

<논 문>

음향계의 해석을 위한 부분구조합성법의 적용

Application of Substructure Synthesis method for Analysis of Acoustic System

오재응* · 고상철** · 조용구***

Oh Jae-eung, Ko Sang Chul and Cho Yong Goo

(1997년 2월 1일 접수 : 1997년 9월 18일 심사완료)

Key Words : Substructure synthesis method (부분구조합성법), Acoustic modal analysis (음향모드해석), Acoustic natural mode shape (음향고유모드형), Component mode synthesis method (모드합성법), Finite element method (유한요소법)

ABSTRACT

The substructure synthesis method is used for making it easy to analyze vibration systems generally in vibration field. In the past, this method has been to be used mainly because of shortage of computer memory and CPU time. But recently this method is used for analyzing complex structure or identifying the characteristics of systems precisely. The purpose of this study is to develop acoustic substructure synthesis method that can be applied to acoustic modal analysis of complex acoustic systems. Acoustic modal analysis method to be introduced here is a method that analyze acoustic natural mode shape of the complex acoustic system by the principle of CMS(component mode synthesis method). This paper describes the acoustic modal analysis of the acoustic finite element model of simple expansion pipe by acoustic substructure synthesis method. The results of acoustic modal analysis analyzed by Acoustic substructure synthesis method and the results by FEM(finite element method) shows good agreement.

기 호 설 명

p : 음압
 K : 체적탄성률
 ρ_a : 공기밀도
 ξ : x 방향 변형률
 ρ_s : 구조물의 밀도
 E : 종탄성계수
 x : 변위
 t : 시간

ω : 원진동수
 A : 단면적
 $[M_e]$: 영역 e 의 질량행렬
 $[K_c]$: 영역 e 강성행렬
 $[\phi_{Bi}]$: 결합영역 c 를 고정할 때의 고유치 문제를 풀어서 얻은 구속 모드를 풀어서 얻은 구속 모드
 $\{\xi_j\}$: 모달좌표.
 $[K_{ee}]$: 영역 e 만의 강성행렬
 $[K_{ec}]$: 영역 e 와 결합영역 c 사이의 연성된 강성행렬
 $\{x_{ci}\}$: i 번째 분계에 대한 결합영역 c 의 변위

* 정회원, 한양대학교 공과대학 자동차공학과
** 정회원, 한양대학교 공과대학 정밀기계공학과
*** 한양대학교 공과대학 자동차공학과

1. 서론

기계 구조물의 소형·경량화 설계에 따라 현대의 기계들은 진동과 진동으로부터 유발되는 소음 때문에 심각한 문제를 발생시키고 있다. 이런 문제를 해결하기 위해서는 계를 정확히 모델링해야만 한다. 그러나 실제 계에서 계의 정확한 모델링은 상당히 어렵고 고려해야 할 사항들도 많다. 특히 계가 복잡한 경우는 부분마다의 물성치가 달라져 해석상에 곤란한 문제가 발생할 수도 있다. 이런 문제점을 해결하기 위한 방법 중에 하나가 본 연구에서 이용한 부분구조합성법이다.

부분구조합성법은 진동계에서 많이 사용하는 방법으로 과거에는 주로 컴퓨터 용량과 계산 시간 때문에 계를 몇개의 부분으로 나누어 해석하는데 사용했다. 그러나 근래에 와서는 이런 목적보다는 복잡한 계를 보다 쉽게 해석하거나 계의 특성을 보다 엄밀하게 파악하는데 사용되고 있다.^(1~5)

본 연구에서 사용한 모드합성법은 결합부 자유도가 적고 전체의 자유도에 그다지 영향을 주지않는 장점을 가진다. 또한 모드합성법은 고유치 계산이나 응답 계산에 있어서 FEM을 위해 개발된 방법으로서 상용되므로 계산 시간이 짧은 장점을 가진다. 그러나 모드합성법은 분계의 채용 모드수의 절단과 가이안의 정축소의 채용 등에 의해서 합성 단계가 근사로 이루어지는 것이므로 저차의 고유진동수나 응답의 정도는 좋지만 고차나 고주파수역에서의 정도는 저하된다. 일반적으로 고차의 정도를 높게 하기 위해서는 분계의 채용모드수를 많게 할 필요가 있다. 본 연구에서는 분계의 채용모드수를 충분히 고려 할 수 있기 때문에 모드합성법을 사용하였다.

따라서 소음에 관한 문제가 부각되면서 복잡한 음향 모델의 음향 특성을 파악하기 위해 이 부분구조합성법을 음향계에 적용해보고자 하는 연구들이 여러 부분에서 제시되고있다.^(6,7)

본 논문에서는 부분구조합성법중에서 모드합성법의 원리를 이용하여 음향계에 적용하고 음향계에 부분구조합성법의 적용이 가능한지의 타당성을 검증하기 위하여 자동차의 단순팽창형 배기계에 적용하는 것을 목적으로 한다.

2. ASSM(Analysis of Acoustic system by Substructure Synthesis Method)의 기본 원리^(6,7)

음향계를 해석하기 위해 계의 음향 공간에 지배적 향을 미치는 각 고유진동수에 대한 음향모드를 파악

하는 것은 중요하다. 그러나 전체 계의 음향 공간을 해석하는 데에 있어서 계가 복잡하게 이루어진 경우에는 전체 계를 한번에 해석하는 것은 어렵다. 따라서 Fig. 1에 나타낸 바와 같이, 전체 계의 음향 공간의 해석을 용이하게 하기 위하여 전체를 몇 개의 분계로 분해하여 해석한다.

ASSM은 진동계의 부분구조합성법중 모드합성법을 이용한 것이기 때문에 해석상의 조건을 진동계에 일치시켜야 한다. 특히 각 부분의 음향 특성을 구하기 위해 각 부분의 경계 조건을 진동의 경계조건에 맞게 설정해야 한다. 그런데 음향계는 진동계와 상사 시켜 생각하면 보다 쉽게 이해할 수 있다.

진동계와 음향계를 상사 시켜 생각해 보면, 먼저 1차원 지배 방정식은 진동계와 음향계에 대해 각각 식(1)과 식(2)와 같다.

$$\text{진동계} \quad \frac{1}{E} \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = \frac{1}{\rho_s} \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} \quad (1)$$

$$\text{음향계} \quad \frac{1}{K} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \frac{1}{\rho_a} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \quad (2)$$

여기에서,

ξ : 진동계의 변위

p : 음향계의 음압

요소의 음향 임피던스 Z_n 에 접해 있다고 한다면 음향계의 경계조건식은 식(3)과 같다.

$$p = j \frac{1}{\rho_a \omega} Z_n \frac{\partial p}{\partial x} \quad (3)$$

따라서, 음향계에서는 일반적으로 식(4)와 같은 경계조건식을 사용한다.

$$\text{개구단경계} \quad p = 0$$

$$\text{폐구단경계} \quad \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (4)$$

$$\text{음향임피던스경계} \quad p = j \frac{1}{\rho_a \omega} Z_n \frac{\partial p}{\partial x}$$

그런데, 진동의 경계조건은 요소의 스프링상수 k 및 감쇠계수 c 에 대해 요소의 접합 점에서 다음과 같은 식이 성립한다.

$$k\xi + j\omega c\xi = EA \frac{\partial \xi}{\partial x} \quad (5)$$

따라서, 진동계에서는 일반적으로 다음의 경계조건식이 사용된다.

$$\text{완전구속단} \quad \frac{\partial \xi}{\partial x} = 0$$

$$\text{완전자유단} \quad \xi = 0 \quad (6)$$

$$\text{탄성·감쇠지지단} \quad \xi = \frac{EA}{k + j\omega c} \frac{\partial \xi}{\partial x}$$

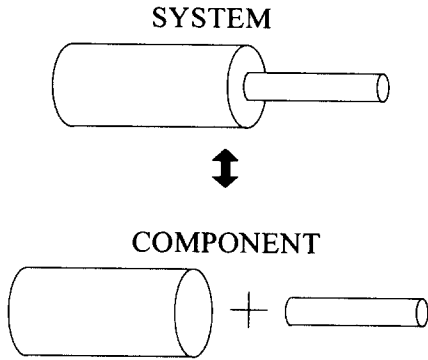


Fig. 1 Basic concept of ASSM

진동 부분구조합성법에서는 각 요소의 특성을 구하기 위해 경계조건을 설정해야 하는데, 먼저 다른 구조와의 결합부분이 요소간의 힘의 총합과 변위의 적합조건을 만족시키는 고정경계로 두고, 다른 요소와 결합하지 않는 부분은 분계합성후 동일한 경계조건으로 해석을 수행한다.⁽⁶⁾

따라서, 음향의 경계조건식 (4) 와 진동의 경계조건식 (6) 을 비교해보면, 진동계의 고정경계는 음향계의 개구단으로 상사된다.

ASSM에서는 각 부분에 관련해서 다른 부분과 결합하는 경계는 개구단 경계조건으로 설정하고 다른 요소와 결합하지 않는 부분은 전체의 경계조건을 그대로 사용하여 하나의 단체로 해석한다. 전체에 대해서 부분사이의 결합을 진동 영역의 구속모드합성법을 이용하여 합성하면 전체의 고유진동수와 대응하는 음압모드를 구할 수 있게 된다.

이와 같은 방법을 이용하면 음향계의 부분구조합성이 진동의 영역과 동일하기 때문에, 진동부분구조합성법 소프트웨어를 사용하여 음향계의 모드해석이 가능하게 된다.

3. 모드합성법 (Component Mode Synthesis Method)^(10~12)

부분구조합성법은 구조물을 몇 개의 부분구조로 나누어 동특성 해석을 수행한 후, 각 부분구조의 동특성을 해석하는 방법이다.^(8, 9) 본 연구에서는 진동계의 부분구조합성법중 구속모드합성법을 이용하였다.

구속모드합성법은 구조물 내부영역의 변위를 결합부의 변위에 의한 것과 결합부를 고정시켰을 때의 변위의 합으로 표현하며, 구속모드합성법의 개념을 간단히 Fig. 2 와 같이 나타내었다.

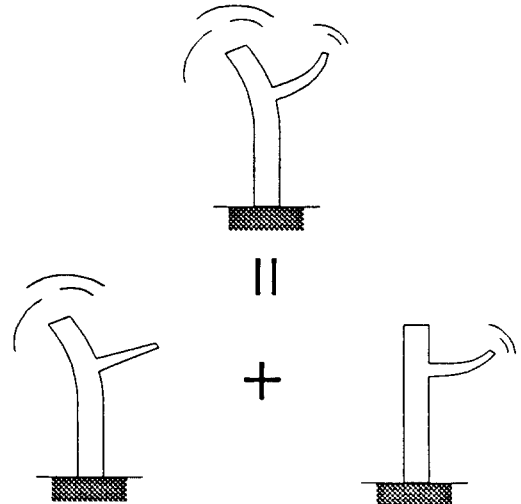


Fig. 2 Displacement representation of component by constraint mode

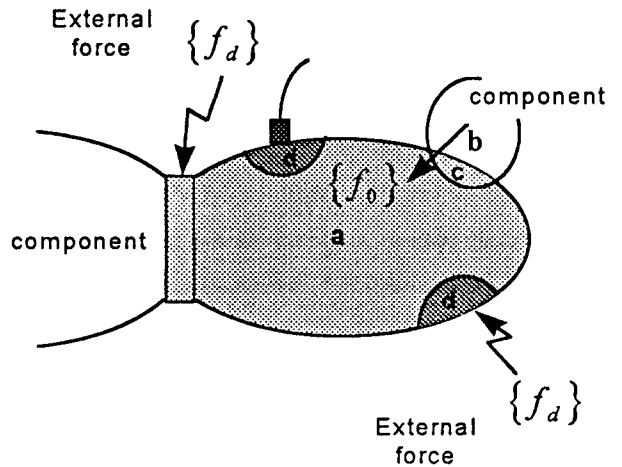


Fig. 3 Various regions of component

줄기와 가지의 진동은 줄기만의 진동 모드와 가지만의 진동 모드로 나뉘어 진다. 줄기만의 진동모드에서 가지는 결합점의 변위에 따라 강체 운동만을 한다. 한편 가지의 움직임은 결합부에 있는 가지 끝을 고정 한 고유 모드 즉 구속 모드의 1차 결합으로 표현된다.

Fig. 3와 같이 분계를 결합영역 c와 그 이외의 영역 e로 분류하였을 때 결합영역 c를 고정한 경우의 영역 e의 변위 $\{x_e\}$ 는 다음과 같다.

$$([K_e] - \omega^2[M_e])\{x_e\} = \{0\} \quad (7)$$

$$\{x_e\} = [\phi_{Bi}]\{\xi_i\} \quad (8)$$

결합영역 c의 변위에 의한 영역 e의 변위 $\{x_e'\}$ 는 가이안의 정축소로 다음과 같이 계산된다.

$$\{x_e'\} = -[K_{ee}]^{-1}[K_{ec}][x_{ci}] = [T_i]\{x_{ci}\} \quad (9)$$

영역 e의 변위는 식 (8)와 식 (9)의 합으로 표현되므로

$$\begin{aligned} \{x_e\} &= \{x_e'\} + \{x_e''\} \\ \begin{bmatrix} x_e \\ x_c \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \phi_{B1} & [T_1] \\ [0] & [T_2] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi_1 \\ x_{c1} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (10)$$

결합영역을 c, 이외의 영역을 e로 할 때, 2개의 분계로 구성된 전체의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} M_{e1} & M_{e1c1} & 0 & 0 \\ M_{c1e1} & M_{c1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{e2} & M_{e2c2} \\ 0 & 0 & M_{c2e2} & M_{c2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_{e1} \\ \ddot{x}_{c1} \\ \ddot{x}_{e2} \\ \ddot{x}_{c2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{e1} & K_{e1c1} & 0 & 0 \\ K_{c1e1} & K_{c1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{e2} & K_{e2c2} \\ 0 & 0 & K_{c2e2} & K_{c2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{e1} \\ x_{c1} \\ x_{e2} \\ x_{c2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -f_{12} \\ 0 \\ f_{12} \end{bmatrix} \quad (11)$$

여기서, f_{12} 는 결합영역 c를 통해 분계 1과 분계 2에 작용하는 내력이다. 식 (10)을 식 (11)에 대입하여 분계별로 구속 모드에 의한 모드 좌표를 포함한 새로운 좌표로 축소변환한다. 강결합의 경우, 다음의 조건이 성립하므로

$$\{x_{c1}\} = \{x_{c2}\} = \{x_c\} \quad (12)$$

각 분계에 대하여 가이언의 정축소를 적용하여 결합부의 변위와 결합영역이외의 변위는 다음 식으로 표현된다.

$$\begin{aligned} \{x\} &= \begin{bmatrix} x_{e1} \\ x_{c1} \\ x_{e2} \\ x_{c2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_{B1} & T_1 & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \phi_{B2} & T_2 \\ 0 & 0 & 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi_1 \\ x_{c1} \\ \xi_2 \\ x_{c2} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \phi_{B1} & T_1 & 0 \\ 0 & I & 0 \\ 0 & \phi_{B2} & T_2 \\ 0 & I & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi_1 \\ x_c \\ \xi_2 \end{bmatrix} = [T_p] \{y\} \end{aligned} \quad (13)$$

여기서,

$$[T_p] = \begin{bmatrix} \phi_{B1} & T_1 & 0 \\ 0 & I & 0 \\ 0 & \phi_{B2} & T_2 \\ 0 & I & 0 \end{bmatrix} \{y\} = \begin{bmatrix} \xi_1 \\ x_c \\ \xi_2 \end{bmatrix} \quad (14)$$

이다. 식 (13)을 식 (11)에 대입하고, $\{T_p\}^T$ 를 곱하여 정리하면, 전체에 대한 축소 변환된 운동방정식이 얻어진다.

$$[\bar{M}]\{\ddot{y}\} + [\bar{K}]\{y\} = \{\bar{f}\} \quad (15)$$

여기서,

$$[\bar{M}] = [T_p]^T [M] [T_p]$$

$$[\bar{K}] = [T_p]^T [K] [T_p]$$

$$\{\bar{f}\} = [T_p]^T \{f\}$$

음향계의 경우 지배방정식은 다음과 같다.

$$[K^p] - \omega^2 [M^p] \{p_c\} = \{\phi\} \quad (16)$$

$$\{p_c\} = [\phi_{Bi}] \{\xi_i\} \quad (17)$$

진동계의 구속모드합성법의 원리와 마찬가지로 전개하면 전체에 대한 축소 변환된 운동방정식은 다음과 같다.

$$[\bar{M}^p]\{\ddot{q}\} + [\bar{K}^p]\{q\} = \{\bar{f}\} \quad (18)$$

4. 단순확장관 모델의 음향모드해석

음향계의 특성을 파악하기 위한 해석 방법 중 음향 모드해석을 수행하는 것은 상당히 중요하다. 그러나 실제 계에서 복잡한 음향계를 한번에 해석하는 것은 상당히 어렵다. ASSM은 이런 복잡한 음향 공간을 부분으로 나누어 해석하고자 하는데 그 목적이 있다. ASSM을 검증하기 위하여 단순확장관 모델에 대하여 몇가지 경계 조건을 적용하여 음향모드해석을 수행하였다.

해석하고자 하는 모델의 형상은 Fig. 4과 같고, 모델에 대한 물성치는 Table 2에 나타내었다.

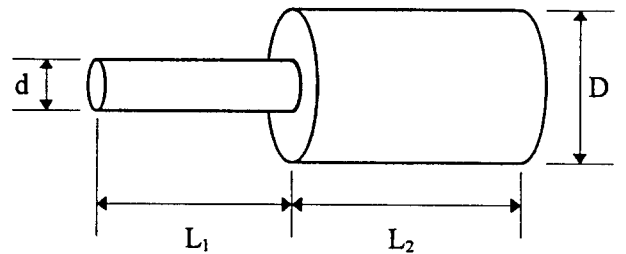


Fig. 4 Shape of simple expansion pipe

Table 1 Properties of simple expansion pipe

Spec.(unit)	Value	Spec.(unit)	Value
d (m)	0.035	L ₁ (m)	0.260
D (m)	0.150	L ₂ (m)	0.300
ρ (kg/m ³)	1.225	c (m/s)	340

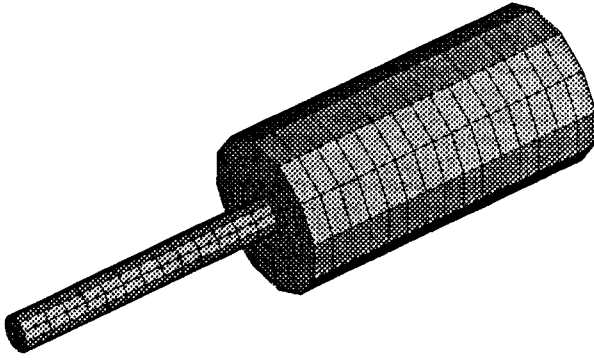


Fig. 5 FEM model of simple expansion pipe

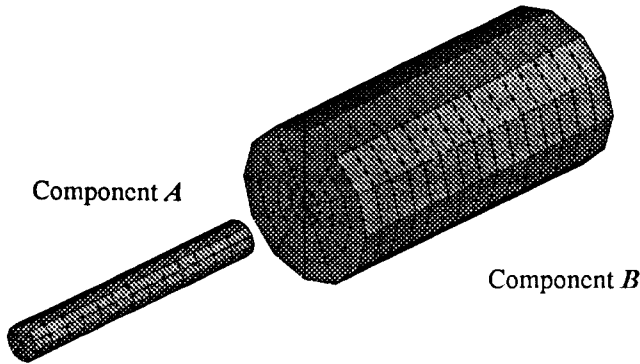


Fig. 6 FEM model of simple expansion pipe separated into two parts

Fig. 4에 보인 단순확장관 모델에 대하여 다음과 같은 두가지 경계조건에 대하여 음향모드해석을 수행하였다.

4.1 양단이 막힌 단순확장관 모델의 음향모드해석(CASE I)

먼저 양단이 막힌 단순확장관 모델에 대하여 ASSM을 적용하여 음향모드해석을 수행하였다. Fig. 4에 보인 단순확장관 모델에 대하여 분계에 대한 모드해석 결과에 따라 분계합성한 해석결과(고유진동수 및 음향모드)가 어떻게 변하는지 알아보기 위하여 여러가지 주파수에 대하여 음향모드해석을 수행하였다.

ASSM을 사용한 음향모드해석의 경우에는분계(small pipe)에 대한 음향모드해석을 3, 5, 10, 20, 30, 40, 50 차모드까지 증가시켜가면서 고려하였다. 전계(small pipe + large pipe)에 대한 음향모드해석(분계합성)은 15 차모드까지 고려하였다. MSC/ NASTRAN을 이용하여 component에 대하여 모드해석을 수행하

고 모드합성법을 이용하여 분계 합성하였다. 또한 전계 모델의 유한요소해석(SYSNOISE)은 5 차모드까지 고려하였다

4.2 한단이 열려있고 다른단이 막힌 단순확장관 모델의 음향모드해석(CASE II)

4.1의 경우와 같은 방법으로 한단이 열려있고 다른단이 막힌 단순확장관 모델에 대하여 음향모드해석을 수행하였다

5. 단순확장관 모델의 음향고유진동수 및 음향모드

단순확장관 모델에 대하여 ASSM을 이용하여 음향모드해석을 수행하였다. 그리고 이 결과를 검증하기 위하여 상용 음향해석 패키지인 SYSNOISE를 사용하여 전계 모델에 대하여 음향모드해석을 수행하여 두 해석 결과를 비교하였다.

해석은 위에서 제시한 두가지 경계 조건에 대하여 15 차까지의 음향모드를 구하여 비교하였다.

Table 2는 양단이 막힌 단순확장관의 음향고유진동수와 분계 각각의 음향고유진동수 결과를 비교하여 나타낸 것이다.

Table 2 Acoustic natural frequencies of simple expansion pipe

Mode No.	Acoustic natural frequency(Hz)		
	Total system	A part	B part
1	5.020E-05		
2	3.097E+02	3.198E+02	
3	5.711E+02		5.677E+02
4	9.327E+02	9.643E+02	
5	1.149E+03		1.142E+03
6	1.370E+03		1.369E+03
7	1.370E+03		1.369E+03
8	1.485E+03		1.482E+03
9	1.485E+03		1.482E+03
10	1.565E+03	1.624E+03	
11	1.740E+03		1.728E+03
12	1.785E+03		1.782E+03
13	1.785E+03		1.782E+03
14	2.207E+03		2.204E+03
15	2.207E+03		2.204E+03
16	2.209E+03	2.307E+03	

Fig.7은 분계 A(small pipe)의 해석주파수 변화에 따른 단순확장관 전계의 음향고유진동수 오차를 그래프로 나타낸 것이다. 각 막대의 색깔은 분계의 각 해석주파수(모드 수)에 대한 전계의 고유진동수 각각의 오차를 나타내며 막대의 전체 크기는 이 오차들을 합한 값이다.

Fig. 7의 음향고유진동수 오차를 살펴보면 오차가 크게 발생하는 모드가 주로 2차, 4차, 10차등인 것을 알 수 있다. 이 모드들은 Table 2를 보면 모두 분계 A(small pipe)의 모드에 해당된다. Table 2에서 모드 number 6과 7,8과 9,12와 13,14와 15는 대칭모드로서 주파수는 일치하고 모드가 대칭으로 나타나는 모드이다.

그리고 분계의 해석모드 변화에 따른 오차의 크기 변화를 살펴 보면 분계의 해석모드가 40차 이상에서는 오차가 거의 나타나고 있지 않는 것을 볼 수 있다. 따라서 이 모델에 대하여 ASSM을 사용하여 보다 정확하게 해석하고자 한다면 분계에 대해서 40차 이상의 해석을 수행하는 것이 필요하다고 판단된다. 본 연구에서는 이 모델에 대하여 분계의 경우 50차 모드까지 해석을 수행하였다.

ASSM을 이용하여 두 부분으로 나눈 단순확장관 모델에 대하여 구한 음향고유진동수 해석 결과와 전계 모델에 대하여 유한요소해석(SYSNOISE)하여 얻은 음향고유진동수 해석 결과를 Table 3에 나타내었다.

Fig. 8부터 Fig. 10의 결과를 보면 양단이 막힌 경우에 대해서 ASSM을 이용하여 해석한 음향모드 결

과가 전계에 대해서 유한요소해석한 결과와 잘 일치하고 있는 것을 볼 수 있다. 다만 모드해석 결과가 8차 모드에 대해서 관의 중심에 대해서 회전된 것처럼 나타나고 있는 것을 볼 수 있는데, 이것은 해석 대상이 축대칭 모델이고 각각을 해석한 소프트웨어가 다르기 때문에 나타나는 현상이다.

Fig.7에서 오차가 크게 발생하는 모드가 주로 2차, 4차, 10차 등인 것을 확인하였다. 각각에 해당하는 음향모드 양상을 보면 이 모드들은 분계 A(small pipe)에 대한 음향모드에 해당한다. 즉 분계 A에 대한 선행 해석이 분계합성했을 때 다른 음향모드 보다는 분계 A에 해당하는 음향모드에 더 큰 영향을 미치고 있다는 사실을 알 수 있다.

따라서 만일 특정 분계에 해당하는 음향모드가 분계 합성한 전계모델 해석에서 중요한 부분이라면 이 분계에 대한 모드해석을 고차의 음향모드까지 포함되도록 해석해야만 할 것으로 판단된다.

Fig. 11부터 Fig. 13까지의 결과를 보면 ASSM을 이용하여 한쪽 단이 열리고 다른 단이 막힌 경우에 대해서 해석한 음향모드 결과가 전계에 대해서 유한요소해석한 결과와 잘 일치하고 있는 것을 볼 수 있다. 특히 열린 단(그림에서 작은 관의 끝단)에 대해서도 두 해석 결과 모두 음향 모드의 크기가 가장 작게 나타나고 있는 것을 볼 수 있다.

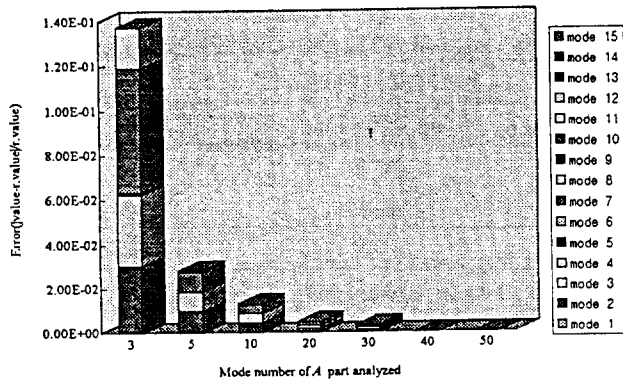


Fig. 7 Error of acoustic natural frequencies of simple expansion pipe by variation of frequency range of mode analysis of component A

Table 3 Acoustic natural frequencies of simple expansion pipe

MODE No	CASE I		CASE II	
	ASSM(Hz)	FEM(Hz)	ASSM(Hz)	FEM(Hz)
1	0.000	0.000	43.353	43.353
2	309.733	309.733	544.941	544.941
3	571.104	571.104	646.687	646.687
4	932.741	932.741	1129.329	1129.329
5	1148.843	1148.843	1266.673	1266.673
6	1370.403	1370.403	1370.403	1370.403
7	1370.403	1370.403	1370.403	1370.403
8	1485.132	1485.132	1485.132	1485.132
9	1485.132	1485.132	1485.132	1485.132
10	1565.412	1565.412	1722.003	1722.003
11	1739.877	1739.877	1785.151	1785.151
12	1785.151	1785.151	1785.151	1785.151
13	1785.151	1785.151	1902.354	1902.354
14	2206.752	2206.752	2206.752	2206.752
15	2206.752	2206.752	2206.752	2206.752

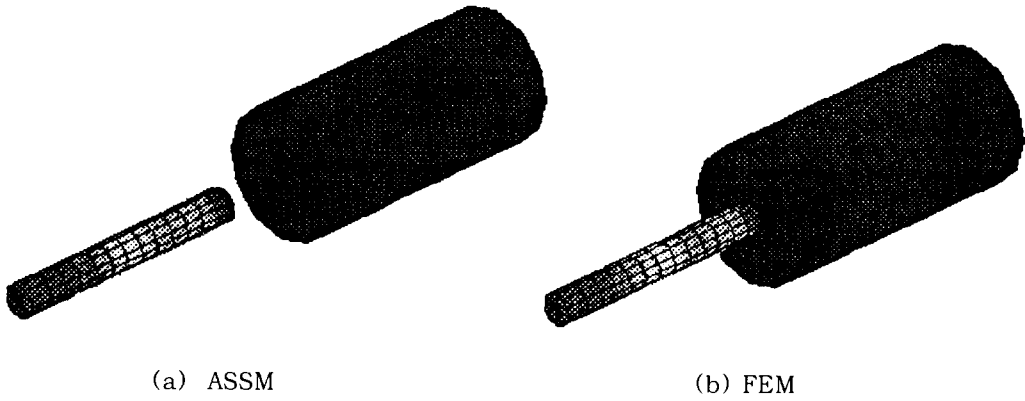


Fig. 8 Acoustic mode(2th mode) of simple expansion pipe (CASE I)

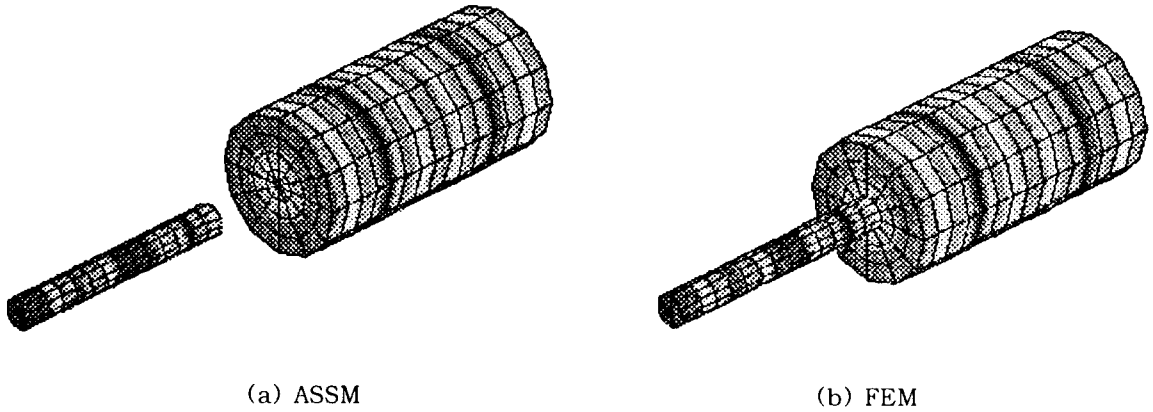


Fig. 9 Acoustic mode(5th mode) of simple expansion pipe (CASE I)

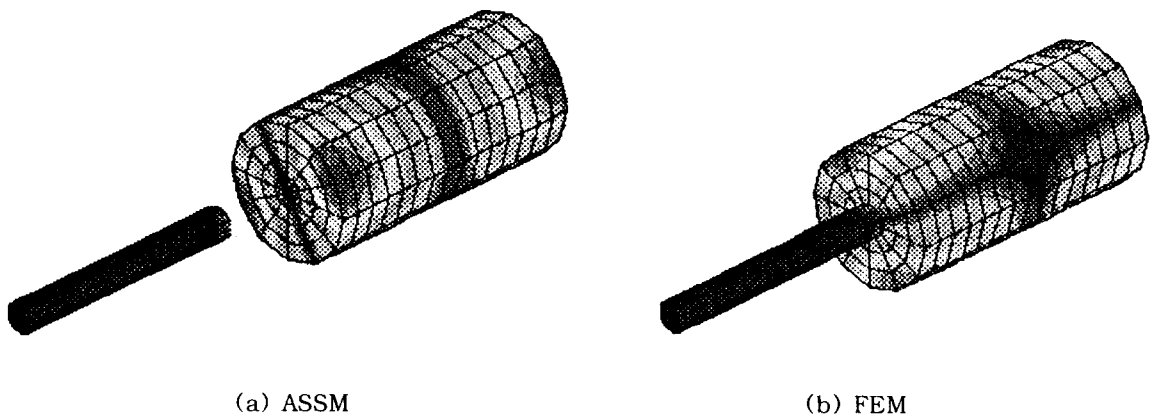


Fig. 10 Acoustic mode(8th mode) of simple expansion pipe (CASE I)

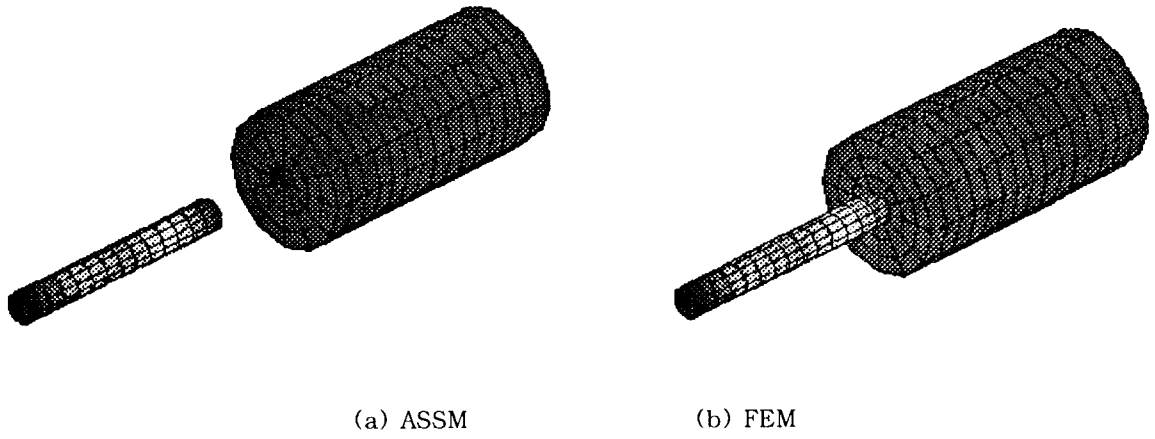


Fig. 11 Acoustic mode(1st mode) of simple expansion pipe (CASE II)

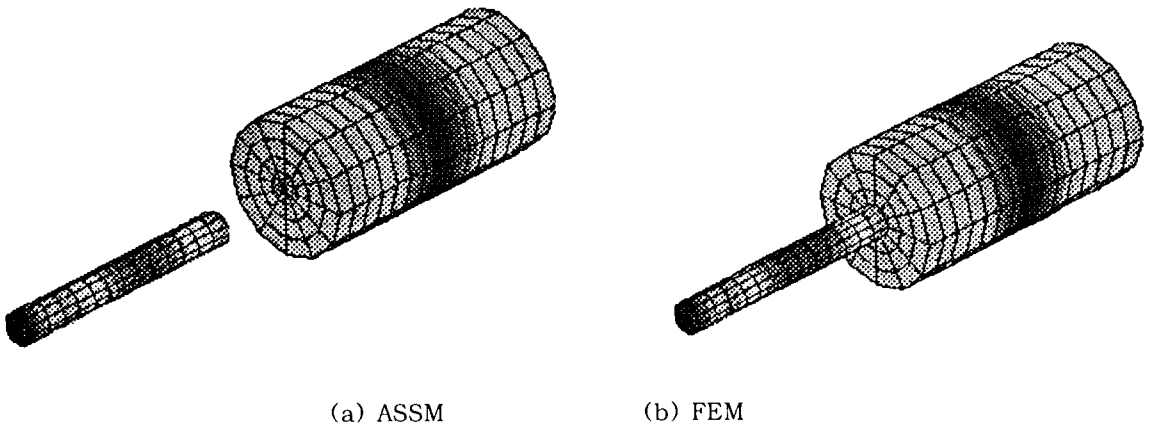


Fig. 12 Acoustic mode(2nd mode) of simple expansion pipe (CASE II)

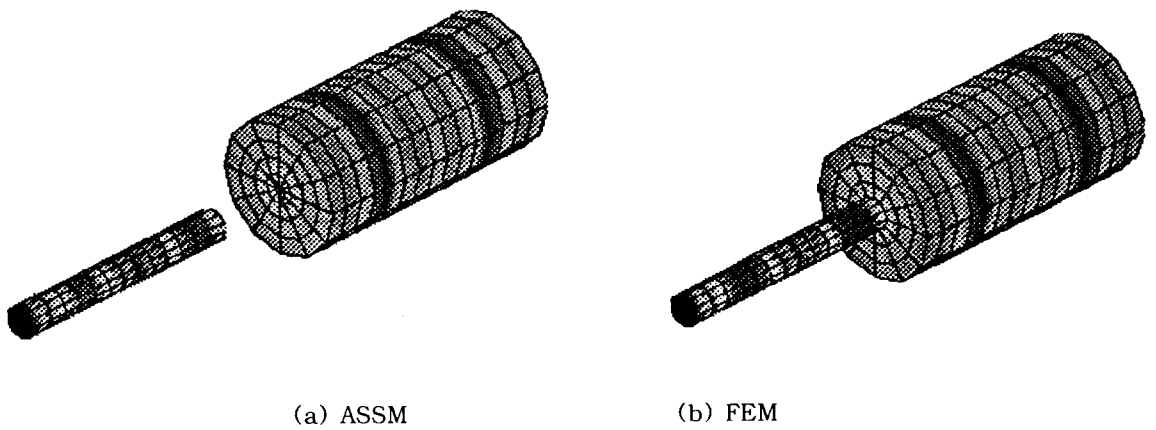


Fig. 13 Acoustic mode(4th mode) of simple expansion pipe (CASE II)

6. 결 론

본 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 진동계에서 많이 사용하고 있는 부분구조합성법의 원리를 음향계에 적용하였다.

(2) 자동차 배기계 구조물에 자주 사용되는 단순 확장관 (2) 모델에 ASSM 을 이용하여 음향모드 해석을 하였다. 두가지 경계 조건 즉, 양단이 막힌 경우와 한쪽 단이 막히고 다른 단이 열린 경우에 대하여 음향모드 해석을 수행하였다. 해석한 결과는 두 경우 모두 음향 고유진동수와 음향모드가 전계에 대하여 음향모드 해석한 결과와 잘 일치하였다.

(3) 분계의 음향 해석 주파수 영역을 몇가지 경우에 대해서 수행하여 본 결과 분계의 모드 해석을 충분히 큰 주파수 영역에 대해서 수행하는 경우가 보다 정확한 결과를 나타내었다. 결론적으로 관심있는 주파수 대역에 대해서 보다 정확한 결과를 얻고자 한다면 분계에 대해서 관심 주파수보다 충분히 큰(적어도 관심주파수의 두배) 주파수 범위까지 해석하는 것이 필요하다고 판단된다.

(4) 몇가지 모델에 대하여 ASSM 을 이용하여 음향모드 해석한 결과가 전계에 대하여 상용 음향 해석 패키지를 사용하여 음향모드 해석한 결과와 오차없이 잘 일치하는 것으로부터 ASSM 이 음향계의 해석에 적합하다는 것을 확인하였다.

(5) 본 연구에서 제시한 음향계에 관한 부분구조합성법인 ASSM 을 이용하면 복잡한 음향계에 대해서도 음향 해석을 보다 쉽게 수행할 수 있을 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

(1) 유병덕, 1989, "부분구조합성법을 이용한 구조

물의 동특성 해석에 관한 연구", 한양대학교 석사학위논문.

(2) 이정환, 1993, "부분구조합성법을 이용한 대형구조물의 동특성 규명 및 개선에 관한 연구", 한양대학교 석사학위논문.

(3) 김종배, 1995 "부분구조합성법을 이용한 컴프레서 쉘의 동특성 규명 및 개선에 관한 연구", 한양대학교 석사학위논문.

(4) Kobayashi Y., Imai M., Ohara T., Katayama T., Konomi T., 1993, "領域分割型境界要素法による排氣消音器の音響特性の解析", 日本自動車技術會論文集, Vol. 24, No. 2, pp.45~48.

(5) 이재철, 1994, "승용차용 소음기의 성능 해석 및 향상에 관한 연구", 한양대학교 석사학위논문.

(6) Nobuyuki O. and Katsunori T., 1993, "Development of Acoustic Building Block Approach and its Application(1st Report, Verification by Numerical Models and Basic Consideration on Experimental Methods)", 日本精密工學會誌, 제 59 권 제 4 호, pp. 583~588, 1993

(7) Nobuyuki O. and Katsunori T., 1993, "Development of Acoustic Building Block Approach and its Application(2nd Report, Applications Based on Experimental Data)", 日本精密工學會誌, 제 59 권 제 10 호, pp. 1671~1675 .

(8) 長松昭男, 1991, 大態政明, 部分構造合成法, 培風館.

(9) 長松昭男, 大態政明, 1983, "部分構造合成法による振動解析(第1報, 基礎的檢討)", 日本機械學會論文集(C編), 제 49 권 제 437 호, pp. 3~11.

(10) 長松昭男, 大態政明, 1983, "區分モード合成法による振動解析(第4報, 固有振動數 固有モード-その

- 2)_i, 日本機械學會論文集(C編), 第49巻 第443號, pp. 1120~1127.
- (11) 長松昭男, 大態政明, 1985, "區分モード合成法による振動解析(第5報, 強制振動その2)_i, 日本機械學會論文集(C編), 第50巻 第450號, pp. 251~259.
- (12) 오재응, 1985, 구조물 모우드 해석의 기초와 응용, 회성출판사.
- (13) Avinash R. Patil and P. R. Sajanpawar, 1996, "Acoustic Three Dimensional Finite Element Analysis of a Muffler", SAE, 89, pp 23~30.