

Rayleigh-Ritz법을 이용한 샌드위치 패널의 진동 및 소음방사 특성 분석

An Analysis of Vibration and Sound Radiation of Sandwich Panels Using the Rayleigh-Ritz Method

김 동 규* · 김 재 현* · 전 진 용** · 박 준 홍†

Dongkyu Kim, Jaehyun Kim, Jin-Yong Jeon and Junhong Park

(2011년 2월 18일 접수 ; 2011년 4월 20일 심사완료)

Key Words : Sandwich Panel(샌드위치 패널), Rayleigh-Ritz Method(레이리 린츠 방법), Sound Power(음향 파워)

ABSTRACT

The purpose of this study is to analyze the vibration and sound generation characteristics of the sandwich panel. Two thick panels were assumed to be separated by a compliant viscoelastic core. The transverse vibration induced by an external impact was analyzed using the Rayleigh-Ritz method. For applying arbitrary boundary condition of the panels, the edges were assumed to be supported by the translational and rotational springs. The beam functions were used as the trial functions. The effect of the boundary condition and viscoelastic core on the resulting vibration characteristics was investigated. The radiated sound power was analyzed using the proposed numerical model and the Rayleigh integral. The dynamic properties of the core and the mass-stiffness-mass resonance frequency had significant influence on the impact sound.

기 호 설 명

a, b : x 와 y 방향의 패널 크기[m]
 $\alpha_{mn}, \beta_{mn}, q_j$: 일반좌표
 C_{jn} : 패널 j 의 모서리 n 의 회전강성[Pa/rad]
 D_1, D_2 : 패널1과 2의 굽힘강성[N×m]
 η : 점탄성층의 손실계수
 Γ_{mn}, Ψ_{mn} : 패널1과 2의 허용가능함수
 m_1, m_2 : 패널1과 2의 단위면적당 질량[kg/m²]
 ω_j : 샌드위치 패널의 고유진동수[rad/s]

ω_m : 질량-강성-질량 공진주파수[rad/s]
 $\phi_{1,m}, \phi_{2,m}, \varphi_{1,n}, \varphi_{2,n}$: x 와 y 방향의 보함수
 Π_{mn}, Λ_{mn} : 패널1과 2의 모드형상함수
 σ_{1j}, σ_{2j} : 패널1과 2의 j 번째 모드의 방사효율
 S_i^* : 점탄성층의 병진방향변형에 대한 강성[Pa/m]
 T_{jn} : 패널 j 의 모서리 n 의 병진강성[Pa]
 T_{panel}, U_{panel} : 샌드위치패널의 운동 및 보존 에너지[J]
 $v_{1,av}, v_{2,av}$: 패널1과 2의 평균진동량[m²/s²/Hz]
 W_1, W_2 : 패널1과 2의 음향파워[W]

† 교신저자; 정회원, 한양대학교 기계공학부
E-mail : parkj@hanyang.ac.kr
Tel : (02)2220-0424, Fax : (02)2298-4634

* 한양대학교 기계공학과
** 한양대학교 건축공학과

1. 서 론

진동하는 구조물 사이에 점탄성소재를 삽입했을

때 나타나는 점탄성층의 감쇠효과를 이용하여 소음, 진동을 저감하는 기술이 널리 사용되고 있다. 특히 철도궤도의 진동저감이나 공동주택 바닥구조물의 중량 충격 소음의 저감을 위해 완충재나 제진재 등의 점탄성소재를 이용한 복합 구조물층이 사용된다. 전체 구조물의 진동 및 음향방사 특성은 사용되는 점탄성소재에 따라 큰 변화가 발생한다. 따라서 구조물의 소음 저감을 위해서 점탄성소재가 사용된 복합구조물의 진동과 소음 특성 해석이 필요하다.

복합구조물의 해석은 샌드위치 모델을 통해 연구 되어 왔다. Rao와 Nakra⁽¹⁾는 두 패널 사이에 점탄성층이 삽입된 샌드위치패널 모델에 대한 굽힘 변위 운동방정식을 유도하였다. 반면에 Douglas와 Yang⁽²⁾은 샌드위치보의 점탄성층에 대한 병진변형의 특성변화를 분석하고 손실계수가 병진변형에 영향을 미치는 주파수를 제안하였다. Sisemore와 Darvennes⁽³⁾는 병진변형모델과 전단변형모델을 샌드위치보에 적용하여 비교하였고, 상부 보의 두께가 하부 보의 두께만큼 커질수록 병진 모델이 더 적합하다는 것을 보였다. Thompson⁽⁴⁾은 다리에서 발생하는 진동과 소음을 해석하기 위해 병진변형 모델을 이용하여 파동 전달해석을 수행하였다.

이 연구에서는 철도 제진 구조나 건축물의 바닥 구조 등 자체 굽힘 강성이 큰 두 개의 구조물 사이에 제진구조가 삽입된 병진 변형 모델이 적용 가능한 구조의 소음방사 특성을 분석하였다. 임의의 경계조건을 갖는 샌드위치 패널의 진동, 소음방사 해석은 수치해석법인 Rayleigh-Ritz법을 이용하였으며, 개방음장에서의 소음방사 계산은 Rayleigh 적분을 이용하였다. 각 패널의 경계조건 및 점탄성층의 동특성 변화에 의한 소음방사특성의 차이 검토를 통해 진동 저감설계 분석에 사용 가능한 모델을

제안하였다.

2. 샌드위치 패널의 진동 해석

2.1 Rayleigh-Ritz 방법

(1) 운동에너지와 보존에너지

Fig. 1은 샌드위치 패널의 구조를 보여준다. 이 샌드위치 패널 구조는 두 개의 패널과 그 사이에 유연한 점탄성층이 삽입된 3단 구조를 갖는다. 각 패널의 모서리는 Fig. 2와 같이 병진 스프링과 회전 스프링을 이용하여 임의의 경계조건을 나타낼 수 있다. 각 패널은 균일한 두께 h_1, h_2 와 길이 $a \times b$ 그리고 강성 E_1, E_2 와 밀도 ρ_1, ρ_2 를 갖는다. 이 진동시스템의 운동에너지(T_{panel})는

$$T_{panel} = \int_0^a \int_0^b \frac{1}{2} \rho_1 h_1 w_{1,t}^2 + \frac{1}{2} \rho_2 h_2 w_{2,t}^2 dy dx \quad (1)$$

이다. 여기서 $w_{1,t}$ 는 w_1 의 t 에 대한 1차 미분이다. 샌드위치패널의 보존에너지는 패널의 굽힘, 병진스프링, 회전스프링, 점탄성층의 변형에 의한 보존에너지(각각 U_{panel}, U_T, U_c 그리고 U_V)의 합으로 구해지며 다음과 같다.

$$U_{panel} = \frac{1}{2} \int_0^a \int_0^b D_1 [w_{1,xx}^2 + w_{1,yy}^2 + 2\nu_1 w_{1,xx} w_{1,yy} + 2(1-\nu_1) w_{1,xy}^2] + D_2 [w_{2,xx}^2 + w_{2,yy}^2 + 2\nu_2 w_{2,xx} w_{2,yy} + 2(1-\nu_2) w_{2,xy}^2] dy dx \quad (2a)$$

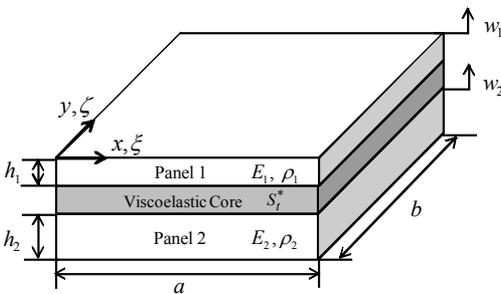


Fig. 1 Geometry of the sandwich panels

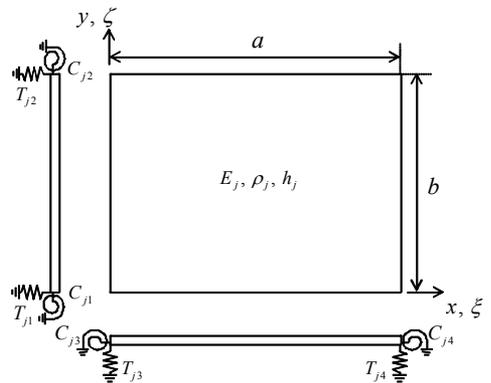


Fig. 2 Boundary conditions of each panel. The supports are shown from a side view of one of the panel

$$\begin{aligned}
 U_T = & \frac{1}{2} \int_0^a T_{11} w_1^2(x, 0) + T_{12} w_1^2(x, b) \\
 & + T_{21} w_2^2(x, 0) + T_{22} w_2^2(x, b) dx \\
 & + \frac{1}{2} \int_0^b T_{13} w_1^2(0, y) + T_{14} w_1^2(a, y) \\
 & + T_{23} w_2^2(0, y) + T_{24} w_2^2(a, y) dy
 \end{aligned} \tag{2b}$$

$$\begin{aligned}
 U_C = & \frac{1}{2} \int_0^a C_{11} w_{1,y}^2(x, 0) + C_{12} w_{1,y}^2(x, b) \\
 & + C_{21} w_{2,y}^2(x, 0) + C_{22} w_{2,y}^2(x, b) dx \\
 & + \frac{1}{2} \int_0^b C_{13} w_{1,x}^2(0, y) + C_{14} w_{1,x}^2(a, y) \\
 & + C_{23} w_{2,x}^2(0, y) + C_{24} w_{2,x}^2(a, y) dy
 \end{aligned} \tag{2c}$$

$$U_V = \frac{1}{2} \int_0^a \int_0^b S_i^* (w_1 - w_2)^2 dy dx \tag{2d}$$

여기서, D_j 는 패널의 굽힘강성, T_{jn} 와 C_{jn} 는 각각 병진강성과 회전강성을 나타낸다. 이 강성값을 변경함으로써 다양한 경계조건의 구현이 가능하다. 여기서 $j=1, 2$ 는 각 패널, $n=1\sim 4$ 는 패널의 모서리를 나타낸다. $S_i^* = S_i(1+i\eta) = E^*/t(E^*$ 와 t 는 점탄성층의 영률과 두께)는 점탄성층의 병진변형에 대한 강성이다. 보존에너지를 구할 때 패널과 점탄성층의 전단 변형은 무시하였다. 이러한 가정은 패널의 굽힘강성이 크고 점탄성층의 탄성계수가 폼 소재와 같이 작은 경우에 적용 가능하다⁽³⁾. 또한 주파수에 따른 점탄성 소재 음향특성의 변화는 관심주파수 영역에서 변화량이 대부분 5~10%이내로써 이 논문의 음향 해석에서 무시하였다.

(2) 자유진동해석

샌드위치 패널의 진동해석을 위하여 각 패널 변위의 근사값을 N^2 개의 시행함수와 일반좌표(α_{mn}, β_{mn})로 나타내면 다음과 같다.

$$w_1(x, y, t) = \sum_{mn=1}^{N^2} \Gamma_{mn}(x, y) \alpha_{mn}(t) \tag{3a}$$

$$w_2(x, y, t) = \sum_{mn=1}^{N^2} \Psi_{mn}(x, y) \beta_{mn}(t) \tag{3b}$$

계산된 식 (1)과 식 (2)에 식 (3)을 대입하고 라그

랑지방정식을 적용한다.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\alpha}_{mn}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \alpha_{mn}} = 0, \quad mn = 1, 2, \dots, N^2 \tag{4a}$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\beta}_{mn}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \beta_{mn}} = 0, \quad mn = 1, 2, \dots, N^2 \tag{4b}$$

여기서 $L = T - (U_{panel} + U_T + U_C + U_V)$ 은 시스템 라그랑지안이다. 이로부터 다음과 같은 운동방정식:

$$[M] \begin{Bmatrix} \ddot{\alpha}_{mn} \\ \ddot{\beta}_{mn} \end{Bmatrix} + [\hat{K}] \begin{Bmatrix} \alpha_{mn} \\ \beta_{mn} \end{Bmatrix} = 0 \tag{5}$$

을 얻는다. 이 운동방정식으로부터 고유행렬(V_j)과 고유진동수(ω_j)를 계산한다.

(3) 시행함수(trial functions)

시행함수는 수치해석적 오차를 줄이고 빠른 계산이 가능한 함수로 선택하는 것이 중요하다⁽⁵⁾. 열차가 운행 중 발생하는 구름소음, 경량충격음에 의한 층간소음 등은 비교적 고주파에서 발생하며 이러한 고주파수 진동 해석을 위해 보함수를 사용하였다. 계산의 편의를 위하여 무차원변수 $\xi = x/a$, $\zeta = y/b$ 를 사용하였다. 각 패널의 병진방향변위에 대한 허용가능함수는

$$\Gamma_{mn} = \phi_{1,m}(\xi) \phi_{1,n}(\zeta), \quad \Psi_{mn} = \phi_{2,m}(\xi) \phi_{2,n}(\zeta) \tag{6}$$

이며, Fig. 2의 경계조건을 만족한다. 이 연구에서는 Park⁽⁵⁾ 등의 기존 연구에서 제안된 수정된 보함수인,

$$\begin{aligned}
 \phi_{1,m}(\xi) = & A_m \sin \beta_m \xi \\
 & + B_m \cos \beta_m \xi + C_m e^{\beta_m(\xi-1)} + D_m e^{-\beta_m \xi}
 \end{aligned} \tag{7}$$

와 무차원 강성요소인,

$$\begin{aligned}
 Y_{jn} = & T_{jn} a^3 / D_j, \quad R_{jn} = C_{jn} a / D_j, \\
 & j=1, 2, n=1, 2, 3, 4
 \end{aligned} \tag{8a,b}$$

를 이용하여 시행함수를 구하기 위한 경계조건을 다음과 같이 적용한다.

$$\frac{\partial^3 \phi_{1,m}(0)}{\partial \xi^3} = -Y_{j1} \phi_{1,m}(0), \tag{9a}$$

$$\frac{\partial^2 \phi_{1,m}(0)}{\partial \xi^2} = R_{j1} \frac{\partial \phi_{1,m}(0)}{\partial \xi} \quad (9b)$$

$$\frac{\partial^3 \phi_{1,m}(1)}{\partial \xi^3} = Y_{j2} \phi_{1,m}(1), \quad (9c)$$

$$\frac{\partial^2 \phi_{1,m}(1)}{\partial \xi^2} = -R_{j2} \frac{\partial \phi_{1,m}(1)}{\partial \xi} \quad (9d)$$

마찬가지로 $\phi_{2,m}$, $\varphi_{1,n}$, $\varphi_{2,n}$ 에 대해 같은 방법으로 경계조건이 적용된다. 제안된 보함수를 식 (9)에 적용하고 행렬형태로 나타내면 x의 경우,

$$\begin{pmatrix} -\beta_m^3 & Y_1 \\ R_1 & \beta_m \\ Y_2 \sin \beta_m + \beta_m^3 \cos \beta_m & Y_2 \cos \beta_m - \beta_m^3 \sin \beta_m \\ R_2 \cos \beta_m - \beta_m \sin \beta_m & -R_2 \sin \beta_m - \beta_m \cos \beta_m \end{pmatrix} \begin{pmatrix} Y_1 + \beta_m^3 e^{-\beta_m} & Y_1 - \beta_m^3 \\ (R_1 - \beta_m) e^{-\beta_m} & -R_1 - \beta_m \\ Y_2 - \beta_m^3 & (Y_2 + \beta_m^3) e^{-\beta_m} \\ R_2 + \beta_m^3 & (-R_2 + \beta_m) e^{-\beta_m} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} A_m \\ B_m \\ C_m \\ D_m \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (10)$$

가 된다. 식 (10)의 고유치 문제를 풀면 β_m 에 대한 A_m , B_m , C_m , D_m 을 구할 수 있으며 계산된 보함수의 직교성을 이용하여 정규화할 수 있다.

$$\iint_{0,0}^{1,1} \Gamma_{mn}(\xi, \zeta) \Gamma_{pq}(\xi, \zeta) d\xi d\zeta = \delta_{mp} \delta_{nq} \quad (11a)$$

$$\iint_{0,0}^{1,1} \Psi_{mn}(\xi, \zeta) \Psi_{pq}(\xi, \zeta) d\xi d\zeta = \delta_{mp} \delta_{nq} \quad (11b)$$

여기서 δ_{mp} , δ_{nq} 는 Kronecker 델타 함수이다.

2.2 가진 되는 패널의 거동

계산된 각 패널의 경계조건을 만족하는 허용가능 함수를 이용하여 식 (5)의 질량행렬과 강성행렬을 구한다. 구해진 고유행렬(V_j)을 이용하여

$$\begin{bmatrix} \alpha_{mn}(t) \\ \beta_{mn}(t) \end{bmatrix} = [V_j] [q_j(t)] \quad (12)$$

를 정의한다. 질량행렬과 강성행렬이 대칭행렬이며 $[V_j]^T [M] [V_k] = \delta_{jk}$ 를 만족하는 것을 이용하여 정리하면,

$$\{q_j\} = h_j(\omega) \int_0^1 \int_0^1 \Phi_j f(\xi, \zeta, \omega) d\xi d\zeta \quad (13)$$

가 된다. 여기서 하중(f)은 열차 운행 중 궤도에 가해지는 움직이는 힘, 공동주택의 표준 충격원 충격함⁽⁶⁾등의 임의의 하중을 적용할 수 있다. 그리고,

$$h_j(\omega) = \frac{1}{\{-\omega^2 [I] + \omega_j^2\}} \quad (14a)$$

$$\Phi_j = \sum_{mn=1}^{N^2} V_j(mn) \Gamma_{mn} + \sum_{mn=1}^{N^2} V_j(mn + N^2) \Psi_{mn} \quad (14b)$$

이다. 모드형상함수는 다음과 같이 정의된다.

$$\Pi_j(\xi, \zeta) = \sum_{mn=1}^{N^2} \Gamma_{mn}(\xi, \zeta) V_j(mn) \quad (15a)$$

$$\Lambda_j(\xi, \zeta) = \sum_{mn=1}^{N^2} \Psi_{mn}(\xi, \zeta) V_j(mn + N^2) \quad (15b)$$

모드형상함수를 이용하여 식 (12)를 식 (3)에 대입한다. 조화하중이 가해진다고 하면 각 패널의 변위는

$$w_1(\xi, \zeta) = \sum_{j=1}^{2N^2} \Pi_j(\xi, \zeta) \{q_j\}, \quad (16a)$$

$$w_2(\xi, \zeta) = \sum_{j=1}^{2N^2} \Lambda_j(\xi, \zeta) \{q_j\} \quad (16b)$$

이다. 여기서 점 하중에 의한 주파수응답함수(H_j)를 구하면

Table 1 Applied properties of sandwich panel

	Panel 1	Panel 2
Length(a)	0.51 m	0.51 m
Width(b)	0.45 m	0.45 m
Thickness(h)	0.005 m	0.01 m
Density(r)	1100 kg/m ³	1100 kg/m ³
Young's modulus(E)	10 GPa	10 GPa
Loss factor(η)	0.01	0.01
Poisson ratio(ν)	0.2	0.2

$$H_1(s_1, s_2, \omega) = \sum_{j=1}^{2N^2} \Pi_j(s_1) \Phi_j(s_2) h_j(\omega) \quad (17a)$$

$$H_2(s_1, s_2, \omega) = \sum_{j=1}^{2N^2} \Lambda_j(s_1) \Phi_j(s_2) h_j(\omega) \quad (17b)$$

이다. s_1 은 패널에서의 측정변위 위치벡터를 나타내며 s_2 는 하중이 가해지는 위치벡터를 나타낸다.

2.3 주파수응답

주파수응답함수를 구하기 위해 Table 1의 물성치를 적용하였다. 패널1은 자유($T_{1n}=0, C_{1n}=0$), 패널2는 고정($T_{2n}=10^{10}$ Pa, $C_{2n}=10^{10}$ N/rad) 경계조건을 갖는 것으로 가정하였고 $N=15$ 를 적용하였다. 물성치는 실제 측정값을 사용할 수 있다⁽⁷⁾.

Fig. 3은 $\xi=0.525, \zeta=0.525$ 에서 점 하중에 의한,

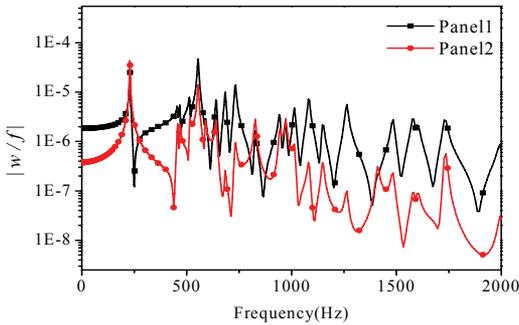


Fig. 3 Frequency response function of each panel at $\xi=0.525, \zeta=0.525$, free-fix boundary condition, $S_t^*=5 \times 10^6$ Pa/m, loss factor of 0.01

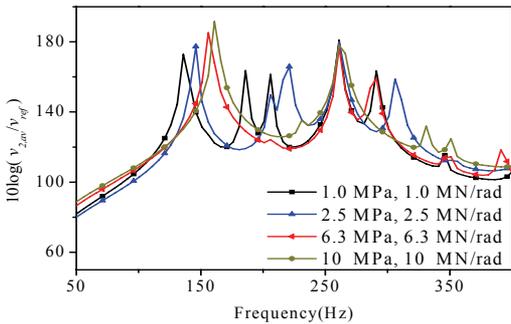


Fig. 4 Comparison of averaged velocity of panel 2 with various boundary stiffness of T_{1n} and C_{1n} on panel 1, $S_t^*=0.5 \times 10^6$ Pa/m, $\eta=0.01$, $v_{ref}=10^{-12}$ m²/s²/Hz

같은 위치의 주파수응답해석 결과이다. 전체적으로 패널2 변위가 패널1에 비해 상대적으로 작으며, 저주파수에서 각 패널의 공진주파수가 같은 반면, 고주파수 영역에서는 서로 다른 경우가 나타났다.

3. 소음방사 특성

3.1 음향파워레벨

(1) 음향파워

각 패널에서 방사되는 소음을 계산하기 위해 Rayleigh 적분을 이용하였다. 방사된 음향파워는 far-field에서의 음향인텐시티를 계산하고, 패널의 평균진동량을 통해 방사효율을 계산한다. 공기의 파수는 k_a , 속도는 c_a , 밀도는 ρ_a 이다. 방사효율은

$$\sigma_{1,j} = \frac{k_a^2}{4abV_{1,j}\pi^2} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \left| \int_S \Pi_j(r) e^{jk_a r(\sin\theta \cos\phi + \sin\theta \sin\phi)} dr \right|^2 \sin\theta d\theta d\phi \quad (18a)$$

$$\sigma_{2,j} = \frac{k_a^2}{4abV_{2,j}\pi^2} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \left| \int_S \Lambda_j(r) e^{jk_a r(\sin\theta \cos\phi + \sin\theta \sin\phi)} dr \right|^2 \sin\theta d\theta d\phi \quad (18b)$$

가 된다. 여기서

$$V_{1,j} = \sum_{mn=1}^{N^2} V_j^2(mn), \quad (19a)$$

$$V_{2,j} = \sum_{mn=1}^{N^2} V_j^2(mn + N^2) \quad (19b)$$

이다. 패널의 평균진동량은 다음과 같이 계산된다.

$$v_{1,av} = F_p(\omega) \sum_{j=1}^{2N^2} V_{1,j} |h_j(\omega)|^2 \quad (20a)$$

$$v_{2,av} = F_p(\omega) \sum_{j=1}^{2N^2} V_{2,j} |h_j(\omega)|^2 \quad (20b)$$

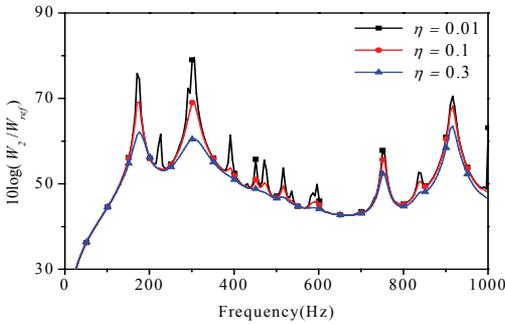
여기서 F_p 는 하중의 스펙트럼밀도이다. 최종적으로 음향파워는 다음과 같이 계산된다.

$$W_1 = \frac{1}{2} \rho_a c_a a b v_{1,av} \sigma_{1,j}, \quad (21a)$$

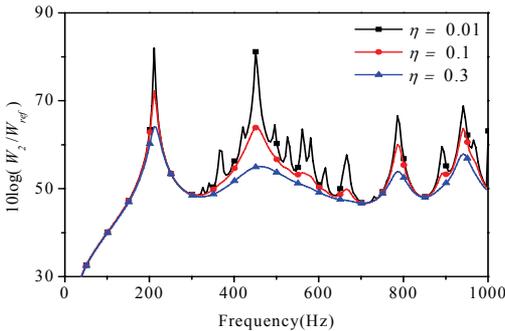
$$W_2 = \frac{1}{2} \rho_a c_a a b v_{2,av} \sigma_{2,j} \quad (21b)$$

(2) 방사소음해석

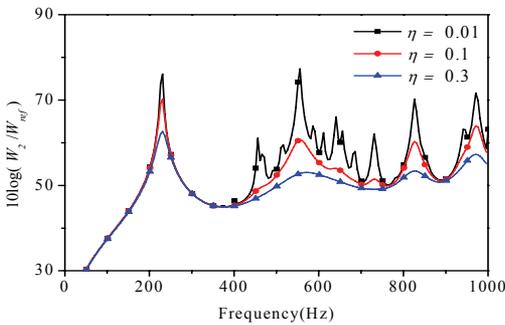
Fig. 4는 Table 1의 물성치를 적용하여 패널2가 고정경계조건을 가질 때, 패널1의 경계조건을 변화시켜가며 점탄층에 의한 패널2의 평균진동량을 계산한 그래프이다. 해석결과 패널1의 T_{1n} , C_{1n} 값이 커질 때 패널2의 공진주파수가 상승한다. 또한 첫 번째 공진주파수의 상승폭은 작으나 이후의 공진주



(a)



(b)



(c)

Fig. 5 Comparison of sound power radiated from lower panel with dynamic properties of the core. Free-fix boundary condition, (a) $S_t^*=10 \times 10^6(1+i\eta)$ Pa/m. (b) $S_t^*=30 \times 10^6(1+i\eta)$ Pa/m (c) $S_t^*=50 \times 10^6(1+i\eta)$ Pa/m, $W_{ref}=10^{-12}$ W

파수의 상승폭은 매우 크다.

Fig. 5는 계산한 방사소음을 보여준다(패널1은 자유($T_{1n}=0, C_{1n}=0$), 패널2는 고정($T_{2n}=10^{10}$ Pa, $C_{2n}=10^{10}$ N/rad) 경계조건). 점탄성층의 강성크기와 손실계수를 변화시키며 해석한 결과 강성이 커질수록 첫 번째 공진주파수 대역은 크게 변하지 않으나 그 이후의 공진주파수는 상승하는 것을 확인할 수 있다. 또한 각 공진의 크기가 강성의 변화에 따라 달라지는 것을 볼 수 있다.

3.2 질량-강성-질량 공진주파수

샌드위치 패널의 단위면적당 질량을 계산하여 패널1의 질량을 m_1 , 패널2의 질량을 m_2 라고 하면 질량-강성-질량 공진주파수는

$$\omega_m = \sqrt{\frac{S_t^* m_1 + m_2}{m_1 m_2}} \tag{22}$$

이다. Fig. 5에서 262.8 Hz, 455.2 Hz, 587.7 Hz로 각각 ($S_t^*=10,30,50$ MPa/m)계산된다. 점탄성층의 손실계수에 따른 음향파워크기의 변화를 살펴보면, 손실계수의 크기 증가에 따라 전체적인 음향파워가 줄었으며, 공진주파수 대역에서 소음저감에 효과적임을 확인할 수 있다. 점탄성층의 강성이 증가함에 따라 질량-강성-질량 공진주파수가 증가하고 손실계수의 영향을 크게 받는 주파수대역도 함께 증가하고 있다. 이러한 특성을 활용하여 뜬바닥 구조의 소음 발생이 최소화된 구조의 설계가 가능할 것이다.

4. 결 론

이 연구에서는 Rayleigh-Ritz법을 이용하여 샌드위치 패널의 해석을 실시하였다. 패널에 하중이 가해질 때, 점탄성층의 병진변형에 영향을 받는 각 패널의 진동해석 및 소음방사해석을 수행하였다. 유연한 점탄성층으로 분리된 샌드위치구조에서 경계조건이 변화함에 따른 공진주파수의 변화를 확인하였다. 또한 점탄성층의 강성과 손실계수에 따라 변화하는 방사소음을 해석한 결과, 손실계수가 커짐에 따라 방사되는 음향파워는 전 주파수 영역에서 큰 감소를 보였다. 특히 소음방사량이 크게 나타나는 질량-강성-질량 공진주파수 대역에서 효과적임을 확인하였다. 여기에서는 유연한 점탄성층으로 만들어

진 샌드위치 판을 가정하여 전단변형을 무시하고 음향방사를 계산하였으며, 향후 확대 적용을 위해 패널과 점탄성층의 전단 변형을 모두 포함하는 수치모델의 개발이 필요하다.

후 기

이 연구는 2007년 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행되었습니다. (KRF-2007-1-D00007).

참 고 문 헌

(1) Rao, Y. V. K. S. and Nakra, B. C., 1974, Vibrations of Unsymmetrical Sandwich Beams and Plates with Viscoelastic Cores, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 34, No. 3, pp. 309~326.
(2) Douglas, B. E. and Yang, J. C. S., 1978, Transverse Compressional Damping in the Vibratory Response of Elastic-viscoelastic-elastic Beams, *The American Institute of Aeronautics and Astronautics*

Vol. 16, No. 9, pp. 925~930.

(3) Sisemore, C. L. and Darvennes, C. M., 2002, Transverse Vibration of Elastic-viscoelastic-elastic Sandwich Beams, *Journal of Sound and Vibration* Vol. 252, No. 1, pp. 155~167.

(4) Thompson, D., 2009, *Railway Noise and Vibration*, Elsevier, Amsterdam, Chap. 11.

(5) Park, J., Siegmund, T. and Mongeau, L., 2003, Analysis of the Flow-induced Vibrations of Viscoelastically Supported Rectangular Plates, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 261, No. 2, pp. 225~245.

(6) Lee, P. J., Jeong, J. H., Park, J. and Jeon, J.-Y., 2006, Comparison of Standard Floor Impact Sources with a Human Impact Source, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 16, No. 8, pp. 789~796.

(7) Park, J., Kim, S. J., Park, J. W., Yoo, S. Y. and Jeon, J.-Y., 2011, Measurements of Dynamic Properties of Concrete Structures Using Flexural Wave Propagation Characteristics, *Mechanics Research Communications*, Vol. 38, No. 2, pp. 101~105.