

$$\bar{p}_1 = \bar{p}_{11} + \bar{p}_{12},$$

$$\bar{p}_2 = \bar{p}_{21} + \bar{p}_{22}.$$



(a)



(b)

Fig.1. Geometric Relationships

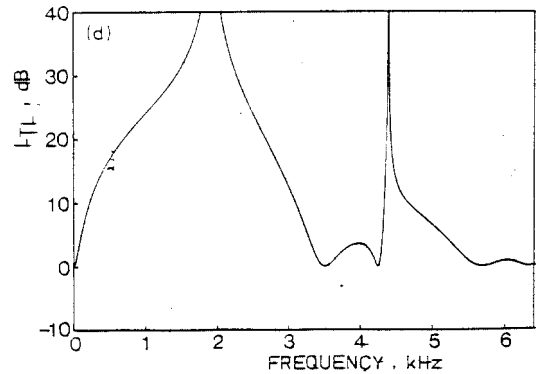
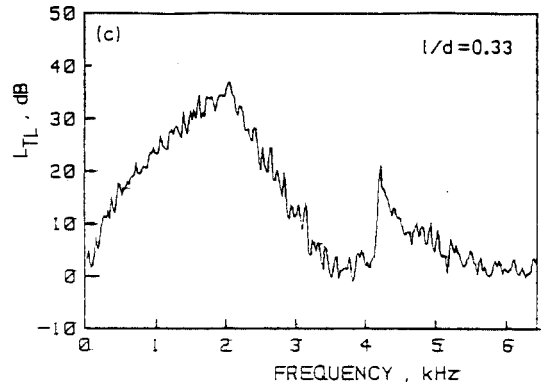
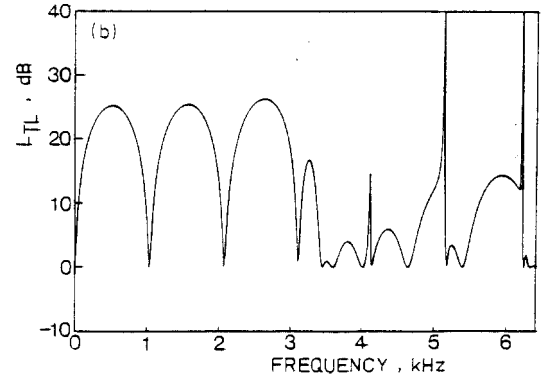
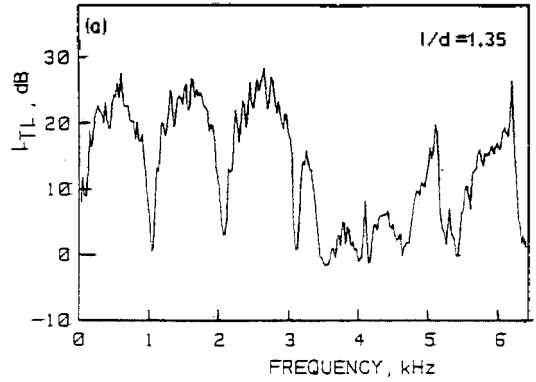


Fig.2. Experimental and Theoretical Results

(a) ~ (d) : Concentric ; (e) ~ (h) : Offset

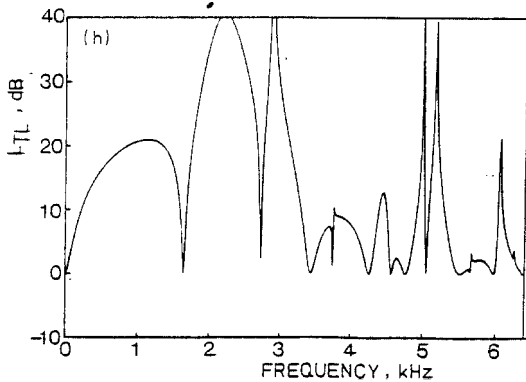
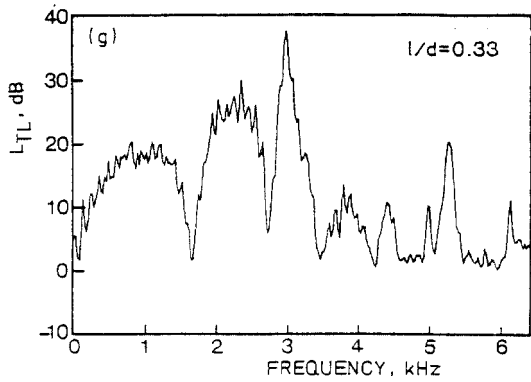
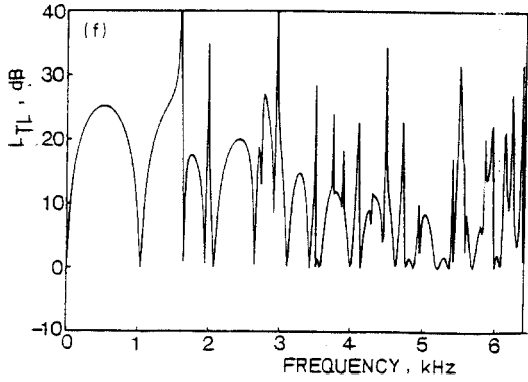
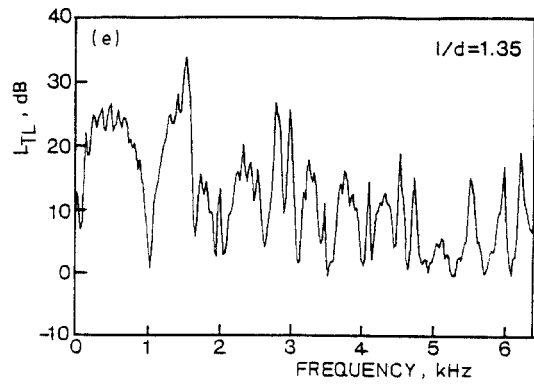
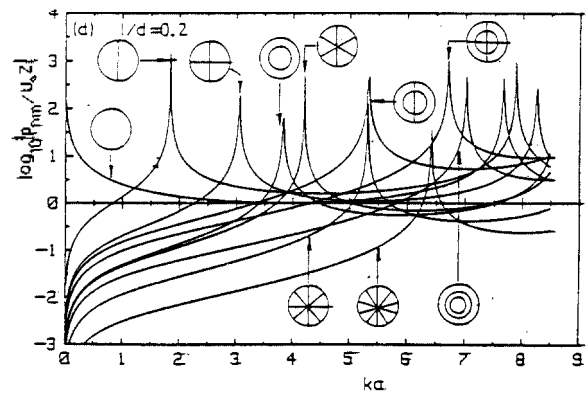
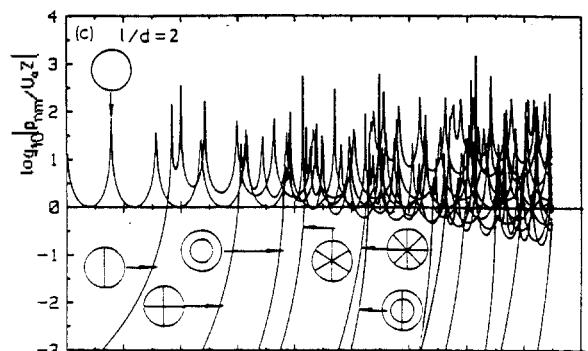
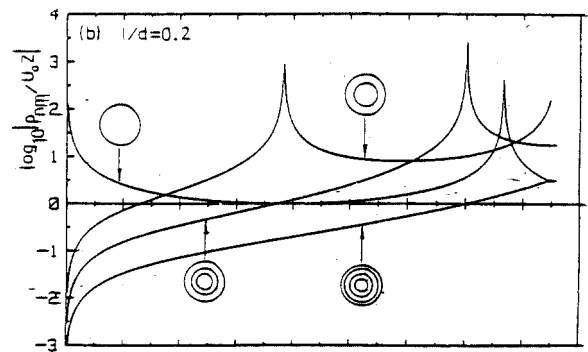
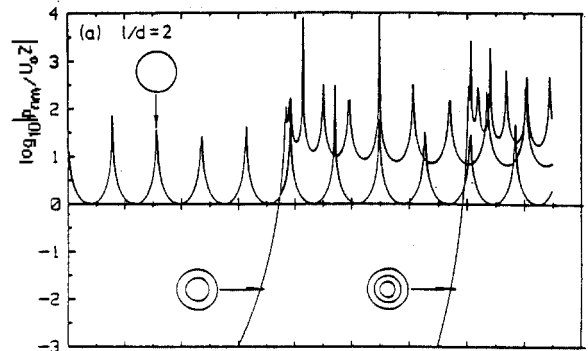


Fig.3. Comparison of Modal Terms

(a),(b) : Concentric ; (c),(d) : Offset



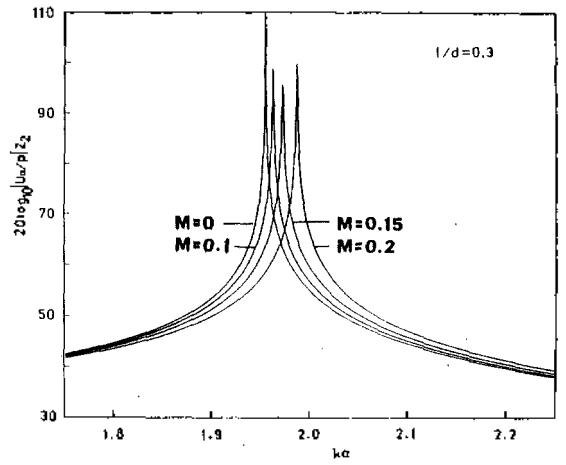
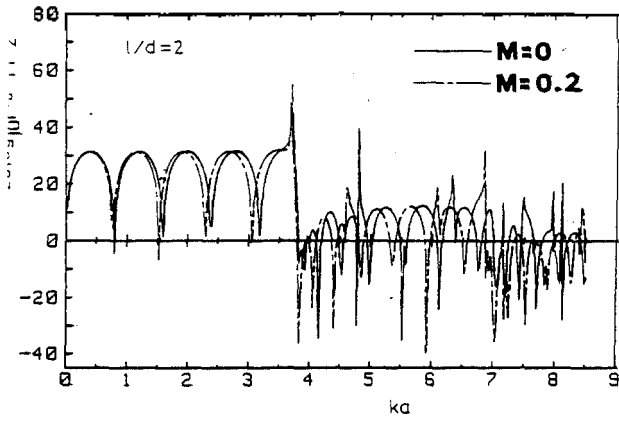


Fig.4. Effects of Mean Flow