

보강재가 평판 진동 및 음향 특성에 미치는 영향

Effects of Stiffeners on Vibro-acoustic Response of Rectangular Flat Plate

박 정 원* · 김 동 규* · 구 만 회** · 박 준 홍†

Jeongwon Park, Dongkyu Kim, Man Hoi Koo and Junhong Park

(2011년 3월 16일 접수 ; 2011년 5월 16일 심사완료)

Key Words : Stiffened Plate(보강 평판), Rayleigh-Ritz Method(레이리 린츠 방법), Sound Power(음향 파워)

ABSTRACT

The purpose of this study was to analyze the vibro-acoustic characteristics of a stiffened rectangular plate at high frequencies. The stiffeners attached along the plate surface were assumed to have rotational and translational stiffness and inertia. The harmonic response of the stiffened plate were predicted and compared using the Rayleigh-Ritz method with two different trial functions - polynomial and beam functions. The variation of the spatially averaged mean square velocity and the modal characteristics with the number of stiffeners were obtained. The use of the beam function ensured fast convergence which was essential for analyzing the high frequency vibration responses. Using the calculated modal characteristics and the Rayleigh-integral, the radiated sound power was predicted, and the effects of stiffeners were investigated. The proposed model can be applied to study optimal layout of stiffeners for minimal noise generation of the stiffened structures.

1. 서 론

보강구조물은 구조물의 강성을 높이면서 전체 질량을 저감하고자할 때 사용되며 다양한 형태로 설계가 가능하다. 자동차, 열차 및 항공기와 같은 기계구조물과 잠수함, 헬리콥터 등 군용 시스템에서 보강 구조물은 연료효율을 높이고, 기동성을 증가시키면서 운행 중 발생하는 진동의 크기를 큰 강성을 통해 저감하는데 효과적이다. 또한 주기적으로 보강된 구조물에서 구조파 파동은 보강재가 배열된 형태에 따라 stop band라 불리는 주파수 대역 안에서는 완벽하게 차단된다⁽¹⁾. 이러한 stop band의 활용은 별도의 점탄성소재를 사용하지 않고 진동을

저감하는 효율적인 방안이다. 따라서 일반적인 기계 구조물에서 방사되는 소음 발생 메커니즘을 이해하고 제어하기 위해 보강 구조물에 대한 진동 및 음향 방사 해석이 매우 중요하다.

최근 보강된 평판(plate)이나 박막(shell)의 음향 방사를 해석하기 위한 몇 가지 방법들이 제안되고 있다. Photiadis 등⁽²⁾은 내부에 임의로 부착된 요철 구조물(ribbed structure)이 있는 복합 박막 구조물의 공진응답을 해석하고 국부 모드에서 기인한 구조파에 의한 음향 방사를 연구하였다. Hur와 Yoo⁽³⁾는 길이 방향 보강재를 갖는 회전 평판 구조물의 고유진동수와 모드 형상 변화를 분석하였으며 Barrette 등⁽⁴⁾은 hierarchical trigonometric 함수를 사용하여 보강 평판의 진동 해석을 수행하였다. 일반적으로 보강 구조물의 진동 및 음향 해석을 위해 많은 연구들에서 유한요소법이 사용되고 있으나 이 방법은 저주파 영역에 적합하며 주파수대역이 가칭주파수 영역으로 높아지면 계산시간이 급격하게 증가하며 수렴성

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

* 한양대학교 기계공학과

** 국방과학연구소

등에 문제가 발생한다.

보강재를 사용하면 구조물의 전체질량이 늘어나지 않으면서도 진동 크기는 줄일 수 있지만 방사효율을 증가시켜 결과적으로는 음향 방사가 커지게 된다. 보강 구조물이 국부 모드를 발생시키며⁽²⁾ 보강재 위치에서 굽힘과 산란에 의한 방사 효율을 증가시키고 그에 따른 near-field 구조 굽힘과 발생⁽⁵⁾으로 인해 소음 방사 측면에서 부정적인 영향을 나타낸다. 또한 보강 구조물에서 발생한 국부 공진 모드는 고주파 영역에서 차음 성능을 저감시키기도 한다⁽⁶⁾. 따라서 다양한 보강 구조물의 진동 및 음향 특성 해석을 위한 이론 모델의 연구가 필요하다.

이 연구에서는 보강재가 설치된 평판의 진동 및 소음 방사를 분석하였다. Rayleigh-Ritz 방법을 이용하여 보강된 평판의 진동 해석을 수행하고 부착된 보강재 개수에 따른 진동 및 음향 특성 변화를 분석하였다. 보합수를 적용함으로써 고주파수 수치 해석에서 발생 가능한 문제점을 최소화 하였다. 개방 음장에서 소음 방사를 계산하기 위해 Rayleigh 적분을 이용하였으며 보강된 평판의 주파수에 따른 소음 방사 특성을 파악하였다.

2. 보강된 평판의 진동 해석

2.1 Rayleigh-Ritz 방법

(1) 보강된 평판의 운동에너지와 위치에너지

Fig. 1은 임의의 형상을 갖는 보 형상의 보강재가 평판의 길이 방향으로 부착된 보강된 평판을 나타낸다. 평판은 길이 $a \times b$, 두께 h , 영계수 E , 밀도 ρ 를 가지며 평판의 각 모서리에서 병진 스프링과 회전 스프링을 이용하여 임의의 경계조건을 나타낼 수 있도록 하였다. 이 평판에 임의의 회전 및 굽힘에 대한 강성과 관성을 갖는 보강재가 임의의 간격으로 평판의 y 축 방향과 평행하게 부착되어 있을 때 보강된 평판의 전체 운동에너지(T_k)는⁽⁷⁾

$$T_k = \frac{\rho h}{2} \int_0^a \int_0^b \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 dy dx + \frac{\rho_s}{2} \sum_0^b \int S \left(\frac{\partial w(x_n, y)}{\partial t} \right)^2 + I_{o,xx} \left(\frac{\partial^2 w(x_n, y)}{\partial y \partial t} \right)^2 + I_{o,xz} \left(\frac{\partial^2 w(x_n, y)}{\partial x \partial t} \right)^2 dy \quad (1)$$

이며, 여기서 $I_{o,xx} = I_x + Sd^2$, $I_{o,xz} = I_x + I_z + Sd^2$ 이며

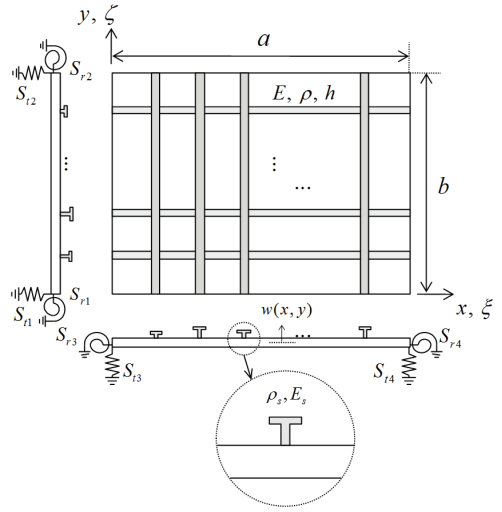


Fig. 1 Stiffened flat plate with arbitrary boundary conditions. Side-view of the plate shows the stiffeners attached parallel to the x and y -direction

I_x, I_z 는 각각 x 및 z 축에 대한 보강재의 면적관성모멘트이며 ρ_s 는 보강재의 밀도, S 는 보강재의 단면적, d 는 평판의 중립축에서 보강재 단면의 도심까지 거리를 나타낸다. 평판의 굽힘 변형과 보강재의 굽힘, 비틀림에 의한 보존에너지(U_{ps})는

$$U_{ps} = \frac{1}{2} \sum_0^b \int E_s I_{o,xx} \left(\frac{\partial^2 w(x_n, y)}{\partial y^2} \right)^2 + G_s J_s \left(\frac{\partial^2 w(x_n, y)}{\partial x \partial y} \right)^2 dy + \frac{D}{2} \int_0^a \int_0^b \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 + 2\nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + 2(1-\nu) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 dy dx \quad (2a)$$

이며, 여기서 D 는 평판의 굽힘강성, ν 는 평판의 푸아송비, E_s 와 G_s 는 각각 보강재의 영계수와 전단계수, J_s 는 보강재의 비틀림상수이다. x 축 방향이나 다른 방향으로 설치된 보강재의 운동에너지 및 보존에너지도 동일한 방법으로 계산이 가능하다. 경계조건에 의한 보존에너지 중 병진 스프링에 의한 보존에너지(U_T)와 회전 스프링에 의한 보존에너지(U_R)는

$$U_T = \frac{1}{2} \int_0^a S_{i1} w^2(x, 0) + S_{i2} w^2(x, b) dx + \frac{1}{2} \int_0^b S_{i3} w^2(0, y) + S_{i4} w^2(a, y) dy \quad (2b)$$

$$U_R = \frac{1}{2} \int_0^a S_{r1} \left(\frac{\partial w(x, 0)}{\partial y} \right)^2 + S_{r2} \left(\frac{\partial w(x, b)}{\partial y} \right)^2 dx + \frac{1}{2} \int_0^b S_{r3} \left(\frac{\partial w(0, y)}{\partial x} \right)^2 + S_{r4} \left(\frac{\partial w(a, y)}{\partial x} \right)^2 dy \quad (2c)$$

이다. 여기서 S_{ij} 와 S_{rj} 는 각각 병진 스프링과 회전 스프링의 강성을 나타내며 $j=1\sim 4$ 는 평판의 모서리를 나타낸다.

(2) 자유진동 해석

보강된 평판의 자유진동 해석을 위해 횡방향 진동의 근사값을 N^2 개의 시행함수(Γ_{mn})로 나타내면 다음과 같다.

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

여기서 α_{mn} 은 일반좌표를 나타낸다. 보강된 평판의 운동방정식을 계산하기 위해 식 (1)과 식 (2)에 라그랑지 방정식을 적용한다.

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

여기서 $L = T_K - (U_{ps} + U_T + U_R)$ 은 시스템 라그랑지안이다. 식 (4)로 부터 다음과 같은 평판의 운동방정식을 얻는다.

$$[M] \{\ddot{\alpha}\} + [\hat{K}] \{\alpha\} = 0 \quad (5)$$

여기서 $[M]$ 와 $[\hat{K}]$ 는 각각 모달 질량 행렬과, 모달 강성 행렬이다. 이 운동방정식으로부터 고유벡터 (V_j)와 고유진동수(ω_j)를 계산한다.

$$\begin{pmatrix} -\beta_m^3 & T_3 & (T_3 + \beta_m^3)e^{-\beta_m} & T_3 - \beta_m^3 \\ R_3 & \beta_m & (R_3 - \beta_m)e^{-\beta_m} & -R_3 - \beta_m \\ T_4 \sin \beta_m + \beta_m^3 \cos \beta_m & T_4 \cos \beta_m - \beta_m^3 \sin \beta_m & T_4 - \beta_m^3 & (T_4 + \beta_m^3)e^{-\beta_m} \\ R_4 \cos \beta_m - \beta_m \sin \beta_m & -R_4 \sin \beta_m - \beta_m \cos \beta_m & R_4 + \beta_m & (-R_4 + \beta_m)e^{-\beta_m} \end{pmatrix} \times \begin{Bmatrix} A_m \\ B_m \\ C_m \\ D_m \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (11)$$

(3) 시행함수(trial function)

평판의 진동 해석 수행시 시행함수는 수치해석적 오차를 줄이고 빠른 계산이 가능한 함수로 선택하는 것이 중요하다. 여기서는 계산의 편의를 위하여 무차원변수 $\xi = x/a$, $\zeta = y/b$ 를 사용하였다. 평판 변위에 대한 시행함수는 식 (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Gamma_{mn} = \phi_m(\xi) \varphi_n(\zeta) \quad (6)$$

간단한 시행함수로써 다음과 같은 다항함수(poly-nomial function)를 사용할 수 있다.

$$\Gamma_{mn}(\xi, \zeta) = \xi^m \zeta^n \quad (7)$$

이 경우 보존 및 운동에너지의 계산은 간단하지만 수렴성이 떨어지며 고주파수 해석에서는 마무리 오차(round-off error)에 의해 수렴한 결과를 가질 수 없는 경우가 발생하는 단점이 있다. 이 연구에서는 이를 방지하기 위해 다음과 같은 보함수(beam function)⁽⁸⁾를 사용하였다.

$$\phi_m(\xi) = A_m \sin \beta_m \xi + B_m \cos \beta_m \xi + C_m e^{\beta_m(\xi-1)} + D_m e^{-\beta_m \xi} \quad (8)$$

그리고 평판의 ξ 방향으로 모서리에 적용된 스프링을 무차원 강성요소로 나타내었다.

$$T_j = S_y a^3 / D, \quad R_j = S_y a / D \quad (9a,b)$$

여기서 $j = 3, 4$ 이다. 무차원 강성요소를 사용하여 $\xi = 0$ 및 1에서 경계조건을 적용하면

$$\frac{\partial^3 \phi(0)}{\partial \xi^3} = -T_3 \phi(0), \quad \frac{\partial^2 \phi(0)}{\partial \xi^2} = R_3 \frac{\partial \phi(0)}{\partial \xi} \quad (10a,b)$$

$$\frac{\partial^3 \phi(1)}{\partial \xi^3} = T_4 \phi(1), \quad \frac{\partial^2 \phi(1)}{\partial \xi^2} = -R_4 \frac{\partial \phi(1)}{\partial \xi} \quad (10c,d)$$

이며 같은 방법으로 평판의 ζ 방향으로 경계조건이 적용된다. 제안된 보함수를 식 (10)에 적용하면 ξ 의

경우 다음의 행렬식을 얻는다.

식 (11)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.

$$\int_0^1 \int_0^1 \Gamma_{mn}(\xi, \zeta) \Gamma_{pq}(\xi, \zeta) d\xi d\zeta = \delta_{mp} \delta_{nq} \quad (12)$$

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

2.2 보강된 평판의 진동 수렴 해석

보강된 평판의 진동 수렴성을 파악하기 위해 알루미늄으로 만들어진 평판 및 보강재를 이용하여 단순 지지된 평판 해석을 수행하였다($E=72$ GPa, $\rho=2700$ kg/m³, $\nu=0.34$, $a=0.46$ m, $b=0.38$ m, $h=0.0034$ m, $S_y=10$ GPa, $S_{yz}=0$). 평판 위에 사각단면(두께 0.02 m, 너비 0.002 m)을 갖는 세 개의 보강재가 y방향과 평행하게 일정한 간격으로 부착된 것으로 가정하였다. Fig. 2는 보함수와 다항함수를 각각 사용하여 Rayleigh-Ritz 방법으로 계산된 보강된 평판의 36, 49, 64번째 모드에 해당하는 고유주파수의 수렴성을 나타낸다. 보함수의 해는 $N=9$ 에서 모두 수렴하는 결과를 나타내고 다항함수를 적용한 경우와 비교하여 빠르게 수렴하는 것을 알 수 있다.

2.3 하중에 의한 보강된 평판의 거동

각 평판의 계산된 경계조건을 만족하는 보함수를 이용하여 식 (5)의 질량행렬과 강성행렬을 구한다. 구해진 특성값을 이용하여 보강 평판의 변위를 변환

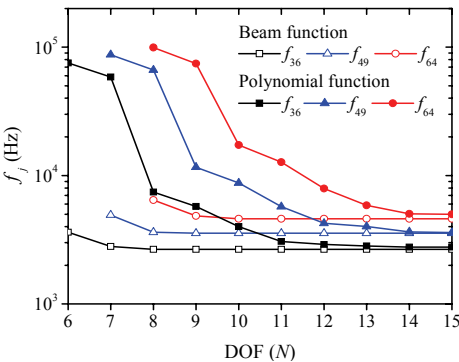


Fig. 2 Variation of the predicted resonance frequencies of 36th, 49th and 64th modes obtained from two different trial functions with increasing degree of freedom

좌표 q_j 로 정의한다.

$$\alpha_{mn}(t) = V_j(mn)q_j(t) \quad (13)$$

여기서 $j, mn = 1 \sim N^2$ 이다. 식 (13)을 식 (5)에 대입하고 질량행렬과 강성행렬이 모두 대칭행렬이므로 양변에 $[V_j^*]^T$ 를 곱하여 정리하면 식 (14)와 같다.

$$\{q_j\} = \frac{1}{M_j(-\omega^2 + \omega_j^2)} \int_0^1 \int_0^1 \Pi_j f(\xi, \zeta, \omega) d\xi d\zeta \quad (14)$$

여기서 $M_j = [V_j^*]^T [M] [V_j]$ 이며 $\Pi_j = \sum_{mn=1}^{N^2} V_j(mn) \Gamma_{mn}$ 로 모달형상함수를 나타내고 f 는 평판위에 가해지는 하중을 의미한다.

모달형상함수를 이용하여 ξ, ζ 좌표로 식 (3)을 재정의하고 식 (13)을 대입한다. 조화하중이 가해진다 고 가정하면 각 평판의 변위는 다음과 같다.

$$w(\xi, \zeta) = \sum_{j=1}^{N^2} \Pi_j(\xi, \zeta) q_j \quad (15)$$

3. 소음방사 특성

3.1 진동 음향 응답 해석

방사소음을 해석하기 위해 평판에 다음과 같은 이상화된 분포하중을 적용한다.

$$G_{pp}(s_1, s_2, \omega) = \Phi_p(\omega) \delta(\mathbf{s}_1 - \mathbf{s}_2) \quad (16)$$

여기서 Φ_p 는 주파수영역에서의 하중분포 밀도를 나타내며, s_1 과 s_2 는 하중이 가해지는 평판 위의 좌표를 나타낸다. 이러한 분포하중은 유동가진과 같이 스펙트럼 특성을 가지면서 표면에 작용되는 외부 가진을 모델링하기 위해 사용된다.

보강된 평판에서 방사되는 소음을 계산하기 위해 Rayleigh 적분을 이용한다. 평판의 반개방 음장에서 거리 R 만큼 떨어진 지점의 음압은 다음과 같고

$$p(R, \theta, \phi) = -\frac{\rho_a \omega^2 e^{-ik_a R}}{2\pi R} \int_0^a \int_0^b w e^{ik_a(x \sin \theta \cos \phi + y \sin \theta \sin \phi)} dy dx \quad (17)$$

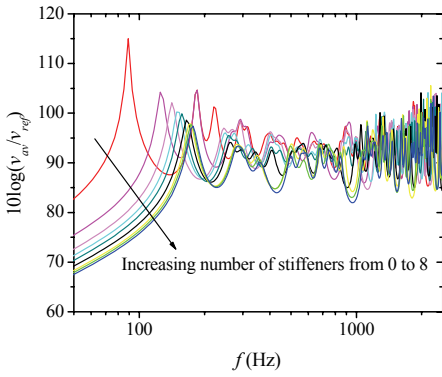


Fig. 3 Variation of spatially averaged mean square velocity with number of stiffeners, $v_{ref}=10^{-12} \text{ m}^2/\text{s}^2$

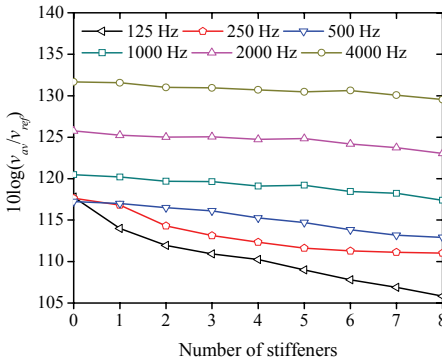


Fig. 4 Variation of spatially averaged and frequency averaged mean square velocity with number of stiffeners

음향 파워는 다음과 같이 계산된다

$$W = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi} \frac{p \cdot p^*}{\rho_a c} R^2 \sin \theta d\theta d\phi \quad (18)$$

여기서 ρ_a 와 c 는 각각 공기의 밀도와 음속, k_a 는 파수를 나타낸다. 시행함수의 직교성을 이용할 경우 보강재가 부착된 평판의 모드는 서로 직교함을 알 수 있다. 평판의 공간 평균 속도를 통해 평판의 방사효율을 계산하면

$$\sigma_j = \frac{k_a^2}{4ab\pi^2} \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi} \left| \int_S \Pi_j(\mathbf{s}) e^{ik_a r(\sin \theta \cos \phi + \sin \theta \sin \phi)} d\mathbf{s} \right|^2 \sin \theta d\theta d\phi \quad (19)$$

와 같다. 여기서 평판의 공간평균속도는

$$v_{av} = \Phi_p(\omega) \sum_{j=1}^{N^2} \frac{1}{M_j^2} \left| \frac{\omega}{(-\omega^2 + \omega_j^2)} \right|^2 \quad (20)$$

로 정리되며 최종적으로 방사되는 음향 파워는 다음과 같다.

$$W = \frac{\rho_a c \Phi_p(\omega)}{2} \sum_{j=1}^{N^2} \frac{\sigma_j}{M_j^2} \left| \frac{\omega}{(-\omega^2 + \omega_j^2)} \right|^2 \quad (21)$$

3.2 보강된 평판의 방사 소음 해석

평판 위의 보강재가 동일한 간격으로 y 축 방향과 평행하게 분포되어 있을 때 그 개수가 증가할 경우 평판의 응답 특성을 분석하였다. 보강된 평판 구조물의 감쇠 요소로는 각 모서리에서 고려한 스프링에 의한 감쇠만 고려하였다($S_l = 2.2 \times (1 + 0.15i) \text{ MPa}$, $S_r = 0$).

(1) 평판의 공간 평균 속도

Fig. 3은 보강재 개수에 따른 평판의 공간 평균 속도를 나타낸다. 보강재의 개수가 증가함에 따라 공진 주파수는 증가하며 공간 평균 속도 레벨은 감소하는 경향을 나타내었다. 1개의 보강재가 y 방향으로 평판 중앙($x = a/2$)에 위치할 경우 2번째 공진 주파수는 영향을 받지 않으며 2개 이상의 보강재가 부착될 때 주파수 및 속도 레벨 변화가 발생하는 것을 알 수 있다. Fig. 4는 보강재 개수 증가에 따른 평판의 공간 및 주파수 평균 속도를 나타낸다. 옥타브 대역의 중심주파수는 Fig. 4에 나타내었다. Fig. 4에서 알 수 있는 것처럼 속도 레벨은 보강재 수의 증가와 함께 감소하는데 옥타브 대역 주파수 중 낮은 중심주파수에서 감소가 두드러졌다. 반면에 1000 Hz 이상의 높은 중심주파수에서는 보강재의 개수가 0에서 8까지 증가할 때 3 dB 속도 레벨 감소를 나타내었다.

(2) 방사 음향 파워 해석

보강된 평판에서 방사되는 음향 파워를 수치 적분을 통해 계산하였다. 평판을 둘러싼 반 개방 음장을 41×41 의 세부 구간으로 균등 분할하고 Simpson's rule을 적용하여 수치 적분을 수행하였다. Fig. 5는 보강재 개수의 방사 음향 파워 대한 영향을 나타낸다.

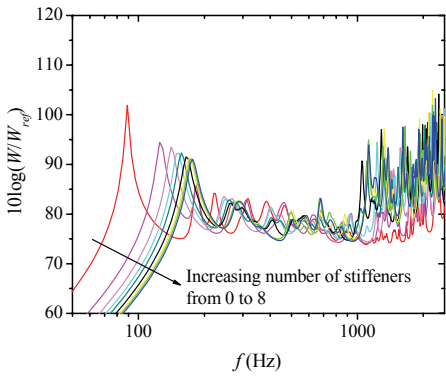


Fig. 5 Variation of radiated sound power with number of stiffeners, $W_{ref} = 10^{-12}$ W

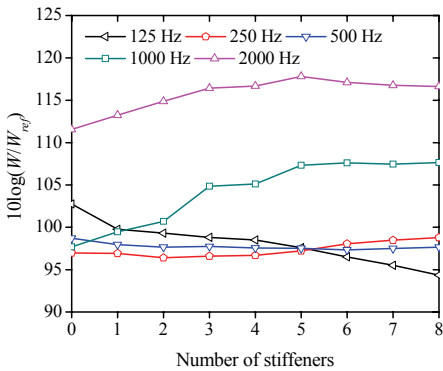


Fig. 6 Variation of frequency averaged sound power with number of stiffeners

평판에 보강재가 부착될 경우 음향 파워 레벨은 저주파 대역에서 공진주파수가 증가할수록 감소하였다. 반면에 장착된 보강재의 영향으로 평판의 방사 효율이 증가하기 때문에 250 Hz 이상 주파수영역에서는 반대로 보강재가 첨부되면서 전체 방사 음향 파워가 증가하였다. 이러한 증가 경향은 Fig. 6에 나타난 것과 같이 주파수 평균한 음향 파워에서도 명확히 나타난다. 옥타브 대역으로 나타난 음향 파워 레벨은 250 Hz 이상 중심주파에서는 증가하였으며 고주파일 경우 증가하는 경향이 크게 나타났다.

4. 결 론

이 연구에서는 Rayleigh-Ritz법을 이용하여 보강재가 평판의 진동 및 음향 특성에 미치는 영향을 분석하였다. 수렴성이 좋으며 수치계산상 오류를 최

소화 하는 보합수를 시행함수로 사용하여 평판의 진동 해석을 수행하였다. 보강재 수가 증가할수록 평판의 공진주파수는 증가하고 진동레벨은 감소하였으며 특히 저주파 영역의 모달특성에서 큰 진동 저감을 나타내었다. 반개방 음장에서 수치 적분을 통해 평판의 소음방사 계산 결과 저주파 영역에서는 보강재가 첨부되면서 음향 파워가 감소하였다. 그러나 250 Hz 이상 가청주파수 대역에서는 오히려 소음방사가 증가함을 수치해석으로 확인 하였다. 특히 1000 Hz 이상 고주파 영역에서 보강재수가 증가할 수록 평판의 방사 음향 파워는 크게 증가하여 방음 성능이 떨어질 수 있음을 확인하였다. 이 논문에서는 균일하게 증가하는 보강재가 평판의 소음 방사에 미치는 영향을 파악하였으며 이 모델을 통해 보강재로 패널의 정적 강성은 증가하면서 소음 방사를 최소화하는 구조 개발에 적용 가능하다.

후 기

이 논문은 국방과학연구소 생존성기술특화연구센터의 사업으로 지원받아 연구되었음(계약번호 UD090090GD).

참 고 문 헌

- (1) Baz, A., 2001, Active Control of Periodic Structures, Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 123, No. 4, pp 472~479.
- (2) Photiadis, D. M., Houston, B. H., Williams, E. G. and Bucaro, J. A., 2000, Resonant Response of Complex Shell Structures, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 108, No. 3, pp. 1027~1035.
- (3) Hur, S. C. and Yoo, H. H., 2000, Dynamic Modeling and Vibration Analysis of Rotating Plate Structures with Stiffeners, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 10, No. 2, pp. 312~318.
- (4) Barrette, M., Berry, A. and Beslin, O., 2000, Vibration of Stiffened Plates Using Hierarchical Trigonometric Functions, Journal of Sound and Vibration, Vol. 235, Issue 5, pp 727~747.
- (5) Fahy, F., 1985, Sound and Structural

Vibration, Academic Press, London.

(6) Kim, S., Lee, H., Kim, J. and Kim, J., 2010, Sound Insulation Design of the Corrugated Steel Panel Considering Local Resonance, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 20, No. 7, pp. 672~676.

(7) Berry, A. and Nicolas, J., 1994, Structural Acoustics and Vibration Behavior of Complex

Panels, Applied Acoustics, Vol. 43, No. 3, pp. 185~215.

(8) 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, Issue 2, pp. 225~245.