

〈論 文〉

3차원 유한요소법을 이용한 타원 단면 소음기의 투과 손실 계산

Prediction of Transmission Loss of Elliptic Expansion Chamber with Mean Flow by 3-Dimensional Finite Element Method

윤 성 기* · 이 응 식**

Sung-Kie Youn and Eung-Shik Lee

〈1993년 6월 5일 접수 ; 1993년 8월 25일 심사완료〉

ABSTRACT

Acoustic characteristics of silencer system are affected by various geometric parameters such as cross sectional geometry, size of chamber, and location of inlet-outlet port. It is impossible to obtain exact solutions of the equations of acoustic wave propagation except few simple cases. So, we resort to numerical techniques to analyze performance of acoustic system. In this work, finite element formulation has been obtained to predict transmission loss of an arbitrary 3-dimensional muffler in the presence of mean flow of low mach number. The effect of the degree of the ellipticity of expansion chambers on the transmission loss has been studied using the resulting finite element equation.

1. 서 론

자동차나 산업기기등의 배출 소음을 줄이기 위하여 사용되는 소음기를 효과적으로 설계하기 위해서는 소음기내의 음파의 특성에 대한 이해가 필요하다. 소음기의 소음 감소 특성에 영향을 미치는 인자는 여러가지가 있다. 특히 소음기의 기하학적 형상, 즉 소음기의 단면 형상과 길이 및 크기, 입출구관의 위치 등이 복잡해지거나 진동수가 특정한 상한치를 넘는 경우에는 단순 평면파 이론에 근거한 음향실의 소음 감소 특성에 관한 해석이 불가능하므로 수치해법을 통한 음파 방정식의 해에 접근해야 할 것이다.

이 연구에서는 임의의 형상에 대한 근사가 용이하며, 복잡한 경계에서 속도와 압력 등의 다양한 경계조건을 쉽게 적용할 수 있으며 요구되는 정확도를

비교적 쉽게 얻을 수 있는 유한 요소법을 사용하였다.

평균 유동(mean flow)과 온도 변화(temperature gradient)가 있는 경우에도 임의의 형상에 대하여 유한 요소법을 이용하여 사단 정수와 투과 손실을 구할 수 있음이 알려졌다.^(1~3) 이 연구에서는 평균 유동이 있는 경우에 온도 변화를 무시하고 매질은 점성(viscosity)이 없는 것으로 가정하여 음향 전달 방정식에서 속도 포텐셜(velocity potential)을 종속 변수로하여 수식화하였다. 수치 해석 결과의 검증을 위하여 원형 단면을 갖는 팽창형 소음기의 평면파 이론해와 비교하였다. 소음기의 단면 형상이 타원인 경우, 타원의 장축과 단축의 비가 변할때 단면 형상과 투과 손실 사이의 관계를 수치적으로 고찰하였다.

2. 이론 및 수식화

2.1 평균 유동이 존재하는 경우의 지배 방정식
이상 기체가 회전이 없고 등엔트로피 유동일때 연

*정회원, 한국과학기술원 기계공학과

**한국과학기술원 기계공학과

속 방정식, 운동량(momentum) 방정식으로부터 다음과 같은 식을 유도할 수 있다^(3,4).

$$\nabla^2 \Phi^* - \left(\frac{1}{a^*}\right)^2 \left[\frac{\partial^2 \Phi^*}{\partial (t^*)^2} + \frac{1}{\partial t^*} (\nabla \Phi^* \cdot \nabla \Phi^*) + \frac{1}{2} \nabla \Phi^* \cdot \nabla (\nabla \Phi^* \cdot \nabla \Phi) \right] = 0 \quad (1)$$

Φ^* 은 속도 포텐셜(velocity potential)이고 t^* 는 시간이다.

또 국부적인 음파의 속력 a^* 는 다음과 같이 주어진다.

$$a^* + (\gamma - 1) \left[\frac{\partial \Phi^*}{\partial t^*} + \frac{1}{2} (\nabla \Phi^* \cdot \nabla \Phi^*) \right] = a_0^2 \quad (2)$$

γ 는 비열비(ratio of specific heat)이고 a_0 는 대기 조건하에서의 음속을 나타낸다.

식 (1)과 (2)의 모든 변수들을 아래와 같이 무차원화 하자.

$$\Phi = \Phi^* / M \cdot a_0 \cdot d, \quad t = t^* \cdot a_0 / d$$

여기서 M 은 유동 속력의 마하수(Mach number)이고, d 는 소음기의 크기를 대표하는 길이이다. 위의 무차원 변수들을 사용하면 식 (1)과 (2)은 식 (3), (4)와 같이 바뀐다.

$$\nabla^2 \Phi - \left(\frac{a_0}{a^*}\right)^2 \left[\frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2} + M \cdot \frac{\partial}{\partial t} (\nabla \Phi \cdot \nabla \Phi) + \frac{M^2}{2} \nabla \Phi \cdot \nabla (\nabla \Phi \cdot \nabla \Phi) \right] = 0 \quad (3)$$

$$\left(\frac{a^*}{a_0}\right)^2 = 1 - (\gamma - 1) \left[M \frac{\partial \Phi}{\partial t} + \frac{M^2}{2} (\nabla \Phi \cdot \nabla \Phi) \right] \quad (4)$$

총 포텐셜 Φ 는 정상 유동 포텐셜 $\bar{\Phi}$ (steady state flow potential)와 시간에 따라 조화 진동을 하는 음향학적 포텐셜 Φ' (acoustic potential)으로 나누어질 수 있다. 이 때에 음향학적 포텐셜 Φ' 은 $\bar{\Phi}$ 에 비하여 아주 작은 값으로 가정할 수 있다.

$$\begin{aligned} \Phi &= \bar{\Phi} + \Phi' e^{i\omega t} \\ \Phi' / \bar{\Phi} &= O(\alpha) \\ \alpha &\ll 1, \quad \omega = \omega^* d / a_0 \end{aligned}$$

여기서 ω^* 은 음향원의 진동수이다.

일반적으로 상용 소음기에서는 평균 유동의 속력이 아주 작으므로 ($M < 0.15$) $M^2 = O(\alpha)$ 로 가정할 수 있으며 이런 조건을 식 (3), (4)에 대입하고 $O(\alpha)$ 항만 취해서 정리하면 식 (5)가 얻어진다.

$$\nabla^2 \bar{\Phi} + \alpha \nabla^2 \Phi' e^{i\omega t} + \alpha \omega^2 \Phi' e^{i\omega t}$$

$$\begin{aligned} &- 2iM\omega\alpha (\nabla \bar{\Phi} \cdot \nabla \Phi') \cdot e^{i\omega t} \\ &- \frac{M^2}{2} \nabla \bar{\Phi} \cdot \nabla (\nabla \bar{\Phi} \cdot \nabla \Phi') = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

정상 상태 유동인 경우에 식 (6)이 얻어진다.

$$\nabla^2 \bar{\Phi} = 0 \quad (6)$$

식 (5)에서 정상 상태 유동항을 제외하면 식 (7)이 얻어진다.

$$\nabla^2 \Phi' + \omega^2 \Phi' - 2iM\omega \nabla \bar{\Phi} \cdot \nabla \Phi' = 0 \quad (7)$$

음향학적 포텐셜은 평균 유동 분포식인 식 (6)을 $\bar{\Phi}$ 에 대해 풀고 그 결과를 식 (7)에 넣어 구한다.

속도 및 음압과 속도 포텐셜 Φ 는 아래와 같은 관계를 가지고 있다⁽⁵⁾.

$$\begin{aligned} U &= \nabla \Phi \\ P &= -\rho_0 \frac{D\Phi}{Dt} \end{aligned}$$

그러므로 평균 속도 \bar{U} , 음향 속도 U' , 그리고 음압 P' 는 각각 아래와 같이 쓸 수 있다.

$$\bar{U} = M \cdot a_0 = \nabla \bar{\Phi} \quad (8)$$

$$U' = \nabla \Phi' \quad (9)$$

$$P' = -\rho_0 \frac{D\Phi}{Dt} = -\rho_0 (i\omega \Phi' + \nabla \bar{\Phi} \cdot \nabla \Phi') \quad (10)$$

위 식들에서 $\bar{\Phi}$ 와 Φ' 은 물리적 차원을 가진 속도 포텐셜이다.

2.2 유한 요소 수식화

유동 영역을 유한개의 요소로 분할하면 $\bar{\Phi}$ 와 Φ' 를 아래와 같이 근사할 수 있다.

$$\bar{\Phi}(x, y, z) = \sum_j^n N_j \bar{\Phi}_j \quad (11)$$

$$\Phi'(x, y, z, \omega) = \sum_j^n N_j \Phi'_j \quad (12)$$

$\bar{\Phi}_j, \Phi'_j$ 는 각 절점에서 $\bar{\Phi}$ 와 Φ' 값을 나타내고 n 은 절점의 갯수, N_j 는 형상 함수를 나타낸다.

식 (11), (12)를 식 (6), (7)에 대입하고 Galerkin 방법을 적용하면 식 (13), (14)가 얻어진다.

$$\int_{\Omega} N_i [\nabla^2 (\sum_j^n N_j \bar{\Phi}_j)] dV = 0 \quad (13)$$

$$\begin{aligned} &\int_{\Omega} N_i [(\nabla^2 + \omega^2 - 2iM\omega \nabla \bar{\Phi} \cdot \nabla) \\ &(\sum_j^n N_j \Phi'_j)] dV = 0 \end{aligned} \quad (14)$$

$i=1, 2, \dots, n$ n : 절점 갯수

식 (13)을 부분 적분하여 정리하면 절점의 속도

포텐셜이 미지수인 n 개의 선형 연립 방정식인 식 (15)가 얻어진다.

$$[K]\{\bar{\Phi}\} = \{F\} \quad (15)$$

여기에서 $[K]$ 와 $\{F\}$ 는 아래와 같이 주어진다.

$$k_{ij} = \int_{\Omega} \left(\frac{\partial N_i}{\partial x} \frac{\partial N_j}{\partial x} + \frac{\partial N_i}{\partial y} \frac{\partial N_j}{\partial y} + \frac{\partial N_i}{\partial z} \frac{\partial N_j}{\partial z} \right) dV$$

$$f_i = \int_{\partial\Omega} S N_i d\Gamma$$

여기에서 S 는 $S = \frac{\partial \bar{\Phi}}{\partial n}$ 으로 주어지며 경계에서의 평균 속도를 나타낸다. 식 (14)는 식 (16)과 같은 형태로 나타낼 수 있다.

$$[K]\{\Phi'\} = \{F\} \quad (16)$$

여기서 계수 행렬 K 는 체적 적분 $[K]_o$ 와 압력이 0인 경계 조건에 의한 면적분 $[K]_E$ 로 이뤄진다. 따라서 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$[K] = [K]_o + [K]_E$$

$$k_{oij} = \int_{\Omega} (\nabla N_i \cdot \nabla N_j - \omega^2 N_i N_j + 2iM\omega N_i \nabla \bar{\Phi} \cdot \nabla N_j) dV$$

$$k_{Eij} = \int_{\partial\Omega} E N_i N_j d\Gamma$$

$$f_i = \int_{\partial\Omega} S N_i d\Gamma$$

위에서 E 와 S 는 $\frac{\partial \Phi'}{\partial n} = -E\Phi' + S$ 의 관계로 주어진다.

2.3 전달 특성 (Transmission Characteristics)

입구와 출구의 직경 크기가 관심 주파수 영역의 파장 길이에 비해 충분히 작다면 소음기 확장관 내부에서는 3차원 음파가 지배적일지라도 입출구에서는 평면파로 가정할 수 있다. 이러한 조건하에서 입출구관 사이의 압력과 체적 속도의 전달비를 나타내는 사단 정수를 정의할 수 있다⁽⁶⁾.

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_2 \\ U_2 \end{Bmatrix}$$

T_{11} , T_{12} , T_{21} , T_{22} 는 사단 정수이고 P , U 는 각각 압력과 체적 속도를 뜻하며 아래 첨자 1, 2는 입구와 출구를 의미한다. 사단 정수는 앞뒤에 있는 음향시스템의 영향을 받지 않고 소음기의 음향 특성을 결정한다. 식 (9), (10)을 이용하여 사단 정수를 평균 유동과 속도 포텐셜 함수로 표현하면 아래와

같다.

$$T_{11} = \frac{P_1}{P_2} \Big|_{U_2=0} = \frac{(i\omega\Phi' + \nabla \bar{\Phi} \cdot \nabla \Phi')_1}{(i\omega\Phi' + \nabla \bar{\Phi} \cdot \nabla \Phi')_2} \Big|_{\frac{\partial \Phi'_2}{\partial n} = 0}$$

$$T_{12} = \frac{P_1}{U_2} \Big|_{P_2=0} = - \frac{(i\omega\rho\Phi' + \rho\nabla \bar{\Phi} \cdot \nabla \Phi')_1}{S_2 \frac{\partial \Phi'_2}{\partial n}} \Big|_{\Phi_2 = \frac{i}{\omega} \frac{\partial \bar{\Phi}_2}{\partial n} \cdot \frac{\partial \Phi'_2}{\partial n}}$$

$$T_{21} = \frac{U_1}{P_2} \Big|_{U_2=0} = - \frac{S_1 \frac{\partial \Phi'_1}{\partial n}}{(i\omega\rho\Phi' + \rho\nabla \bar{\Phi} \cdot \nabla \Phi')_2} \Big|_{\frac{\partial \Phi'_2}{\partial n} = 0}$$

$$T_{22} = \frac{U_1}{U_2} \Big|_{P_2=0} = \frac{S_1 \frac{\partial \Phi'_1}{\partial n}}{S_2 \frac{\partial \Phi'_2}{\partial n}} \Big|_{\Phi_2 = \frac{i}{\omega} \frac{\partial \bar{\Phi}_2}{\partial n} \cdot \frac{\partial \Phi'_2}{\partial n}}$$

S_1 , S_2 는 각각 입출구의 단면적이고 ρ 는 유동 매질의 밀도를 나타낸다.

그러므로 사단 정수는 평균 유동 방정식 (11)을 먼저 풀고 그 결과와 입구에서는 일정한 속도로 조화 진동을 하고 출구에서는 속도가 0 ($U_2=0$), 즉 무한대의 출구 임피던스를 가질때의 경계조건을 적용하여 T_{11} , T_{21} 을 결정한다. 또한 출구의 압력이 0 ($P_2=0$), 즉 출구 임피던스가 0인 경계 조건을 적용하여 T_{12} , T_{22} 를 결정한다. 소음기 벽을 강체로 가정했을 때 각 경우의 경계 조건을 Fig. 1에 나타내었다. 이 사단 정수로부터 입출구관에 입사 및 투과되는 음파의 비를 나타내는 투과 손실을 쉽게 계산할 수 있다. 소음기의 양단에서 반향되는 음파가 없는 상태를 가정할 때 (anechoic termination) 전달 손실은 아래와 같이 구할 수 있다⁽⁹⁾.

$$TL = 20 \log_{10} \left\{ \frac{1}{2} \left(\frac{Z_1}{Z_2} \right)^2 | T_{11} + T_{12}/Z_1 \right\}$$

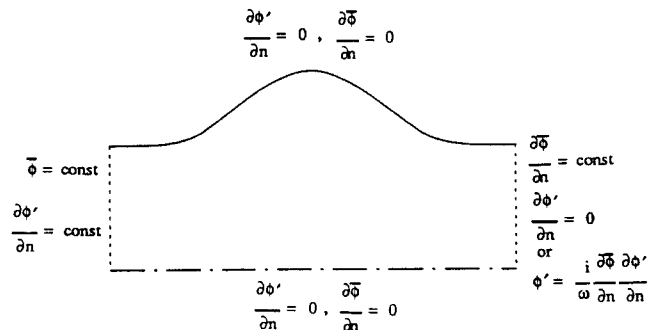


Fig. 1 Boundary conditions for rigid wall⁽³⁾

$$+ T_{21}/Z_2 + (Z_2/Z_1) T_{22} | \}$$

$$Z_1 = \rho c / S_1, \quad Z_2 = \rho c / S_2$$

여기서 Z_1, Z_2 는 각각 입출구관에서의 음향 임피던스를 나타낸다.

2.4 원형 단면 소음기의 수치 해석 및 검증

앞 절에서 기술한 유한요소 모델은 8절점 등계수 선형요소를 사용하였고 체적 적분은 8점 Gauss적분, 경계에서의 면적분은 4점 Gauss적분을 사용하였다. 유한 요소에 의한 투과 손실 계산은 임의의 복잡한 3차원 소음기, 즉, 팽창형 소음기(expansion chamber), 역공명 소음기(reversing chamber)와 입출구관이 측면에 위치한 소음기 및 이들의 조합 형상에 대하여 적용할 수 있다. 이 절에서는 유도된 유한요소 결과의 정확성을 확인하기 위하여 한계 주파수 이하에서 평면파만이 존재할 때 엄밀해가 알려져 있는 단순 확장관에 대하여 적용하였다. 평균 유동이 없는 단순 확장관의 경우 평면파만이 존재할 때의 투과 손실은 아래와 같은 식으로 구할 수 있다⁽⁶⁾.

$$TL = 10 \log_{10} \left[1 + \frac{1}{4} \left(\alpha - \frac{1}{\alpha} \right)^2 \sin^2 kl \right] \quad (17)$$

여기서 α 는 입출구관과 확장관의 면적비, l 은 확장관의 길이, k 는 파수(wave number)이다. 직경 $D=150$ mm, 길이 $l=300$ mm인 단순 확장관 소음기의 평면파 영역의 한계 주파수는 상온에서 다음과 같은 식으로 계산된다⁽⁸⁾.

$$f_{cutoff} = \lambda_{01} c / \pi D = 2700 \text{ Hz}$$

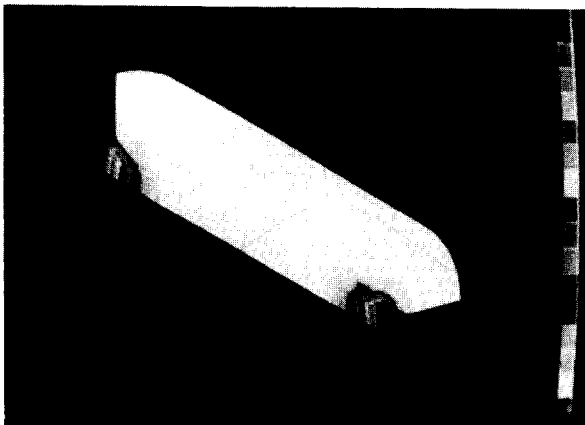


Fig. 2 Mean velocity distribution in circular chamber when outlet velocity 50 m/s

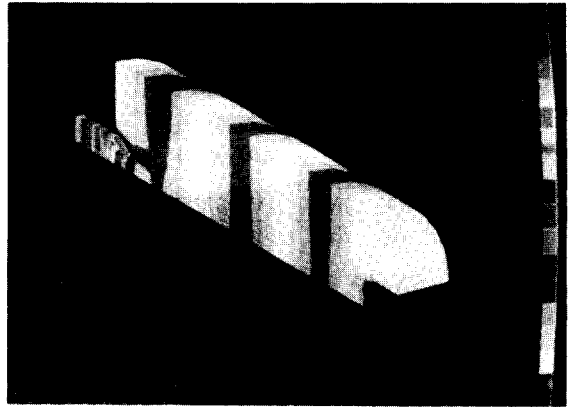


Fig. 3 Particle velocity distribution in circular chamber at 1780 Hz under inlet velocity 3 m/s, outlet blocked

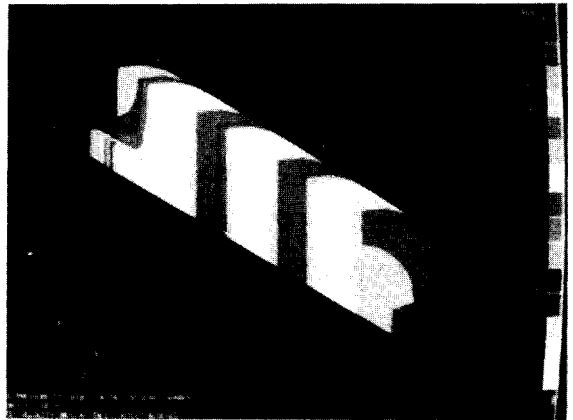


Fig. 4 Acoustic pressure distribution in circular chamber at 1780 Hz under inlet velocity 3 m/s, outlet blocked

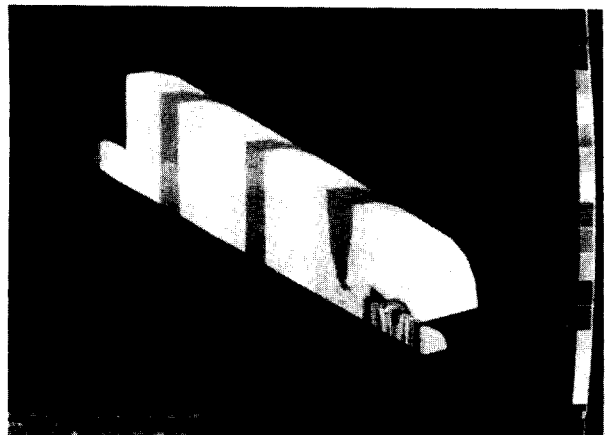


Fig. 5 Particle velocity distribution in circular chamber at 1780 Hz under inlet velocity 3 m/s, outlet pressure zero

Fig. 7에는 평균 유동이 없는 경우, 평면파 이론과 유한 요소 해석에 의한 투과 손실을 대표적인 관심 주파수 영역에 대하여 나타내었다. 한계 주파수인 2700 Hz이하 저주파영역에서는 유한 요소 결과와 평면파 이론치가 대체적으로 일치하나 선형 요소를 사용한 유한 요소계산은 원형 단면을 블록 다각형으로 근사하여 계산하므로 원형 단면의 투과 손실 엄밀해와는 약간의 차이를 나타낸다. 한계 주파수 이상에서는 반경 방향의 고차 모우드가 지배적으로 커져 평면파 가정이 약해지기 때문에 평면파 이론치가 부정확해져 차이가 발생한다. 주파수가 커짐에 따라 실험치⁽⁶⁾와 유한 요소 해석치 사이에서도 차이가 발생한다. 이는 전달 인자를 정의할 때 입구와 출구의 크기가 파장에 비해 충분히 작아서 두 극단에는 평면파만이 진행한다는 가정이 약해지고 또한 파장 길이에 비해 유한요소의 크기가 상대적으로 크기 때문이다. Ross는 8절점 등계수 요소를 사용할때 요소 크기에 대한 일반적인 제한 조건을 다음과 같이 제안하였다⁽⁵⁾.

$$\text{유한 요소의 최대변이 길이} \leq 0.2\lambda_{\min}$$

이 조건을 이 해석 과정에 적용해 보면 요소의 최대 길이가 0.02 m이므로 3400 Hz이상에서는 유한 요소 해석 결과가 부정확해짐을 알 수 있다.

Fig. 8은 팽창형 소음기의 평균 유동이 존재하는 경우의 투과 손실을 나타낸다. 소음기내의 매질의 유동은 주파수를 변이시켜 투과 손실 곡선을 $1-M^2$ 배 만큼 저주파 영역쪽으로 이동시킨다^(5,6). 그러나 대부분의 소음기는 마하수가 0.15이하이므로 투과



Fig. 6 Acoustic pressure distribution in circular chamber at 1780 Hz under inlet velocity 3 m/s, outlet pressure zero

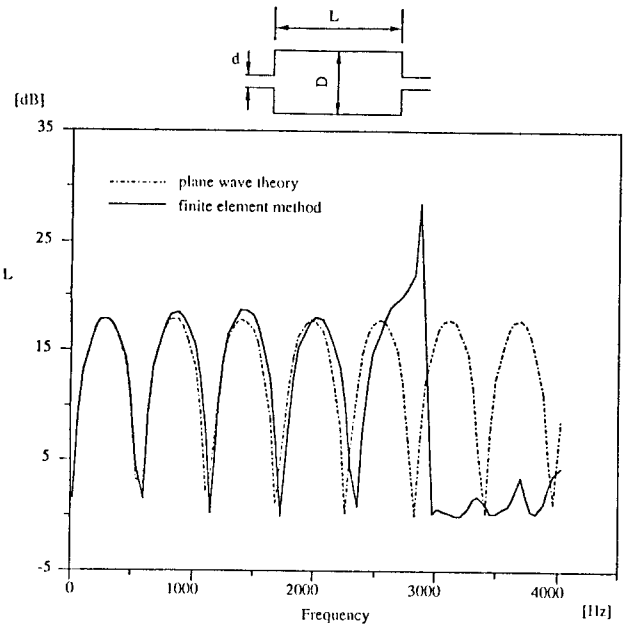


Fig. 7 TL of circular expansion chamber without mean flow by plane wave theory and finite element method
($L=300$ mm, $D=150$ mm, $d=38$ mm)

손실 곡선은 단지 2% 정도 변화하게된다. 이는 유동을 고려하지 않은 경우인 Fig. 7과 유동을 고려한 Fig. 8이 저주파 영역에서 일치하는 소음 감소 특성을 나타내는 이유이다. 그러나 고주파 영역에서는 고차 모우드에 의해 소음기 특성이 지배됨으로 평균 유동의 영향이 보다 복잡한 양상으로 나타남을 알 수 있다.

Fig. 2, 3, 4, 5, 6은 원형 단면 소음기에 대하여 출구의 경계조건이 다른 각각의 경우에 관심 주파수에서 속도와 압력 분포를 나타낸다.

3. 타원 단면 소음기의 투과 손실 수치 해석

3.1 동일 단면적인 경우

단순 확장관은 소음기의 가장 기본적인 구조이며 이의 음향학적 해석은 복잡한 소음기의 소음 특성을 해석하기 위한 기본적 이해의 바탕이 된다. 원통형 소음기는 저주파수 영역에서 평면파 이론에 의한 엄밀해가 알려져 있으나 임의의 단면을 가진 소음기는 수학적 복잡성에 의해 저주파수 영역에서조차 엄밀해가 알려져 있지 않다. 소음기의 내부를 지나는 매질의 유동이 한 방향을 유지하는 팽창형 소음기의

소음 감소 효과는 확장관과 입출구관의 면적비에 의한 임피던스 부정합에 의한 반사파에 의하여 얻어지며, 평면파만이 존재할 때 식 (17)에 의해 표현된 단순 확장관의 투과 손실은 확장관과 입출구관의 면적비 α 와 확장관의 길이 l 에만 의존한다. 확장관의 길이 l 이 일정한 타원 단면 소음기에서 확장관의 단면적을 일정하게 유지하며 장축과 단축의 길이 비 (a/b)를 변화시킬때 이에 따른 투과 손실의 변화를 알아보자. Fig. 8, 9는 길이 300 mm, 입출구관과 확장관의 면적비 $\alpha=15.58$, 평균 유동 속도 50 m/s일 때 타원 정도와 투과 손실의 영향을 각각 나타낸다. Fig. 8은 같은 단면적을 가지며 장단축의 비(a/b)가 1.23, 1.42인 약간의 타원 경향을 갖는 경우로, 저주파 영역에서는 투과 손실 곡선이 타원 정도, 즉 장축과 단축의 비(a/b)에 무관한 관계를 나타내며 반경 방향의 모우드가 존재하기 시작하는 한계 주파수(cutoff frequency)는 투과 손실 곡선의 네 번째 골인 2.4 kHz 부근이다.

Fig. 9는 장단축의 비(a/b)가 3, 4, 5인 심한 타원 형상인 경우에 저주파수 영역에서는 투과 손실 곡선에 변화가 없으나 모두 1.35 kHz에서 한계 주파수가 나타남을 보여준다. 이는 같은 단면적을 갖는 원형 소음기의 첫번째 축 방향 고주파 모우드인 $\lambda_{01}=1.84$ 에 해당한다.

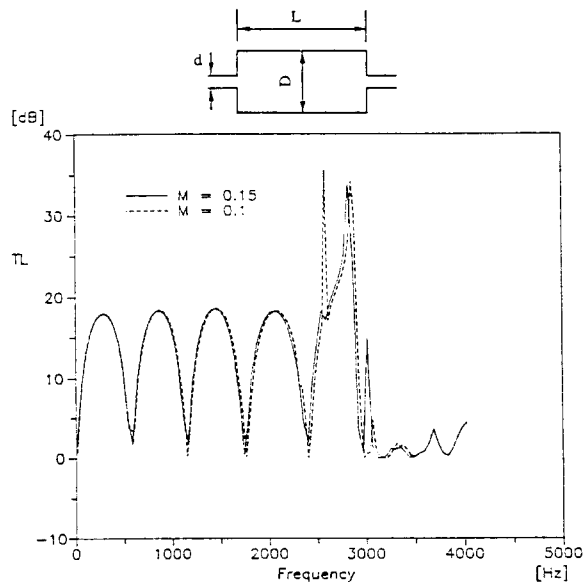


Fig. 8 TL of circular expansion chamber with mean flow
($L=300$ mm, $D=150$ mm, $d=38$ mm)

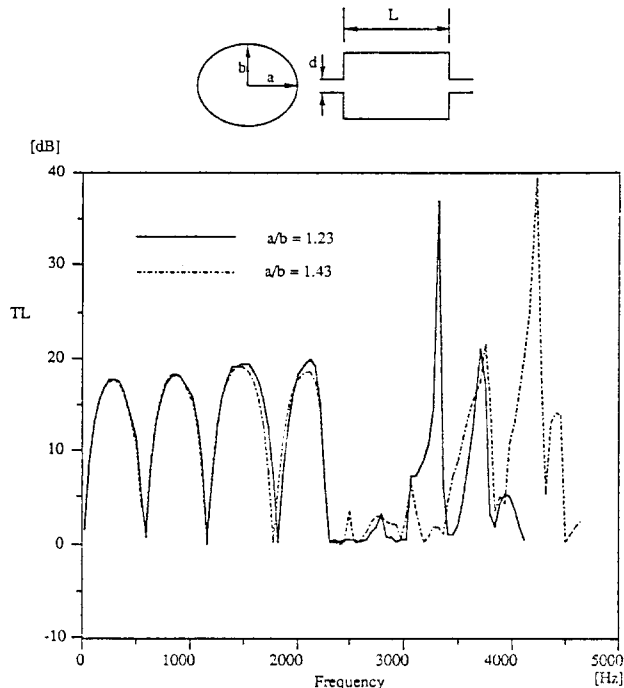


Fig. 9 TL of equal area elliptic chamber with mean flow ($M=0.147$)
($L=300$ mm, $d=38$ mm, $\alpha=15.58$)

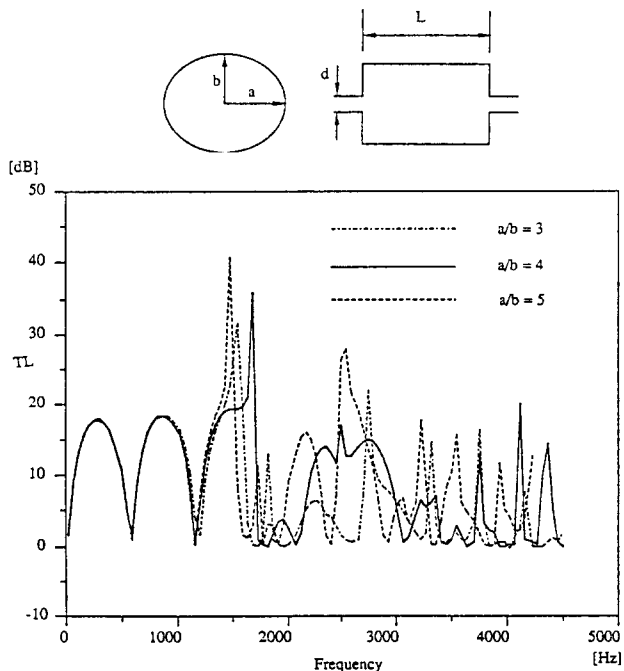


Fig. 10 TL of equal area elliptic chamber with mean flow ($M=0.147$)
($L=300$ mm, $d=38$ mm, $\alpha=15.58$)

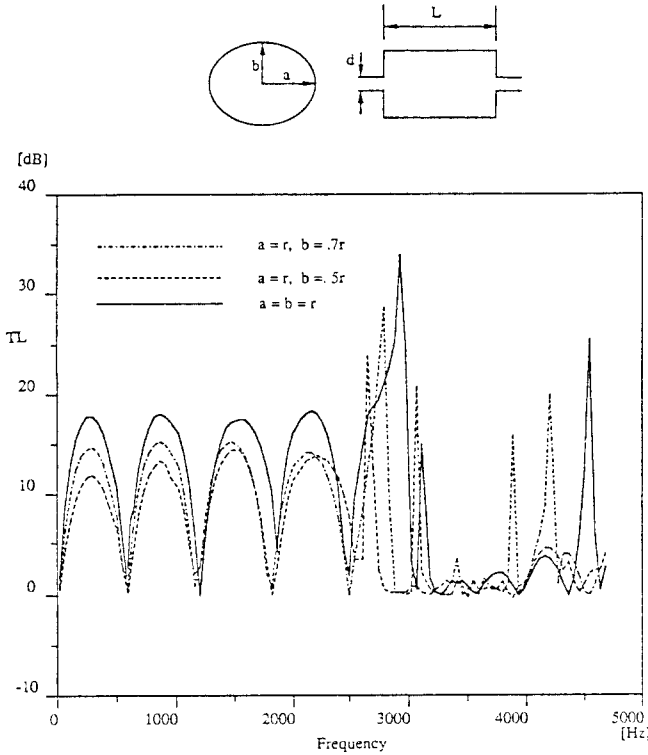


Fig. 11 TL of unequal area elliptic chamber with mean flow ($M=0.147$)
($L=300$ mm, $d=38$ mm, $r=75$ mm)

단면 형상이 장단축의 비가 작은, 즉, 원에 가까운 타원 소음기는 원주 방향의 고주파 모우드가 발생하는 한계 주파수가 장축의 길이를 직경으로 하는 원형 소음기와 거의 같으나 장단축의 비(a/b)가 연속적으로 변화해도 한계 주파수는 특정한 값, 즉 투과 손실 곡선의 산과 골에서 나타난다. 장단축의 비가 큰 타원 소음기는 면적이 같은 원형 소음기의 축방향 고주파 모우드가 생기는 주파수에서 고주파 모우드가 형성된다.

3.2 단면적이 변하는 경우

Fig. 10은 장축의 길이는 고정시키고 단축의 길이만 감소시켜 타원의 장축과 단축의 비(a/b)가 증가함에 따라 단면적이 감소하는 경우에 투과 손실과의 관계를 나타낸다. 저주파 영역에서는 단면적에 비례해서 투과 손실 곡선의 산의 높이가 점차 낮아지나 한계 주파수는 모두 2.6 kHz 근처에서 발생함을 알 수 있다. 타원 단면을 갖는 소음기의 음향 특성은, 반경이 장축의 길이와 같은 원형 소음기와 동일한 값에서 한계 주파수가 나타남을 의미한다.

4. 결 론

평균 유동이 존재하는 3차원 소음기를 속도 포텐셜 함수를 도입하여 유한 요소법으로 수치화하고 음향 감소 특성을 나타내는 투과손실을 타원 단면 소음기에 대하여 계산하였다. 저주파수 영역에서는 타원 형상에 관계없이 입출구관과 확장관의 면적비에만 관계되는 음향 특성을 나타낸다. 고주파 영역에서는 타원 정도에 따라서 원주 방향과 축 방향 고주파 모우드가 발생하며, 원에 가까운 타원일때는 장축의 길이에, 타원 정도가 심할때에는 면적에 관계되어 한계 주파수가 결정된다.

고주파수 영역에서는 파장과 유한 요소의 길이 비가 커져 유한 요소 해석 결과가 부정확해진다. 보다 정확한 해석 결과를 얻으려면 요소를 많이 나누거나 형상 함수의 차수를 높여야하지만, 3차원 해석인 경우 요소 증가에 따른 계산 시간의 증가가 상당히 커지므로 경비 및 시간으로 인한 제한이 있다. 따라서 요구되는 정확도에 적절한 최소한의 요소 개수와 차수에 대한 선택이 필요하며 관심 주파수별로 유한 요소 모델을 재구성(remeshing)하여 계산 시간을 절약할 수 있다.

참 고 문 헌

- (1) C.J. Young and M.J. Crocker, 1975, "Prediction of Transmission Loss in Mufflers by the F.E.M.", Journal of Acoustical Society of America, Vol. 57, pp. 144~148.
- (2) M.G. Prasad and M.J. Crocker, 1981, "Evaluation of Four-Pole Parameters for a Straight Pipe with a Mean Flow and Linear Temperature Gradient", J. of Acoustical Society of America, Vol. 69, pp. 916~921.
- (3) K.S. Peat, 1982, "Evaluation of Four-Pole Parameters for Ducts with Flow by the Finite Element Method", J. of Sound and Vibration, Vol. 84 (3), pp. 389~395.
- (4) Y. Kagawa and T. Omote, 1976, "Finite Element Simulation of Acoustic Filters of Arbitrary Profile with Circular Cross Section.", J. Acoustical Society of America, Vol. 60 (5), pp. 1003~1013.
- (5) M.L. Munjal, 1986, Acoustics of Ducts and Mufflers, Chap. 7, John Wiley & Sons.

- (6) Yang-Hann Kim, Jae Woong Choi, and Byung Duk Lim, 1990, "Acoustic Characteristics of an Expansion Chamber with Constant Mass Flow and Steady Temperature Gradient (Theory and Numerical Simulation)", Transactions of ASME, Vol. 112, No. 4, Oct., pp. 460~466.
- (7) Yang-Hann Kim, Jae Woong Choi, 1991, "General Solution of Acoustic Wave Equation for Circular Reversing Chamber with Temperature Gradient", J. Vibration and Acoustics, Vol. 113, pp. 543~549.
- (8) 김양한, 최재웅, 김 영, 1991, "복합형 반사형 소음기의 음향학적 특성과 설계 방법", 한국 소음진동학회지, 제 1 권, 제 1 호, pp. 29~38.