

진동-음향 연성계의 구조-유체 상호작용

° 최 성 훈*, 김 진 오*

Structure-Fluid Interaction in a Coupled Vibroacoustic System

Sung Hoon Choi, Jin Oh Kim

ABSTRACT

Numerical analysis techniques have been applied to obtain the vibroacoustic characteristics of the simplified model of a passenger-car cabin. Two kinds of coupled vibration-acoustic analysis, such as one-way coupling and full coupling, have been carried out via the interface between the results of vibration analysis by FEM and acoustic analysis by BEM. The comparison of two coupled analysis results show the fluid-structure interaction in terms of the coupled effect of the vibration and noise.

1. 서 론

19세기 말에 Rayleigh에 의해 음향학이 체계화 되었을 때부터, 평판의 진동에 따른 공기의 반응도 관심의 대상이 되었다.⁽¹⁾ 그러나 당시에는 구조진동과 소리의 상호작용을 다루지는 않았고, 평판의 균일한 운동에 대해 공기가 부가질량과 감쇄의 역할을 하는 것으로 간주 되었다. 그후 탄성체와 압축성 유체 간의 결합된 운동을 해석하는 기술이 발전한 덕분에, 요즘에는 진동하는 구조물과 인접 유체에서의 음향 간의 상호작용을 해석할 수 있게 되었다.^(2,3)

그러한 상호작용의 해석은 일반적으로 일방연성(one-way coupling) 해석과 완전연성(full coupling) 즉 쌍방연성해석으로 분류된다.⁽⁴⁾ 일방연성해석은 구조물의 진동이 유체를 가진하여 음향파를 방사시키되 유체의 운동이 구조진동에 미치는 영향은 무시할 수 있을 만큼 작다는 전제하에 진동에 따른 음향 전파를 해석하는 것이다. 이러한 해석 사례는 많이 보고되고 있는데 그중 하나는 초음파 세정기에 대한 진동-음향 해석⁽⁵⁾이다. 쌍방연성해석은 구조물의 진동과 유체의 운동이 서로 영향을

주고받는다고 전제하여 해석하는 것이다.

진동-소음 연성해석이 활발히 적용되는 대상이 자동차 실내의 부밍(booming)소음이다.⁽⁶⁾ 본 논문은 자동차 실내 공간을 단순화한 모델을 대상으로 한다. 이모델에 대해 두가지 연성해석 기법을 적용하고 그 결과들을 비교 함으로써, 진동-음향 연성계에서 구조-유체 상호작용의 영향을 보이고자 한다. 이를 위해 유한요소법으로 진동모드를 구하고 경계요소법으로 음향현상을 해석하여 결합하였다. 더불어, 각 모드들이 연성모드에 기여하는 정도를 정량화하는 방식을 제시한다.

2. 진동-음향 연성 해석

소리가 전파하는 유체에 의해 구조물이 가진되는 정도를 정량화하는 인자를 살펴보고, 유한요소법과 경계요소법을 이용한 진동-음향 연성해석을 이론적으로 고찰한다.

2.1 연성 정도 판별

두가지 매질이 접하고 있을때 한 매질(a)에서 전파하여 매질 경계면에 도달한 파동이 다른 매질(b)로 전달되는 파동의 투과율은 각 매질의 음향

* 삼성종합기술원 슈퍼컴퓨팅실

임피던스(Z)의 비에 달려있다. 음향 임피던스는 재질에 따라 고유한 크기를 갖는 것으로서 평면파의 경우 밀도(ρ)와 파동 전파속도(c)의 곱에 해당한다. ⁽⁷⁾ 가령 공기($\rho_a = 1.2 \text{ kg/m}^3$, $c_a = 340 \text{ m/s}$)에서 전파하는 음파가 철($\rho_s = 7.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$, $c_s = 5.3 \times 10^3 \text{ m/s}$)과의 경계면에 다다라서 종파(dilatational wave)의 형태로 전달되는 경우에, 음향 임피던스의 비는 $Z_s/Z_a \sim 10^5$ 이므로 공기중의 평면파가 철에 거의 전달되지 않음을 알 수 있다.

그런데 소리가 전파하는 매질(가령 공기나 물)은 거의 반무한 공간으로 간주해도 무방하지만, 구조 진동 매질은 그렇지 않고 판 형태인 경우가 많다. 이런 경우 음향 에너지 투과 현상은 평면파의 전달현상 만으로는 설명할 수 없고, 판 두께와 형상 등에 의해 결정되는 구조물의 고유진동모드를 고려해야 한다. 이들 조건에 따라서 쌍방연성해석이 필요한지 일방연성해석으로 충분한지가 결정되어진다.

판 구조물에서 연성효과에 영향을 미치는 인자로는 특성두께 h와 주파수 ω 로써 $Z_s = \rho_s \cdot h \cdot \omega$ 로 표현되는 음향 임피던스와 구조물의 기하학적 형상을 들 수 있다. ⁽³⁾ 또한 이러한 인자들에 의해서 결정되는 구조진동모드와 음향모드 사이의 상호 연성관계를 나타내는 연성계수(coupling coefficient)가 사용되기도 한다. ^(4,6) 초음파 세정기의 사례⁽⁵⁾와 같이 균일 두께의 평판에서 고주파 진동이 방사하는 경우에는 $Z_s/Z_a \ll 1$ 이므로 일방연성해석으로 충분하다고 판단할 수 있지만, 일반적인 구조의 진동과 음향 간의 연성 정도는 구조 진동 모드 해석에서 출발하는 것이 바람직하다.

2.2 연성해석의 이론적 고찰

시간에 대해 조화함수적으로 진동하는 일반적인 구조물의 운동방정식을 유한요소법을 이용하여 나타내면 다음과 같다.

$$-\omega^2[M]\{u\} + [K]\{u\} = \{f\} \quad (1)$$

여기서 [M]과 [K]는 각각 구조의 질량행렬 및 강성행렬을 나타내고, {f}는 구조물에 작용하는 하중 벡터이며, {u}는 절점의 변위를 나타내는 벡터이다. 이 식에서 구조물의 감쇠는 모드감쇠의 형태, 즉 복소 주파수를 도입하여 고려할 수 있다. ⁽²⁾ 구조물이 유체와 접해 있는 경우에는 구조물에 작용하는 동적 하중을 기계적인 하중 {f_s}와 유체에 의한 하중 {f_r}로 구분할 수 있다. 즉

$$\{f\} = \{f_s\} + \{f_r\} = \{f_s\} + [C]\{p\} \quad (2)$$

여기서 {p}는 유체요소의 각 절점에서의 음압을 나

타내는 벡터이고, [C]는 구조와 유체의 경계면에서 구조의 진동변위와 유체의 음압을 연계시키는 진동-음향 연성행렬이다. ⁽⁸⁾

진동-음향 연성계에 대한 완전한 해를 구하기 위해서는 유체의 운동을 기술하는 파동방정식이 필요하다. 음압을 시간에 대한 조화함수로 가정하면 파동방정식은 다음과 같은 헬름홀츠(Helmholtz) 방정식으로 표현된다.

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0 \quad (3)$$

여기서 $k(=\omega/c)$ 는 파수(wave number)이다. 탄성 경계에서 음압은 다음 경계조건을 만족한다.

$$\partial p / \partial n = \rho_s \omega^2 u_n \quad (4)$$

여기서 n은 경계면의 수직방향을 의미한다.

파동방정식의 해를 수치적으로 구하는 방법으로 경계요소법을 택하였다. 음향해석에서의 경계요소법은 파동방정식을 면적분 형태인 헬름홀츠 적분방정식으로 변환한 후 경계면을 이산화하여 경계면상의 각 절점에서의 음압에 대한 행렬식을 얻는 방법이다. ⁽⁹⁾ 본 논문에서는 경계요소법 중에서도 음압을 변수로 하는 직접법(direct collocation method)을 이용하였다. 이 방법에 의해 구조의 진동과 음압과의 관계를 행렬식으로 표현하면 다음과 같다. ⁽¹⁰⁾

$$[A]\{p\} + \rho\omega^2[B]\{u\} = \{f_A\} \quad (5)$$

여기서 {f_A}는 유체 내의 음원에 의한 가진을 표시한다. 영향행렬(influence matrix)인 [A]와 [B]는 가장 일반적인 형태의 복소 행렬로서 비대칭이고 짝한 형태이며, 적분 형태로 표현되는 행렬의 성분들은 주파수의 함수이다. 그래서 식(5)는 각 성분을 계산하는데 뿐만 아니라 해를 구하기 위한 역행렬 계산에도 많은 시간을 필요로 한다.

식 (1)과 (5)를 결합하면 다음과 같은 진동-음향 연성 방정식을 얻는다.

$$\begin{bmatrix} K - \omega^2 M & -C \\ \rho\omega^2 B(\omega) & A(\omega) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_s \\ f_A \end{Bmatrix} \quad (6)$$

주파수의 함수로 표현된 위의 행렬식의 해를 구하여 구조물의 각 절점에서의 진동 변위와 경계면에서의 음압을 얻는다. 경계면의 음압들을 다시 헬름홀츠 적분방정식에 대입하여 최종적으로 임의의 지점에서의 음압을 구할 수 있다.

경계요소법에 의하여 얻어진 식(6)의 행렬의 크기는 모델의 절점수와 자유도에 의해 결정된다. 정확한 해석을 위해서는 가진 주파수가 고주파 영역으로 갈수록 많은 수의 절점을 필요로 하므로, 그에 따라 행렬식의 해를 구하는데 걸리는 시간이 늘어나게 된다. 이 경우에는 행렬식의 좌표계를 물리좌표

계에서 모드좌표계(modal coordinates)로 변환함으로써 그 크기를 줄일 수 있다. 먼저 인접한 유체를 고려하지 않은 상태에서의 구조물에 대한 고유진동 해석을 통해 고유진동수와 고유모드를 구하고, 이를 basis로 하는 Ritz expansion으로 식(6)에 상응하는 축소된 형태의 행렬식을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \hat{K} - \omega^2 \hat{M} & -C \\ \rho \omega^2 \hat{B}(\omega) & A(\omega) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \hat{u} \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \hat{f}_s \\ f_A \end{Bmatrix} \quad (7)$$

여기서 $\hat{\cdot}$ 는 각 행렬 및 벡터의 모드좌표계로의 변환을 의미한다. 이와같은 모드좌표계에서의 행렬식을 이용하면 계산시간을 절약하는 것 외에도 결과의 해석에 있어서도 장점이 있다. 식 (7)의 해를 구함으로써 각 진동모드가 주어진 가진 형태 및 주파수 하에서 얼마만큼의 기여를 하는지를 알 수 있기 때문에, 소음 저감을 위한 설계 변경시에 유용한 자료가 된다.

이와 같이 구조물의 진동과 유체의 음압을 함께 고려하는 방법이 쌍방연성해석이다. 이와는 달리 유체에 의하여 구조물의 진동이 영향을 받지 않는다고 가정하고 하는 방법이 일방연성해석이다. 즉 식(2)에서 하중 성분 중 구조에 대한 직접하중 성분 $\{f_s\}$ 만을 고려하여 변위에 대한 해를 구하고, 이를 식(5)에 대입하여 경계면에서의 음압을 구하는 것이다. 유체가 구조물의 진동에 미치는 영향이 미소한 경우, 즉 연성 정도가 작은 경우, 일방연성해석을 함으로써 해석 시간을 줄일 수 있다.

3. 해석 사례

앞서 기술한 진동-음향 연성해석 방법을 적용하는 대상으로 승용차 객실을 단순화한 모델을 설정하고, 이에 대한 진동모드와 음향모드를 구한후, 일방연성해석과 쌍방연성해석을 하며, 각 모드가 연성에 기여하는 정도를 나타내는 방법을 제시한다.

3.1 승용차 객실 모델

본 논문은 특정 대상체의 진동-음향 특성 보다는 해석방법의 적용을 위주로 하므로, 실제 물체를 대상으로 하되 복잡한 모델보다는 단순화한 모델을 설정하였다. 승용차 객실을 대상으로 단순화한 모델이 Fig. 1에 보여있다. Fig. 1 (a)는 구조의 유한요소 모델로서 차체의 windshield, roof, back window, rear shelf, floor 등으로 구성되어 있다. 이 모델은 총 828개의 절점과 832개의 삼각형 또는 사각형 평판 요소로 이루어져 있다. 평판 두께

는 2.5 mm로 균일하게 하였는데, 평판 두께가 연성 효과에 미치는 영향을 살펴보기 위해 연성해석에서는 두께가 5.0 mm일때의 결과도 구하여 비교하였다. 평판의 재질은 철로 생각하여 밀도 7,800 kg/m³, 영률(Young's modulus) 2.00×10¹¹ N/m², 포아송비(Poisson's ratio) 0.3의 값을 사용하였다.

수치해석 결과가 신뢰성을 갖기 위해서는 요소의 크기가 관심 주파수 대역에서의 진동현상을 표현할 수 있을 만큼 충분히 작아야 한다. Fig. 1 (a)의 구조 유한요소 모델은 요소의 최대 크기가 100 Hz 이하에서 가진되는 무한 평판에서의 굽힘파(bending wave)의 파장의 1/6보다 작도록 설정되었다. 구조물과 인접 유체와의 상호작용 시 구조물의 법선방향의 운동이 가장 중요하므로 이 모델은 무빙 소음 해석에 충분한 신뢰성을 갖는다.

음향 경계요소 모델은 객실을 둘러싸는 경계가 곧 차체 구조이므로 Fig. 1(a)와 같은 모델을 사용하였다. 객실 공기의 음향 물성치는 밀도 1.225 kg/m³과 음속 340m/s의 값을 사용하였다. 음파의

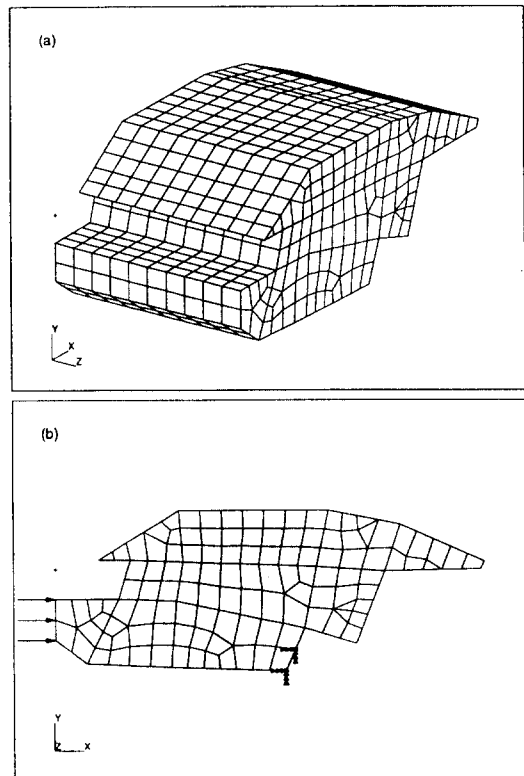


Fig. 1 Simplified finite element model of a passenger-car cabin. (a) full model; (b) boundary conditions

과장과 경계요소의 크기를 비교해 보면 이 모델은 340 Hz 까지의 해석에 적합함을 알 수 있다.

3.2 진동 및 음향 해석

차체 진동의 유한요소 해석에 MSC/ NASTRAN을 사용하였다. 해석 편의상 강제모드를 없애기 위해 Fig. 1 (b)에 보인 바와 같이 구속조건을 설정하였다. 쌍방연성해석에 사용될 고유진동모드를 구하기 위해 NASTRAN Solution 103을 사용하였고, 100 Hz 이하에서 총 70개의 진동모드를 추출하였다. 이 중 20번째 모드까지의 고유진동수를 Table 1에 기재하였고, 그중 4개의 진동모드 형상을 Fig. 2에 보였다.

차 실내의 음향 해석에는 SYSNOISE를 사용하였다. 연성해석에 앞서 음향고유모드를 구하기 위한 해석을 하였는데, 여기에는 다음절에 기술하는 연성해석에서와는 달리 유한요소법을 이용하였다. 음향 유한요소 모델은 객실 내부가 1584 개의 절점

과 1169개의 CHEXA 및 CPENTA 요소로 이루어져 있다. 경계에는 강제조건을 적용하였고, 총 20개의 음향 고유모드를 구하였다. 여기서 첫번째 모드는 고유진동수가 0인 강제모드로서 공기가 비압축성 유체와 같은 운동을 하는 모드이다. 강제모드를 제외한 처음 2개의 음향모드형상을 Fig. 3에 보이고 각각의 고유진동수도 기재하였다. 여기서 알 수 있듯이 음향모드의 1차고유진동수가 Table 1에 보인 진동모드의 고유진동수 보다 훨씬 크다.

3.3 일방연성해석과 쌍방연성해석

차 실내의 소음 원인 중에는 엔진에 의한 차체 가진으로 인해 방사되는 부밍 소음이 있다. 이를 고려하기 위해 Fig. 1 (b)에 보인 바와 같이 단순모델 차체의 앞면 관벨이 균일한 크기의 힘으로 가진되는 조건으로 연성해석을 행하였다.

일방연성해석을 할 때에는 앞서 언급한 구속조건과 가진조건을 차체 구조의 유한요소 모델에

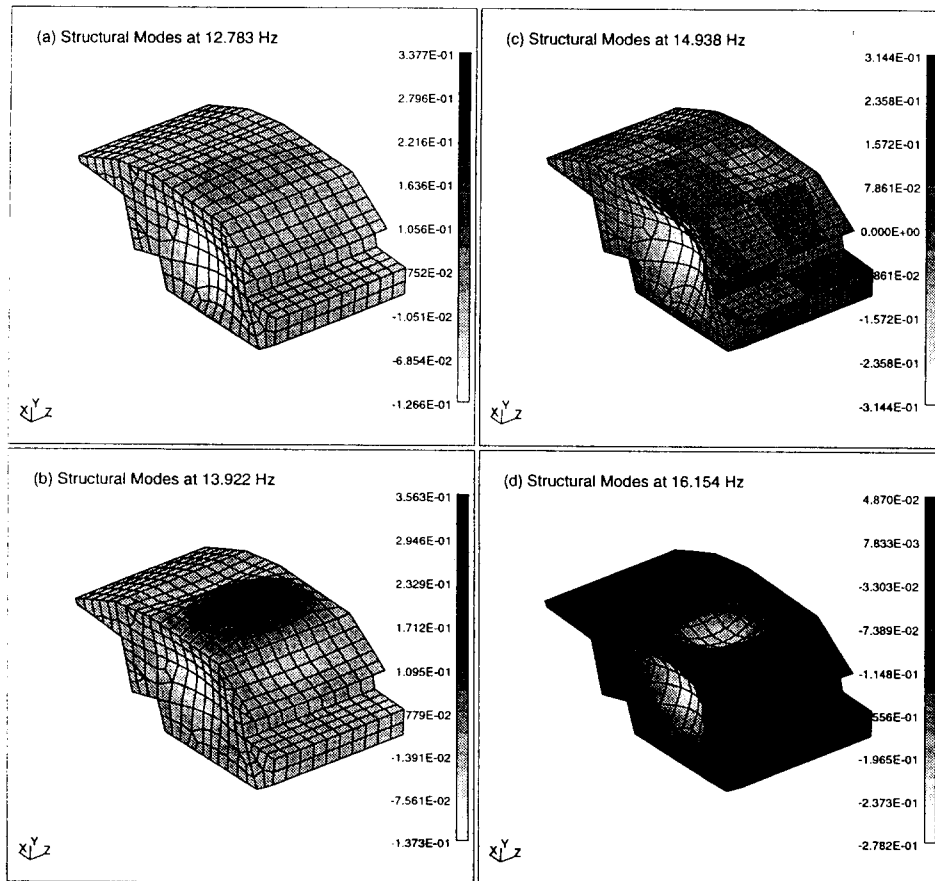


Fig. 2 Vibration mode shapes. (a) 12.8 Hz; (b) 13.9 Hz; (c) 14.9 Hz; (d) 16.2 Hz.

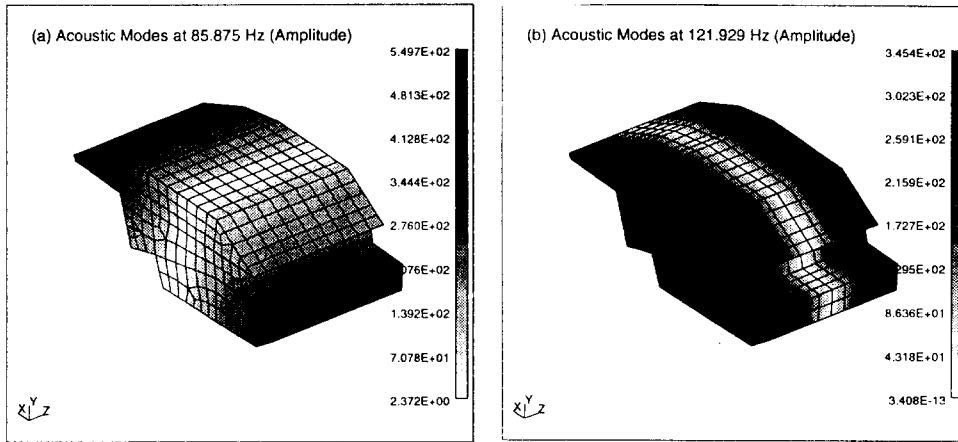


Fig. 3 Acoustic mode shapes. (a) 85.9 Hz; (b) 121.9 Hz.

Table 1 Natural frequencies of the passenger-car cabin model in Fig. 1.

MODE	FREQUENCIES (Hz)	MODE	FREQUENCIES (Hz)
1	12.78	11	30.47
2	13.92	12	31.67
3	14.94	13	33.86
4	16.15	14	35.40
5	22.90	15	35.41
6	25.25	16	37.23
7	25.27	17	37.33
8	25.95	18	39.26
9	26.76	19	39.99
10	27.54	20	40.80

적용하고, NASTRAN Solution 111을 사용하여 각 절점에서의 변위를 구한 다음, 이결과를 속도조건으로 환산하여 음향 경계요소 모델에 대한 경계조건으로 적용하는 SYSNOISE의 BEM Uncoupled Option을 사용하여 차 실내의 음압을 구하였다.

본 논문에서는 구조 유한요소 모델의 절점이 음향 경계요소 모델의 절점과 일치하지만, 그렇지 않은 경우에도 이방법을 적용할 수 있다. 따라서 보다 높은 주파수 영역에서 해석해야 하는 경우에는 구조 유한요소 모델 만의 요소크기를 작게 함으로써 신뢰성있는 일방연성해석 결과를 얻을 수 있다.

쌍방연성해석을 할 때에는 NASTRAN을 사용하여 구한 고유진동모드를 이용하고 SYSNOISE의 BEM Coupled Option을 사용하여 진동-음향 연성계에 대한 음향 해를 구하였다. 두가지 연성해석 결과의 비교를 위하여 운전자의 귀 위치에서의 음압의 주파수응답곡선을 Fig. 4에 나타내었다. Fig. 4를 보면 각 피크의 위치가 Table 1의 구조 고유진동수와 일치한다. 즉 일방연성 해석의 경우에는 구조의 진동이 그대로 실내 음장에 반영이 됨을 알 수 있다.

Fig. 4에대한 이해를 돕기위해 쌍방연성해석으로 구한 진동-음향 연성계의 고유진동수 및 각 연성모드에 대한 구조모드의 기여정도를 Table 2에 보여주었다. 일방연성 해석의 경우와 마찬가지로 주파수응답곡선의 피크의 위치는 연성된 고유주파수와 일치함을 알 수 있다. Fig. 4 일방연성해석과 쌍방연성해석의 결과들을 비교해 보면, 연성을 고려함으로 인해 첫번째 구조고유진동수 이하의 저주파대역에서 음압이 낮아짐을 알 수 있다. 이는 유체의 영향이 부가된 질량효과로 구조진동에 작용했기 때문으로 보인다. 일반적으로 진동-음향 연성계의 고유진동수는 유체로인한 부가질량 효과로 인해 진동계만의 고유진동수보다 낮아지게 된다.⁽²⁾ 본 연구에서도 Table 1과 Table 2를 비교해보면 이러한 현상을 확인할 수 있다. 반면에 4번째 구조모드에 상응하는 5번째 연성모드에서는 오히려 연성효과에 의해 주파수가 높아졌음을 알 수 있다. Table 2에서 볼 수 있듯이 다른 연성모드와는 달리 이 연성모드에서는 여러 다른 구조모드들이 복합적인 영향을 줌을 알 수 있다. 즉 유체로 인해 구조모드들간의

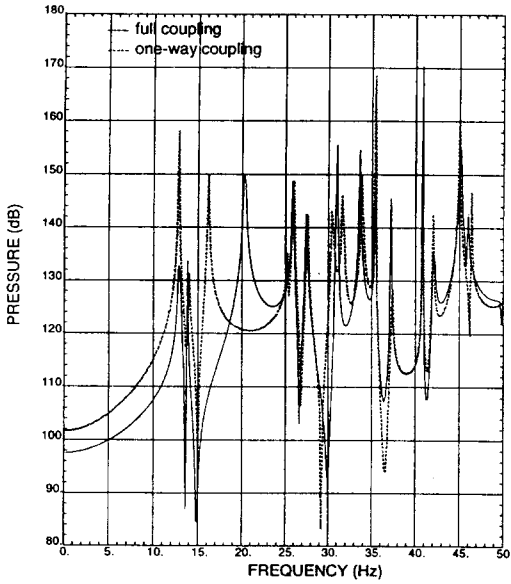


Fig. 4 Frequency response function of the one-way and full coupling analysis results with plate thickness of 2.5 mm.

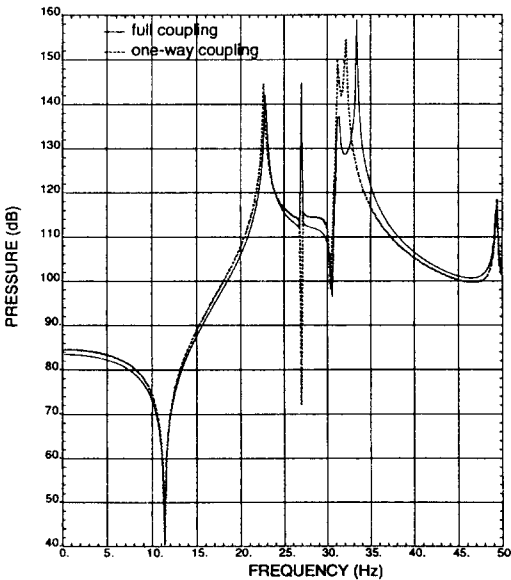


Fig. 5 Frequency response function of the one-way and full coupling analysis results with plate thickness of 5.0 mm.

연성효과가 커졌기 때문으로 이해되는데, 이에 대해서는 좀 더 면밀한 고찰이 요구된다.

평판 두께에 따른 연성 효과의 변화를 살펴 보기 위해 두께를 5.0 mm 로 한 모델에 대해 연성해석을 한 결과를 Fig. 5에 보여주었다. 이 결과를 Fig. 4와 비교하면 평판 두께가 증가함으로 인해 판넬의 공기에 대한 상대적 단위 면적당 질량 및 굽힘강성이 증가하므로 연성 효과는 평판 두께가 얇을 때에 비해 대체적으로 감소함을 알 수 있다.

3.4 기여도 해석

연성해석에서 구할 수 있는 흥미로운 수치 중의 하나가 구조의 어느 일부분이 음장 내의 어느 한 점에서의 음압 또는 전체 방사 power에 얼마만큼의 기여를 하는가를 보여주는 판넬 기여도이다. Helmholtz의 적분방정식에서 표면적분의 영역을 원하는 면적으로 제한함으로써 음압에의 기여도를 구할 수 있다.

본 연구에서는 Fig. 1 (a)에 보인 모델에서 windshield, roof, back window, rear shelf, floor 등이 운전자의 귀 위치에서의 음압에 얼마만큼 기여하는가를 계산하였다. 40.8 Hz로 가졌을 때의 결과를 벡터 형식으로 표현한 것이 Fig. 6에 보여 있다. 이로부터 알 수 있는 것은 windshield, back window 및 rear shelf의 영향은 거의 없고 roof 및 floor의 영향이 크다는 것이다. 이와같이 판넬 기여도 해석을 통해서 특정 주파수에서의 소음의 원인이 되는 부분을 찾아낼 수 있고, 이를 이용하여 소음저감을 위한 설계변경을 할 수 있다.

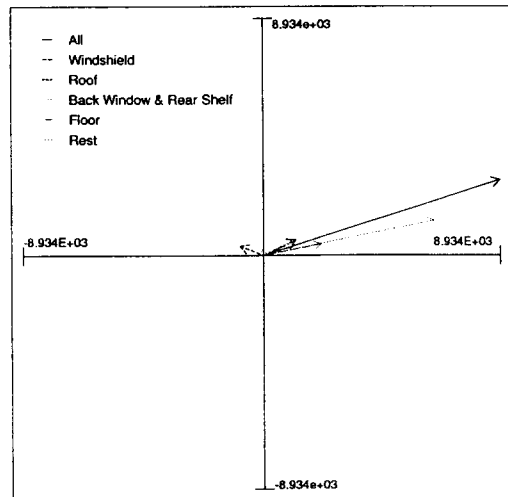


Fig. 6 Polar amplitude-phase diagram showing the panel contributions to the sound pressure level at the driver's ear position at 40.8Hz.

Table 2 Coupled natural frequencies and contributions of structural modes.

Mode	1	2	3	4	5	6	7
Frequency	2.2E-6	12.94	13.86	14.84	20.32	20.82	25.10
Structural mode numbers & their contributions (%)	-	1 (76.7) 4 (15.0) 2 (2.85)	2 (90.0) 4 (6.31) 1 (1.65)	3 (98.7) 7 (0.66) 15 (0.08)	4 (47.7) 1 (9.10) 11 (6.94)	5 (98.6) 7 (0.46) 9 (0.18)	7 (95.2) 3 (1.89) 9 (0.58)
Mode	8	9	10	11	12	13	14
Frequency	25.17	25.94	26.60	27.53	31.10	31.13	33.67
Structural mode numbers & their contributions (%)	6 (72.6) 4 (6.72) 11 (4.05)	8 (73.9) 4 (5.72) 10 (4.58)	9 (97.5) 7 (0.67) 5 (0.27)	10 (73.0) 11 (5.16) 4 (4.98)	12 (47.7) 11 (28.4) 13 (6.19)	11 (42.6) 12 (24.6) 4 (7.02)	13 (75.0) 12 (10.3) 14 (3.36)

4. 결론

본 과제에서는 구조기인 소음의 정확한 해석을 위한 진동/소음 연성 해석 방법을 다루었다. 이의 적용을 위해 단순화된 자동차 모델을 설정하였고 MSC/NASTRAN을 이용한 진동해석과 SYSNOISE를 이용한 소음해석 결과를 연계시켜 일방연성해석 및 쌍방연성해석 결과를 비교하였다.

쌍방연성해석의 효과는 구조물의 유체에 대한 상대적 굽힘 강성이 작을 때, 그리고 저주파 대역에서 크게 나타났다. 차실 내의 음장에 대한 연성효과는 구조물의 첫번 째 고유진동수 이하에서는 부가된 질량의 형태로 나타났으며 몇몇 저주파 모드에서는 주파수를 이동시키거나 인접한 모드를 중첩시키기도 하였다. 이와함께 기여도 해석을 통해서 특정 위치의 음압 또는 전체 구조물로부터의 방사 에너지에 대한 임의의 판별의 기여도를 알 수 있었다.

본 연구의 결과에서 볼 수 있듯이 공기와 같은 가벼운 유체의 경우에도 저주파 대역에서는 연성효과를 무시할 수 없음을 알 수 있다. 따라서 본 과제의 연성해석 기법을 실차 모델에 적용함으로써 가청 주파수 대역에서의 진동/소음 연성해석의 필요성을 확인해볼 필요가 있을 것이다.

참고 문헌

- (1) Rayleigh, J. W. S., 1896, The Theory of Sound, 2nd ed., MacMillan, London (reprinted by Dover, New York, 1945), Vol. 2, pp.162-169.
- (2) Junger, M. C. and Feit, D., 1986, Sound, Structures, and Their Interaction, 2nd ed. MIT Press, Cambridge, MA.
- (3) Brighton, D. G., 1989, "Fluid Loading - The Interaction Between Sound and Vibration", Journal of Sound and Vibration, Vol. 133, pp.1-27.
- (4) 박동철, 이장무, 김석현, 1995, "구조-음향계의 연성해석기법 비교연구", 대한기계학회 동역학 및 제어부문 학술대회논문집, pp.69-74.
- (5) 김진오, 김정호, 최정영, 조문재, 1995, "초음파 세정기의 진동/음향 해석에 의한 수명/성능 향상 연구", 대한기계학회논문집, 제19권 제11호, pp.2939-2953.
- (6) 박동철, 1996, 구조-음향 연성계의 민감도해석과 최적화기법을 이용한 차량소음 저감에 관한 연구, 서울대학교 공학박사 학위논문.
- (7) Achenbach, J. D., 1975, Wave Propagation in Elastic Solids, North-Holland Pub. Co., Amsterdam, pp.26-29.
- (8) Choi, S.-H., 1995, Acoustic Radiation from a Finite-Length Shell with Substructures, Ph.D. Thesis, Northwestern University, Illinois.
- (9) Ciskowski, R. D., Brebbia, C. A., 1991, Boundary Element Methods in Acoustics, Elsevier Applied Science, London.
- (10) NIT, 1995, SYSNOISE User's Manual, Numerical Integrations Technologies, Leuven, Belgium.