

강판의 진동모드를 고려한 방사음 예측에 관한 연구

김창남† · 변용수* · 김정만** · 김의간***

(원고접수일 : 2005년 7월 14일, 심사완료일 : 2005년 12월 20일)

Effect of the Vibration Modes on the Radiation Sound for Plate

Chang-Nam Kim† · Young-Su Byun* · Jeong-Man Kim** · Ue-Kan Kim***

Abstract : In order to compute the radiated sound from a vibrating structure, the Rayleigh's integral equation has to be derived from the Helmholtz equation using Green's function. Generally, the surface velocity in the Rayleigh's integral equation uses the root mean square(rms) velocity. The calculation value is too large, because it's not considered cancelation. On the other hand, using the complex velocity, the sound pressure is calculated too small, because it considers that sound is perfectly canceled out. Therefore, this thesis proposes a correction factor(CF) which considers vibration modes and the method by which to calculate the radiating sound pressure. The theoretical results are compared with the experimental values, and the proposed method can be verified with confidence.

Key words : Experimental modal analysis(실험모드해석), Vibration mode(진동모드), Radiation efficiency(방사효율), Sound pressure mode(음압모드).

1. 서 론

구조물의 진동으로 발생하는 방사음을 예측하기 위해서는 먼저 구조물 표면의 진동속도를 구하여야 한다. 그리고 이 표면진동속도로 방사음압을 예측하는 방법으로는 Rayleigh의 적분방정식과 경계요소법이 일반적으로 사용된다.

여기서 표면진동속도로 실효치를 취하면 방사음에 영향을 미치는 평판의 진동모드를 고려할 수 없

다. 즉, 실효치를 이용할 경우, 진동모드의 싱크(sink)도 소스(source)와 같이 음원이 된다. 실제로 평판의 방사음에는 진동모드의 소스에서 방사된 음압이 싱크로 유입되는 상쇄현상(cancellation mechanism)이 존재하고, 대부분의 논문^{(1)~(5)}에서는 이 영향을 음향방사효율로 고려하고 있다. 그러나 구조물의 음향방사효율을 정량적으로 해석하는 것은 한계가 있다.

구조물에서 임의의 점에 가진력이 작용하거나 가

† 책임저자((주) 티엔텍 기술지원부), E-mail : chnkim@empal.com, Tel : 051)403-2691

** 범한산업(주) 연구개발팀

*** 한국해양대학교 해사수송과학부

**** 한국해양대학교 기계정보공학부

진력이 변동하는 경우 표면진동속도를 예측하는 방법^{(6)~(9)}으로는 구조물의 주파수응답함수를 유한요소법 또는 실험모드해석 등으로 구한 다음 가진스펙트럼을 측정해 곱하면 된다. 유한요소법을 이용하여 구조물의 주파수응답함수를 계산하는 경우에는 구조물의 모델화, 경계조건의 설정 및 차음재의 재료특성, 특히 감쇠특성을 정량적으로 예측해야 하는 어려움이 있어 단순한 구조물 외에는 현실적으로 적용이 곤란하다.

따라서, 본 연구에서는 실험모드해석을 이용하여 구조물의 주파수응답함수를 구하고 이로부터 변동하는 가진력을 고려한 표면진동속도의 계산 방법을 검토한다. 또한 강판의 진동모드가 방사음에 미치는 영향을 확인하고 이를 고려하여 방사음을 예측하는 방법을 제시하고자 한다.

2. 강판의 실험모드해석

2.1 강판의 주파수응답함수 측정

일반적으로 실험모드해석은 구조물을 비례점성감쇠계, 비례히스테리시스감쇠계, 일반점성감쇠계 중의 하나로 모델링하여 모드특성치를 구하지만, 대부분의 구조물들은 감쇠특성으로 점성감쇠와 히스테리시스감쇠의 양자를 포함한다. 따라서, 본 논문에서는 구조물이 비례점성감쇠와 비례히스테리시스감쇠를 함께 가지고 있다고 가정하여(이하 비례점성·히스테리시스감쇠계로 칭한다.) 운동방정식을 식(1)과 같이 유도하고 모드특성치를 주파수 영역에서 구하는 방법을 검토한다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + ([K] + j[D])\{x\} = \{f\} \quad (1)$$

여기서 $[M]$ 은 질량행렬, $[C]$ 는 감쇠행렬, $[K]$ 는 강성행렬, $[D]$ 는 히스테리시스감쇠행렬, $\{x\}$ 는 변위벡터, $\{f\}$ 는 힘벡터이다.

또한 실험용 강판에 대해 악셀런스(accelerance)를 측정하고, 이를 각 감쇠계로 모델링하여 모드특성치를 구해 합성한 악셀런스와 비교하여 각 감쇠계의 특성을 고찰한다. 강판의 모델링에 적용한 감쇠계는 비례점성감쇠계, 일반점성감쇠계, 비

례점성·히스테리시스감쇠계이고, 각 감쇠계의 악셀런스는 다음과 같다.⁽¹⁰⁾

비례점성감쇠계

$$L_{ij}(\omega) = -\omega^2 \left\{ \sum_{r=1}^N \frac{A_r}{(\Omega_r^2 - \omega^2) + j(2\zeta_r \Omega_r \omega)} \right\} \quad (2)$$

일반점성감쇠계

$$L_{ij}(\omega) = -\omega^2 \left[\sum_{r=1}^N \left\{ \frac{U_r + jV_r}{j(\omega - \omega_{dr}) + \sigma_r} + \frac{U_r - jV_r}{j(\omega + \omega_{dr}) + \sigma_r} \right\} \right] \quad (3)$$

비례점성·히스테리시스감쇠계

$$L_{ij}(\omega) = -\omega^2 \left\{ \sum_{r=1}^N \frac{A_r}{(\Omega_r^2 - \omega^2) + j(2\zeta_r \Omega_r \omega + \Omega_r^2 g_r)} \right\} \quad (4)$$

여기서 각각의 변수는,

ω : 외력의 가진동수

Ω_r : 비감쇠고유각진동수

ω_{dr} : 감쇠고유각진동수

ζ_r : 점성감쇠비, σ_r : 모드감쇠율

g_r : 히스테리시스 감쇠계수

$A_r = \phi_{ir} \phi_{jr} / m_r$

ϕ_{ir}, ϕ_{jr} : r차의 i점과 j점의 모드벡터

m_r : r차의 모드질량

$U_r + jV_r = \phi_{ir} \phi_{jr} / b_r$

$b_r = \{\phi_r\}^T [B] \{\phi_r\}$, $[B] = \begin{bmatrix} [C] \\ [M] \\ 0 \end{bmatrix}$

실험에 사용한 강판은 Fig. 1과 같이 700×400×3mm이며 한쪽 전면에 3mm 두께의 방진고무가 부착되어 있다. 그리고 강판의 모서리부분은 강성이 작은 스티로폼로 지지하였다. 응답은 평판을 가로 15점, 세로 11점, 총 165점으로 나누어 측정하였으며 가진점은 진동모드의 절점을 피하기 위해 중앙에서 약간 떨어진 66번점으로 하였다. 여기에 가진기(B&K4809)를 체결하고 가진력은 힘변환기(B&K4802)로, 응답은 가속도계(B&K4393)를 165점 순서대로 이동하며 측정하였다. 방사음압은 마이크로폰(B&K 4163)을 강판 윗면의 20 mm,

80 mm, 320 mm의 높이에서 각각 165점을 순서대로 이동하며 측정하였다. 실험은 무향실을 이용할 수 없었기 때문에 암소음과 방사음의 영향이 적은 공간을 이용하였으며 방사음과 암소음은 항상 20dB이상 차이가 나도록 하였다. 따라서 암소음은 무시할 수 있으나 특정 주파수에서 영향을 미칠 수도 있어 암소음을 측정하여 방사음을 보정하였다.

2.2 감쇠계에 따른 주파수응답함수 비교

Fig. 2~4는 실험용 강판에 대해 각 감쇠계에 의한 모드특성치를 주파수영역 편미분반복법으로 구하고, 이를 다시 합성한 악셀런스(점선)와 측정된 악셀런스(실선)을 비교한 결과이다. 이들을 검토하여 보면, 비례점성·히스테리시스감쇠계로 모드특성치를 구하고 합성한 악셀런스가 비례점성감쇠계와 일반점성감쇠계로 모드특성치를 구하여 합성한 악셀런스보다 전 주파수영역에서 측정된 악셀런스와 양호하게 일치하고 있다. 강판에 방진고무를 부착하지 않은 경우에도 이와 같은 결과를 얻었으나 차이는 크지 않았다. 즉 실험모드해석으로 모드특성치를 구할 때 구조물의 감쇠가 클 경우에는 비례점성감쇠와 비례히스테리시스감쇠를 함께 가지고 있다고 가정한 비례점성·히스테리시스감쇠계로 모델링하는 것이 바람직하였다.

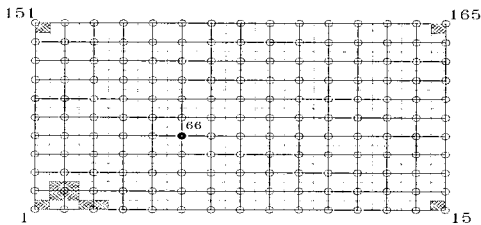


Fig. 1 Location of measurement points and excitation point

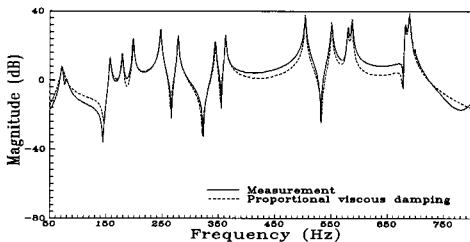


Fig. 2 Proportional viscous damping

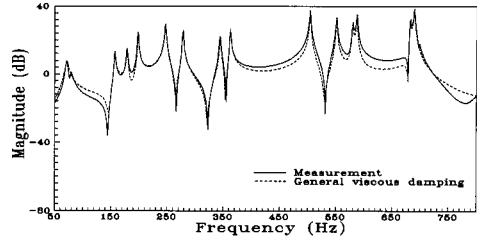


Fig. 3 General viscous damping

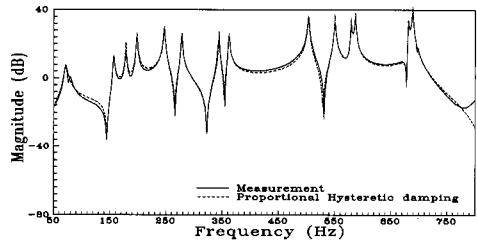


Fig. 4 Proportional viscous-hysteretic damping

3. 가진력 변동에 따른 강판의 표면진동속도 및 방사음 해석

강판에 실험모드해석을 적용하여 모드특성치를 구하고 이를 합성하면 강판의 주파수응답함수가 구하여진다. 여기에 임의의 가진스펙트럼을 적용하면 구조물에 임의의 가진력이 가해졌을 때의 표면진동속도를 구할 수 있다. 즉, 강판의 임의점을 가진했을 때 강판의 표면진동속도 $\{V\}$ 는 식(5)와 같이 된다. 여기서 $[L]$ 은 비례점성·히스테리시스감쇠계의 악셀런스이다.

$$\{V\} = j\omega[L]\{F\} \tag{5}$$

강판의 임의점에 가진력이 작용할 때 방사음은 식(5)에서 구한 표면진동속도를 Rayleigh의 적분방정식에 적용하여 구할 수 있다. 즉, 평판의 진동면을 다수의 요소로 분할하고, 각 요소의 표면진동속도에 의해서 발생하는 음압을 진동면 전체에 대하여 적분하여 방사음을 계산한다. 피스톤음원에 의해서 발생하는 공간내의 A점에서의 방사음압을 P_A 라고 하면 방사음압은 식(6)와 같이 된다.

$$P_A = \frac{j\omega\rho}{2\pi} v \iint_S \frac{e^{-jkr}}{r} dS \tag{6}$$

여기서 ρ 는 공기밀도, k 는 파수(ω/c), ω 는 각 진동수, c 는 음속, r 은 평판으로부터의 거리, v 는 표면진동속도이다.

따라서, 구조물 표면을 M 개의 피스톤음원으로 모델링하고 각 요소의 진동속도를 v_m 이라고 하면, 음장내 A 점의 방사음압 P_A' 는 다음과 같이 된다.

$$P_A' = \sum_{m=1}^M P_A = \frac{j\omega\rho}{2\pi} \sum_{m=1}^M v_m \int \int_{S_m} \frac{e^{-jkr_m}}{r_m} dS_m \quad (7)$$

4. 표면의 진동모드가 방사음에 미치는 영향

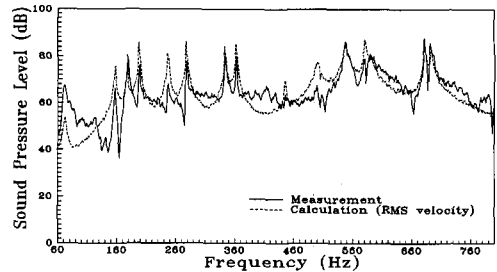
식(7)에서 방사음압을 계산할 때 표면진동속도 v_m 의 값으로 실효치(rms)를 적용하면, 각 표면 요소는 진동모드의 영향으로 싱크와 소스가 존재하나 전부 소스로 간주된다. 실제로는 각 요소의 소스에서 방사된 음은 싱크로 유입되고, 싱크도 완전하게 소스로 변환되지 않는다. 즉, 음향방사효율이 진동 모드에 따라 다르게 되는 상쇄현상이 발생한다.

진동모드에 따른 음향방사효율에 관해서는 많은 연구가 있으나, Wallace의 근사식이 일반적으로 적용되고 있다. 그러나 Wallace의 근사식은 원음장에 관한 식으로 근접음장에서는 적용이 곤란하고, 또한 각 모드가 중첩돼 나타나는 실제의 구조물에는 각 모드의 상호영향을 고려하기가 곤란하므로 적용에 한계가 있다. 따라서 본 논문에서는 진동모드의 소스와 싱크가 방사음압에 미치는 영향을 검토하고 이로부터 음압의 상쇄현상을 고려한 방사음압 해석법을 제시하고자 한다.

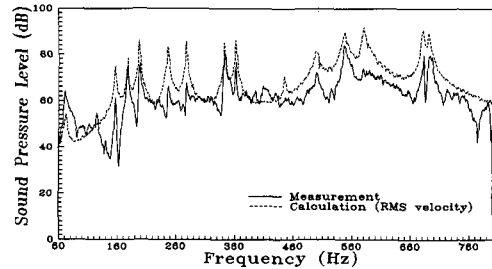
먼저 실험용 강판의 37번 점에서 표면으로부터 20mm, 80mm, 320mm 떨어진 공간에서의 방사음압을 식(7)의 Rayleigh의 적분방정식으로 계산한 결과(점선)와 측정된 결과(실선)를 Fig. 5에 보인다. 여기서 각 요소의 표면진동속도로는 실험모드해석으로 구한 주파수응답함수에 가진스펙트럼을 곱해 구한 실효치를 적용하였다.

이 그림들을 검토하여 보면 전체적으로 계산치가 측정치보다 높은 값을 주고 있다. 또한 표면으로부터

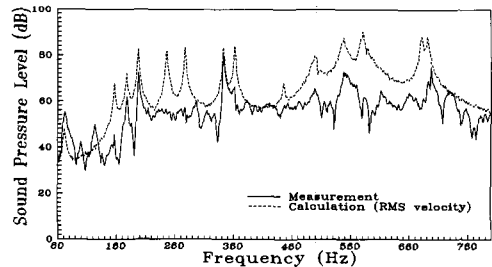
터 멀어질수록 이와 같은 경향이 증가하였다. 또한 어떤 주파수에서는 계산치와 측정치의 오차가 큰 경우도 있고, 어떤 주파수에서는 잘 일치하는 경우도 있었다.



(a) above 20 mm using RMS velocity



(b) above 80 mm using RMS velocity



(c) above 320 mm using RMS velocity

Fig. 5 Sound pressure using RMS velocity

이 원인을 파악하기 위해 각 고유진동수에서의 진동모드를 구하고 검토한 결과, 방사음압을 측정 한 위치가 강판의 진동모드의 절점과 거리가 먼 곳에서는 오차가 작으나, 측정점이 진동모드의 절점 근방이 될수록 계산치가 측정치보다 높았다. 이는 앞에서 설명한바와 같이 표면진동속도로 실효치를 적용하면 진동모드의 싱크도 소스로 되어 이 영향이 진동모드의 절점 근방에 해당하는 공진주파수에서는 높게 나타나고 절점으로부터 거리가 먼 공진

주파수에서는 영향이 작은 것을 알 수 있다.

이 진동모드의 영향을 개선하기 위해 각 요소의 표면진동속도를 복소수로 구해 소스와 싱크를 구별해 방사음을 계산하고 측정치와 비교하였다. 이 결과를 Fig. 6에 보인다.

이 그림을 검토하여 보면, 측정점이 절점 근방에 해당하는 공진주파수(198 Hz, 503 Hz, 550 Hz)에서는 앞의 결과보다 오차는 줄어들었으나 앞의 결과와는 반대로 계산치가 측정치보다 작은 값을 가졌다. 또한 측정점이 진동모드의 절점과 거리가 먼 공진주파수(156 Hz, 278 Hz, 343 Hz, 363 Hz, 363 Hz, 446 Hz, 588 Hz, 681 Hz, 691 Hz 와)에서는 오차가 작았다.

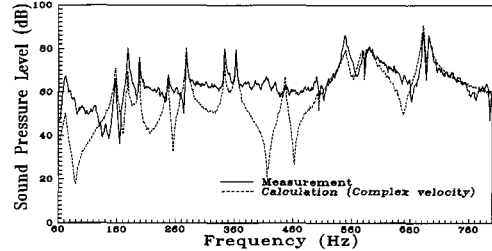
이러한 이유는 복소표면진동속도를 이용하여 방사음압을 계산하면, 진동모드에 따라 골은 싱크로 산은 소스로 계산되어지나 싱크가 완전한 싱크로 되므로 소스에서 발생한 음이 싱크로 대부분 유입되어, 음의 상쇄현상이 완전하게 이루어져 진동모드의 절점 근방에서는 음압이 낮게 계산되는 것으로 판단된다.

표면진동속도로 실효치와 복소수를 이용하여 계산한 결과들을 보면, 진동모드의 절점이 측정점과 거리가 먼 경우에는 양호하게 일치하나, 모드사이의 주파수와 진동모드의 절점 근방에 측정점이 있는 주파수에서는 음압이 높게 계산되고, 복소표면진동속도를 이용하여 방사음을 계산하면 모드사이의 주파수와 진동모드의 절점 근방에 측정점이 있는 주파수에서는 음압이 낮게 계산되어진다.

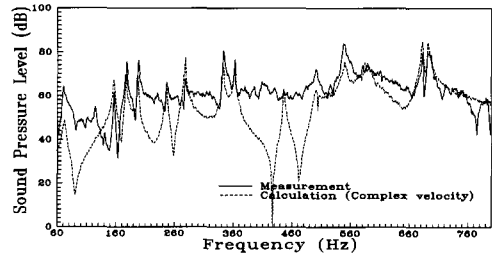
즉 표면진동속도로 실효치를 적용하면 소스와 싱크사이에는 상쇄현상이 발생하지 않는다고 가정해 방사음압을 계산한 것이 되고, 복소 표면진동속도를 적용해 방사음압을 계산하면 완전한 상쇄현상이 발생한다고 가정할 결과로 된다. 즉 표면진동속도로 실효치를 적용하면 싱크도 소스로 계산되고, 복소 표면진동속도를 적용하면 싱크는 완전한 싱크로 계산된다. 또한 이는 측정점이 절점 근방이 되는 주파수에서 크게 영향을 미치고 있다.

이를 종합적으로 판단해 볼 때 진동모드의 소스와 싱크의 상쇄현상은 발생하나 불과 같이 완전하게 작용하지는 않는다고 생각된다. 지금까지 필자

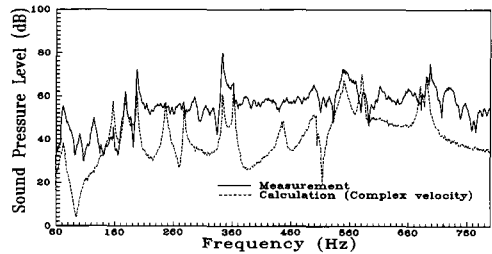
들이 아는 바로는 근접음장에서 진동모드의 절점부근에서 방사음에 어느 정도 상쇄현상이 발생하는지 정량적으로 해석한 결과는 없었다.



(a) above 20 mm using complex velocity



(b) above 80 mm using complex velocity



(c) above 320 mm using complex velocity

Fig. 6 Sound pressure with complex velocity

본 연구에서도 이 부분을 정량적으로 해석하기 위해 여러 가지 시도를 하였으나 만족할 만한 결과를 얻지 못하였다. 다만 소스와 싱크가 완전하게 존재하지 않는다는 것을 확인했기 때문에 각 요소를 소스와 싱크로 나누고 상쇄현상을 수정계수로 보정하는 것을 검토하여 보았다.

먼저 각 주파수의 진동모드를 해석해 진동모드의 (+)부분의 진동속도로 계산한 음압을 $P_+(\omega)$, (-)부분의 진동속도로 계산한 음압을 $P_-(\omega)$ 라 한다. 그리고 이들의 값을 비교해 $P_+(\omega)$ 가 $P_-(\omega)$ 보다

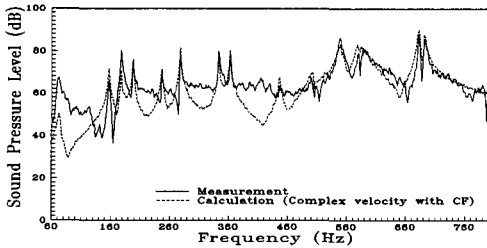
큰 경우에는 수정계수 $CF(\omega)$ 를 식(8)과 같이 제안하고, 음압 $P(\omega)$ 을 식(9)와 같이 계산하였다.

$$CF(\omega) = 1 - \{P_-(\omega) / P_+(\omega)\} \tag{8}$$

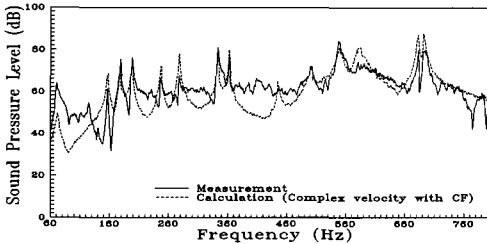
$$P(\omega) = P_+(\omega) - P_-(\omega) \cdot CF(\omega) \tag{9}$$

이 식은 실제적으로 완전한 싱크가 존재하기 않기 때문에 이를 수정계수로 보정하는 것을 의미한다. 즉 수정계수가 0~1의 값을 가지며 수정계수가 0에 가까울수록 측정점이 진동모드의 절점에 가까운 것을 나타내고 싱크의 효과가 작아진다. 수정계수가 1이면, 싱크가 완전한 싱크로 계산되는 복소 표면진동속도를 적용한 것과 같이 된다.

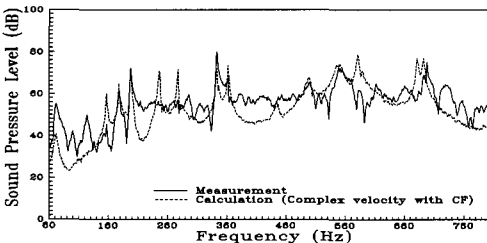
식(9)를 이용하여 계산한 방사음압 결과는 Fig. 7과 같다.



(a)above 20mm using complex velocity & CF



(b)above 80mm using complex velocity & CF



(c)above 320 mm using complex velocity & CF

Fig. 7 Sound pressure with complex velocity & correction factor(CF)

이를 검토하여 보면 측정점이 진동모드의 절점으로부터 먼 주파수(156 Hz, 278 Hz, 343 Hz, 363 Hz, 446 Hz, 588 Hz, 681 Hz, 691 Hz)에 대해서는 $CF(\omega)$ 를 고려한 것과 하지 않은 것이 별로 차이가 없다. 그러나 앞에서 문제가 되었던 측정점이 절점 부근에 있는 주파수(강판의 198 Hz, 503 Hz, 550 Hz)에 대해서는 계산치가 측정치에 근접한 결과를 얻었으며 전반적으로 표면진동속도로 실효치나 복소치를 적용한 결과보다 전체의 주파수영역에 걸쳐 양호한 결과를 주고 있다.

다음에는 측정점의 위치와 높이에 따라 여러 가지 표면진동속도로 계산한 overall음압과 측정된 overall음압을 비교하여 보았다.

먼저 Fig. 8은 시험용 강판에 대해 측정점의 위치와 측정높이에 따른 음압분포를 overall로 측정된 방사음을 나타낸다. 여기서 x 축은 측정점의 번호이고, y 축은 음압레벨의 overall값이다. 이 그림을 검토하여 보면 측정된 음압이 약 15점 간격으로 산을 그리고 있는데, 이는 측정점의 번호를 x 방향으로 주었기 때문에 x 방향으로의 음압분포가 가장자리 부분은 낮고 가운데 부분이 높은 것을 의미한다.

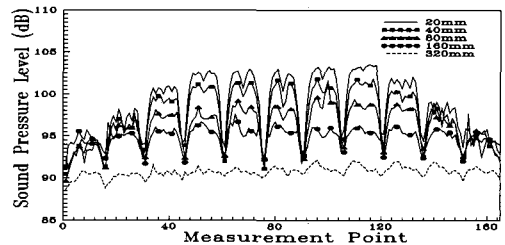


Fig. 8 Measured sound pressure(overall)

Fig. 9~11은 시험용 강판의 전체 측정점에 대해 여러가지 표면진동속도로 계산한 방사음압(점선)의 overall값과 측정된 방사음압(실선)의 overall값을 측정높이에 따라 비교한 결과이다.

이들을 검토하여 보면, Fig. 7의 스펙트럼분석의 결과와 같이 표면진동속도로 실효치를 적용하면 overall 음압이 측정치보다 높게 계산되고, 복소치를 적용하면 overall음압이 낮게 계산된다. 하지만 복소치에 수정계수를 적용하여 계산한 결과는 평판

의 가장자리를 제외하면 측정치와 양호하게 일치하고 있다.

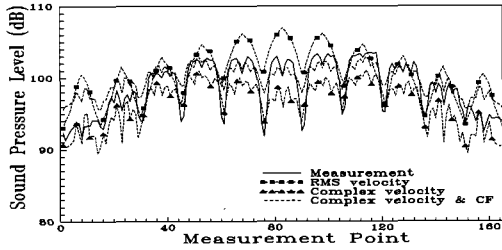


Fig. 9 Calculated & measured sound pressure above 20 mm (overall)

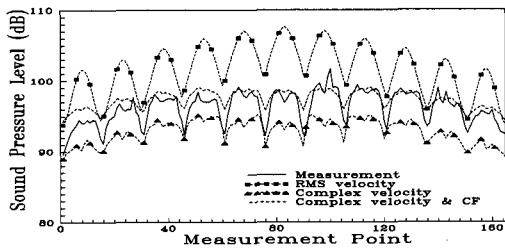


Fig. 10 Calculated & measured sound pressure above 80 mm (overall)

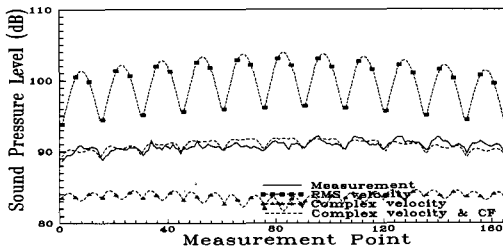


Fig. 11 Calculated & measured sound pressure above 320 mm (overall)

강판의 가장자리에서 오차가 큰 이유는 평판의 앞면에서 나온 음이 뒷면으로 유입되기 때문으로 판단된다.

또한 시험용 강판에 대해 강판의 진동모드와 음장의 음압모드를 측정하고, 비례점성·히스테리시스 감쇠계로 계산된 진동모드와 표면진동속도로 복소치와 수정계수를 적용하여 해석한 음압모드를 비교하여 보았다. 이들 중에서 강판의 고유진동수가 72Hz인 결과를 Fig. 12~13에 보인다.

이들 그림을 검토하여 보면, 측정모드와 해석모드가 거의 같은 양상을 보임을 알 수 있다. 여기서 음압모드는 실효치로 작성하였으므로 진동모드와 무관하게 보이지만,



(a) Vibration mode (b) Above 20mm



(c) Above 80mm (d) Above 320mm

Fig. 12 Measured vibration mode(a) & sound pressure mode(b)~(d) of 72 Hz



(a) Vibration mode (b) Above 20mm



(c) Above 80mm (d) Above 320mm

Fig. 13 Calculated vibration mode(a) & sound pressure mode(b)~(d) of 72 Hz

진동모드도 실효치를 적용하면, 즉 진동모드의 (-)부분을 (+)부분으로 올려서 생각하면 양자의 모드는 매우 흡사함을 알 수 있다.

3. 결 론

본 논문에서는 실험모드해석으로 강판의 주파수 응답함수를 구하고, 임의점의 가진에 의한 방사음을 해석하는 방법과 진동모드가 방사음에 미치는 영향을 검토하였다.

이상의 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 구조물을 비례점성·히스테리시스감쇠계로 모델링하여 모드특성치를 구하는 방법을 검토하였다. 이를 강판에 적용하여 비교한 결과 구조물을

비례점성감쇠계, 비례히스테리시스감쇠계, 일반 점성감쇠계로 모델링한 것보다 양호한 결과를 얻었다.

2. 방사음 계산시 음장이 진동모드의 절점 근방에 위치하는 주파수에서는 표면진동속도로 실효치를 적용하여 방사음을 계산하면 측정치보다 높은 값을, 진동모드를 고려하여 복소 진동속도를 계산하면 측정치보다 낮게 평가 되었다.
3. 진동모드가 방사음에 미치는 영향을 고려하기 위하여 음원을 소스와 싱크로 분리하여 수정계수를 제안하였고, 이를 적용하여 방사음을 해석한 결과 측정치와 근접하는 결과를 얻었다.
4. 본 논문에서 개발한 프로그램을 강판에 적용하여 방사음을 계산하고 측정치와 비교한 결과 실용성을 확인할 수 있었다.

후 기

이 논문은 두뇌한국21사업에 의하여 지원되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- [1] Frank Fahy, Sound and Structure Vibration, Academic Press, 1985.
- [2] Frank Fahy, Sound Intensity, Elsevier Applied Science London and Newyork, 1989.
- [3] John E. K. Foreman, Sound Analysis and Noise Control, Van Nostrand Reinhold, 1990.
- [4] 田中信雄 外2名, “振動放射音の制御に関する研究”, 日本機械學會論文集 (C編) 57卷537號, pp. 1512~1519, 1991.
- [5] 田中信雄 外3名, “振動平板における音響放射パワの計算法について”, 日本機械學會論文集(C編) 59卷566號, pp. 3074~3085, 1993.
- [6] Kenneth G. McConnell, Vibration Testing Theory and Practice, John wiley & Sons, 1995.

- [7] Ward Heylen, Modal Analysis Theory and Testing, KU Leuven, 1997.
- [8] Earl G. Williams, Fourier Acoustics, Academic Press, 1999.
- [9] Robert D. Finch, Introduce to Acoustics, Pretice Hall, 2004.
- [10] 최문길, “비례점성 · 히스테리시스 감쇠계에 의한 철도차량의 실험모드해석”, 석사학위논문, 1996.

저 자 소 개



김창남 (金昌南)

1970년 12월생, 1996년 한국해양대학교 기계공학과 졸업, 1998년 한국해양대학교, 대학원졸업(석사), 2000년 동 대학원 수료(박사), 현 (주) 티엔텍 재직중



변용수 (卞容洙)

1970년 6월생, 1995년 한국해양대학교 기계공학과 졸업, 1999년 한국해양대학교, 대학원 졸업(석사), 2002년 동 대학원 수료(박사), 현 범한산업(주) 재직중



김정만 (金正萬)

1953년 9월생, 1978년 한국해양대학교 항해학과 졸업, 2000년 인제대학교 대학원 졸업(석사), 현재, 한국해양대학교 해사대학 해사수송과학부 조교수.



김의간 (金義玨)

1956년 3월생, 1978년 한국해양대학교 기관학과졸업, 1988년 동경대학교 대학원 졸업(공학박사), 현재 한국해양대학교 기계정보학 교수