

# 수치해석을 이용한 함정용 장비 받침대의 기계적 임피던스 및 전달 진동 분석

## Numerical Analysis of the Mechanical Impedance and Transmitted Vibration of the Foundation for the Equipment in a Naval Vessel

한 형 석†·손 윤 준\*

Hyung-Suk Han and Yoon-Jun Son

(2009년 2월 18일 접수 ; 2009년 4월 17일 심사완료)

**Key Words** : Foundation(받침대), Mechanical Impedance(기계적 임피던스), Receptance(리셉턴스), Resilient Mount(탄성마운트)

### ABSTRACT

Reduction of the structure-borne noise of the naval vessel is very important in order to reduce the underwater radiated noise of it. One of the important factors to reduce the structure-borne noise of the installed machine in a ship is the design of the foundation having sufficiently high mechanical impedance. In this paper, the mechanical impedance of the foundation for the fan-coil unit in a naval vessel is evaluated numerically according to variation of the thickness of the foundation. And also, the forced vibration analysis is conducted considering the dynamic property of the anti-vibration mount. Through the analysis results, it can be known that the dynamic property of the anti-vibration mount should be considered when the minimum level of the mechanical impedance of the foundation is set.

### 1. 서 론

함정을 운용하는데 있어 수중방사소음은 적함에 게 자함의 존재를 노출시킬 가능성이 높으며 자체 소음으로 인해 자함의 소나(sonar)를 통한 수중목표물 탐지 성능을 저하시키는 등 함정의 대잠 전투력과 밀접한 연관이 있다. 따라서 함정의 수중방사소음을 저감시키기 위해 많은 비용 및 인력이 투자되고 있는 실정이다. 수중방사소음의 주요 발생 원인으로서는 프로펠러 캐비테이션(cavitation)에 의한 소음, 함정 내 장착되는 기계류들에 의한 소음, 배관 내 유동에 의한 소음 등이 있다. 일반적으로 캐비테이션 발생 속도 이전의 저속에서는 프로펠러의 소

음 기여도가 작기 때문에 이때의 소음은 주로 함정 내에 장착되는 기계류들의 소음 기여도가 높다고 평가되고 있다. 이러한 기계류들의 경우 장비의 진동이 선체로 전달되어 발생하는 구조기인 소음(structure-borne noise)을 최소화하기 위해 탄성 마운트들을 장착하는데, 이러한 탄성 마운트들은 이를 받치고 있는 받침대의 강성에 따라 그 성능이 달라진다. 따라서 탄성 마운트의 성능을 충분히 확보하기 위해서는 이를 받치고 있는 장비의 받침대 강성이 충분히 확보해야 한다.

이러한 장비 받침대의 강성에 대해 Kim<sup>(1)</sup> 등은 함정용 탄성 마운트에 대한 임피던스 평가를 수행하고 이에 대한 관리의 중요성을 언급하였다. 또한 Kim<sup>(2)</sup> 등은 고무 마운트를 통한 장비의 고체음 전달을 임피던스를 가지고 다루었고 마운트의 파동효과에 따른 전달률 증가에 대해 언급하였다.

하지만 탄성 마운트가 연결되는 받침대의 임피던

† 교신저자; 정회원, 국방기술품질원 함정센터

E-mail : hshan@dtq.re.kr

Tel : (055)680-6393, Fax : (055) 681-7447

\* 국방기술품질원 함정센터

스를 얼마만큼 확보해야하는지에 대한 연구들은 아직 부족한 실정이다.

이 논문에서는 함정에 장착되는 팬 코일 유니트 (fan-coil unit)용 장비 받침대의 임피던스에 대해 받침대 두께에 따른 변화를 수치해석을 통해 다루며 받침대의 두께에 따라 예측된 임피던스 레벨이 주파수에 따라 증가하는 탄성 마운트의 동적 강성<sup>3)</sup> 기준으로 충분한 강성을 가지는지 분석하고자 한다. 또한 받침대의 기계적 임피던스 차이에 따른 바닥으로의 진동 전달 특성을 수치해석을 통해 분석하고자 한다.

## 2. 받침대 임피던스와 바닥 진동

함정에 장착되는 주요 가진 장비의 경우 탄성 마운트에 의해 방진 대책을 수립하며, 단일 탄성 지지 및 이중 탄성 지지 구조가 가장 많이 사용되고 있다. 이 절에서는 단일 및 이중 탄성 지지 구조에 대한 이론식을 통해 진동 전달률 및 바닥 전달 진동에 대한 받침대의 임피던스 영향도를 살펴보고자 한다.

### 2.1 단일 탄성 지지

단일 탄성 지지 구조에 대해 Fig. 1과 같이 단순 질량-스프링계로 가정하고, 바닥의 전달력을 식 (1)과 같이 임피던스로 표현할 수 있다.

$$F_f = Z_f U_f = Z_f (j\omega X_f) \quad (1)$$

여기서  $F_f$ 는 장비 받침대로의 전달력,  $U_f$ 는 받침대의 속도,  $Z_f$ 는 장비 받침대의 임피던스,  $\omega$ 는 주파수,  $X_f$ 는 받침대의 변위이다.

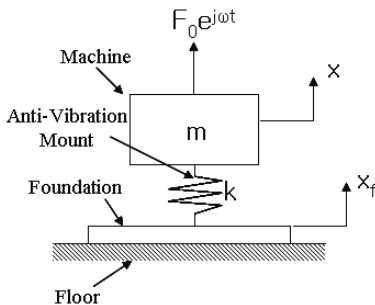


Fig. 1 Schematic diagram of the equipment supported by single resilient mount on the foundation

Fig. 1과 식 (1)을 통해 단순 질량-스프링계의 진동방정식은 식 (2)와 같음을 알 수 있다.

$$\begin{bmatrix} k - m\omega^2 & -k \\ -k & -(k + Z_f j\omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ X_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기서  $m$ 은 장비의 무게,  $k$ 는 적용된 탄성 마운트의 총 등가 강성,  $X$ 는 장비의 변위,  $F_0$ 은 장비의 가진력이다.

식 (2)로부터 바닥 전달 진동 및 탄성 마운트 상, 하부의 변위 전달률은 식 (3)~(4)와 같다.

$$X_f = \frac{1}{A + B \left( \frac{Z_f j\omega}{k} \right)} \quad (3)$$

$$A = -\frac{m\omega^2}{F_0}, \quad B = \frac{k - m\omega^2}{F_0}$$

$$\frac{X_f}{X} = \frac{1}{1 + \frac{Z_f j\omega}{k}} \quad (4)$$

식 (3)~(4)로부터 바닥으로 전달되는 진동 및 변위 전달률은 받침대의 임피던스와 탄성 마운트의 강성과의 비에 의해 영향을 받음을 알 수 있으며 받침대의 임피던스가 크면 클수록 이들 레벨이 줄어들음을 예측할 수 있다.

### 2.2 이중 탄성 지지

이중 탄성 지지 구조의 경우 Fig. 2와 같이 질량-스프링의 3자유도 계로 단순화 시켰을 때 진동 방정식은 식 (5)와 같이 표현할 수 있다.

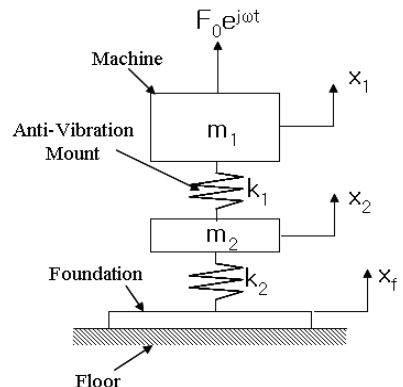


Fig. 2 Schematic diagram of the equipment supported by double resilient mount on the foundation

$$\begin{bmatrix} k_1 - m_1\omega^2 & -k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 - m_2\omega^2 & k_1 - k_2 \\ 0 & k_2 & -(k_2 + Z_f j\omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

여기서  $m_1$ 은 장비의 무게,  $m_2$ 는 중간 질량의 무게,  $k_1, k_2$ 는 중간 질량 상부 및 하부에 적용된 탄성 마운트의 총 등가 강성,  $X_1$ 은 장비의 변위,  $X_2$ 는 중간 받침대의 변위,  $F_0$ 은 장비의 가진력이다.

식 (5)로부터 바닥 전달 진동 및 탄성 마운트 상·하부의 변위 전달률은 식 (6)~(7)과 같다.

$$\frac{X_f}{X_1} = \frac{1}{A'(1 + \frac{Z_f j\omega}{k_2}) + B'} \quad (6)$$

$$A' = \frac{k_1 + k_2 - m_2\omega^2}{k_1}, \quad B' = \frac{k_1 - k_2}{k_1}$$

$$\frac{X_f}{X_2} = \frac{C''}{A''(1 + \frac{Z_f j\omega}{k_2}) + B''} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} A'' &= k_2[(k_1 - m_1\omega^2)(k_1 + k_2 - m_2\omega^2) - k_1^2] \\ B'' &= k_1^2 k_2 + k_2(k_1 - m_1\omega^2)(k_1 - k_2) \\ C'' &= k_1 k_2 F_0 \end{aligned}$$

식 (6)~(7)로부터 바닥으로 전달되는 진동 및 변위 전달률은 받침대의 임피던스와 중간 질량 하부의 탄성 마운트 강성과의 비에 의해 영향을 받음을 알 수 있으며 받침대의 임피던스가 크면 클수록 이들 레벨이 줄어들음을 예측할 수 있다.

### 2.3. 탄성 마운트의 동적특성을 고려한 임피던스 하한치

2.1~2.2절로부터 받침대의 임피던스가 크면 클수록 전달 진동 및 변위 전달률이 줄어들음을 알 수 있었지만, 이러한 임피던스를 무한정 키울 수 없기 때문에 임피던스의 적절한 하한치를 규제해야만 한다.

현재 함정의 경우 통상적으로 받침대의 임피던스에 대해  $\left| \frac{k}{Z_f j\omega} \right|$ 를 0.1이하로 관리하고 있으며 이를 대수적으로 표현하면 식 (8)과 같다.

$$20\log|Z_f| > 20 + 20\log|k| - 20\log(2\pi f) \quad (8)$$

여기서  $f$ 는 주파수[Hz]이다.

식 (8)에서 탄성 마운트의 총 등가 강성은 일반적으로 주파수에 따라 변하기 때문에 이러한 임피던스를 관리하는데 있어 탄성 마운트의 동적 강성은 매우 중요하다.

이전의 연구결과<sup>(3)</sup>로부터 이 논문에서 다루고자 하는 쉘-코일 유니트에 사용되는 탄성 마운트(모델명: 7E450, 제작사: Barry Control사)의 동적 강성 및 손실계수는 1 kHz까지의 주파수 범위 내에서 식 (9)~(10)<sup>(3)</sup>과 같음을 알 수 있었다.

$$|k^*(f)| = 3.075 \times 10^5 e^{0.0031f} \text{ [N/m]} \quad (9)$$

$$\delta(f) = 0.0009 f^{0.9011} \quad (10)$$

$$k = |k^*| \cos \delta \quad (11)$$

여기서  $k^*$ 는 복소 스프링 상수,  $k$ 는 저장 스프링 상수,  $\delta$ 는 손실 계수(damping factor)이다.

따라서 쉘 코일 유니트의 임피던스 하한치는 식 (8)에 식 (11)로부터 얻어진 탄성 마운트의 동적 강성(dynamic stiffness)을 반영하여 선정하였다.

## 3. 수치해석

이 절에서는 함정에 장착되는 쉘-코일 유니트의 받침대에 대해서 받침대의 두께에 따라 받침대의 임피던스를 평가하고 각각의 경우에 대해 탄성 마운트의 동적 특성을 고려하여 탄성 마운트를 통해 장비로부터 바닥으로 전달되는 진동에 대한 수치해석 결과를 다루고자 한다. 수치해석은 대우조선해양에서 보유하고 있는 MSC.Nastran을 가지고 수행하였다.

### 3.1 임피던스 해석

쉘-코일 유니트의 받침대의 임피던스 해석을 위한 유한요소 모델은 Fig. 3과 같다. 여기서 받침대의 모든 요소는 셸(shell)요소를 사용하였고, 바닥의 선체부의 끝단(edge)부는 모두 완전 구속시켰다. Fig. 3의 유한요소 모델에 대해 받침대에 임팩트 하중을 주었을 때의 리셉턴스(receptance)를 구하고 이를 주파수에 대해 미분하여 모빌리티(mobility)를 구하였다.

받침대의 동적 강성(dynamic stiffness)은 리셉턴

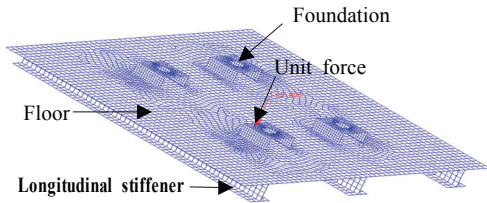


Fig. 3 FEM model of the foundation for fan-coil unit in order to evaluate mechanical impedance of it

스의 역수이므로 해석한 리셉턴스 결과로부터 구하였고, 임피던스는 모빌리티의 역수이므로 해석한 모빌리티 결과로부터 임피던스를 구하였다. 해석은 바닥 및 종방향 보강재(longitudinal stiffener)의 두께를 고정시켜 놓은 상태에서 받침대의 두께를 각각 4 mm, 10 mm, 16 mm로 두었을 때에 대하여 수행하였다. 해석 주파수 범위는 식 (11)에서 탄성 마운트의 동적 강성이 1 kHz까지 정의되었기 때문에 1/3 옥타브(octave) 스펙트럼의 중심주파수 기준으로 20~1000 Hz(18~1122 Hz)까지로 설정하였다.

해석을 통해 계산된 받침대의 동적 강성과 임피던스는 각각 Fig. 4 및 5와 같다. 여기서 동적 강성과 임피던스는 1/3 옥타브의 중심주파수에 대해 각 밴드의 평균치로써 표시하였다.

Fig. 4와 5에서 동적 강성과 임피던스에 대한 하한치는 탄성 마운트의 동적강성을 고려하지 않고 설정한 경우는 일점쇄선으로, 동적강성을 고려하여 설정한 경우는 점선으로 표시하였다.

Fig. 4 및 5에서 모든 경우에 대해 63 Hz 미만의 저주파에서 임피던스가 기준치 대비 상대적으로 낮음을 알 수 있다. 해석 과정에서 받침대의 감쇠를 고려해야 하지만 받침대의 정확한 감쇠특성을 알 수 없어 이를 고려하지 않았다. 따라서 63 Hz 이하에서 임피던스 레벨이 낮게 나오는 것을 포함해서 해석 결과가 감쇠를 고려하지 않았기 때문에 정확한 값이라고 볼 수 없다. 하지만 받침대의 두께 변화에 따라 임피던스 변화를 상대적으로 비교할 수 있다고 가정하여 이에 따른 비교를 수행하였다.

이러한 가정과 결과로부터 탄성 마운트의 동적 강성을 고려하지 않고 임피던스 하한치를 설정한 경우 받침대의 임피던스는 두께가 4 mm 일 때 그 레벨이 16 mm때에 비해 떨어지지만 임피던스 하한

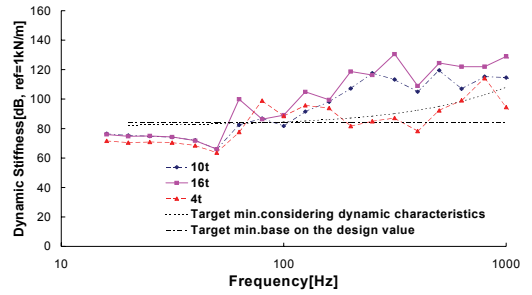


Fig. 4 FEM results of the dynamic stiffness related to variation of the thickness of the foundation

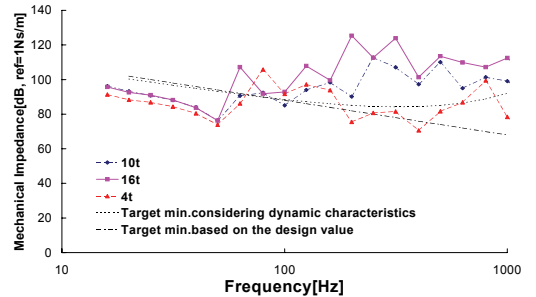


Fig. 5 FEM results of the mechanical impedance related to variation of the thickness of the foundation

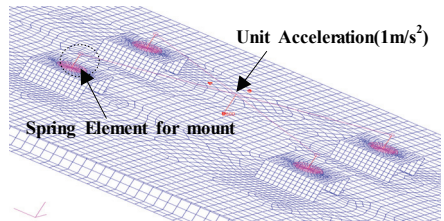


Fig. 6 FEM model of the foundation for fan-coil unit in order to evaluate forced vibration of it

치 레벨을 초과하므로 큰 문제가 없을 것으로 보인다. 하지만 탄성 마운트의 동적 강성을 고려하여 받침대의 임피던스 하한치를 설정한 경우 두께가 4 mm일 때 받침대의 강성이 충분치 않음을 알 수 있었다.

### 3.2 강제 진동 해석

동적 강성을 고려하지 않고 받침대의 하한치를 설정한 경우, 환-코일 유니트의 바닥 진동은 받침대의 두께가 4 mm만 되어도 문제가 없을 것으로 평가되지만, 동적 강성을 고려하여 받침대의 하한치를

설정된 경우 문제가 될 것으로 보인다. 이를 검증하기 위해서 Fig. 6과 같이 받침대 모델의 탄성 마운트 스프링 요소를 사용하여 추가하고 이를 강제

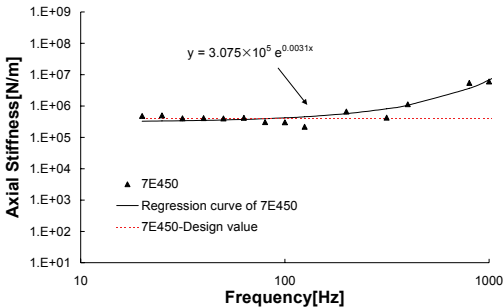


Fig. 7 Dynamic stiffness of the mount for the fan-coil unit in FEM

요소로 연결하여 연결점 중심 노드에  $1\text{ m/s}^2$ 의 가속도를 주어 탄성 마운트 상부의 장비 진동에 따른 전달 진동 해석을 수행하였다. 여기서 탄성 마운트 요소의 강성은 쉐인 코일 유니트에 적용되는 7E450 마운트에 대해 이전의 연구 결과인 식 (11)로부터 Fig. 7과 같이 적용하였다.

Fig. 8은 받침대의 두께에 따른 강제 진동 해석 결과이다. Fig. 8에서 받침대의 임피던스에 따라 바닥으로 전달되는 진동이 크게 차이가 남을 알 수 있으며, 받침대의 두께가 4 mm인 경우 탄성 마운트의 동적 특성을 고려하지 않고 임피던스를 평가했을 때 임피던스는 그 기준을 만족할지라도 실제 전달되는 진동은 과도해질 수 있음을 예측할 수 있었다.

Fig. 9 및 10은 받침대의 두께에 따른 강제 진동 해석 결과 바닥에서의 가속도 전달률에 대한 1/3 옥타브 스펙트럼 및 받침대의 가속도 분포를 보여준다. Fig. 9에서 받침대의 임피던스 레벨이 탄성 마운트의 동적 강성을 고려해서 설정한 하한치 보다 작은 받침대를 적용할 경우 진동 전달률이 고주파로 갈수록 커짐을 예측할 수 있었다. 또한 Fig. 10의 전체적인 가속도 분포로부터 임피던스 레벨이 충분하지 않을 때, 즉 두께가 얇은 받침대에 탄성 마운트를 적용 하였을 때 바닥으로 전달되는 진동이 문제가 될 수 있음을 알 수 있었다.

결과로부터 바닥으로 전달되는 진동에 대해 적용된 탄성 마운트가 충분한 성능을 내기 위해서는 탄성 마운트의 동적강성을 고려하여 받침대의 임피던스를 충분히 확보해야함을 알 수 있었으며 이 연구의 유한요소 모델에 대해 받침대의 두께가 16 mm 일 때 진동 전달률이 가장 낮음을 알 수 있었다. 하지만 해석 결과의 경우 단순 모델에 대한 상대적인 비교이므로 이는 현재 합정의 쉐인-코일 유니트의 받침대 두께를 반드시 16 mm로 해야 한다는 것을 의미하지는 않는다. 두께를 키울 경우 함의 중량 문제, 비용 문제 등 또 다른 문제가 발생할 수 있기 때문에 신중히 다루어져야한다.

따라서 이러한 해석 결과를 바탕으로 장비 받침대의 강성을 충분히 확보하기 위해 받침대의 두께 뿐만 아니라 설계 시 종, 횡 격벽(transverse and longitudinal bulk head)이 설치되는 상부 바닥에 받침대를 설치하는 등의 고려가 반드시 이루어 져야 한다.

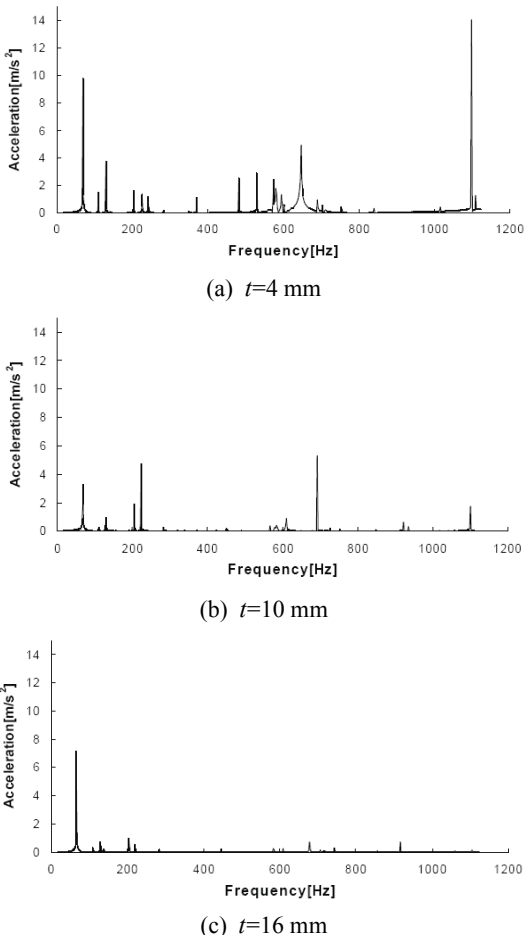


Fig. 8 FEM results of the forced vibration according to the thickness of the foundation

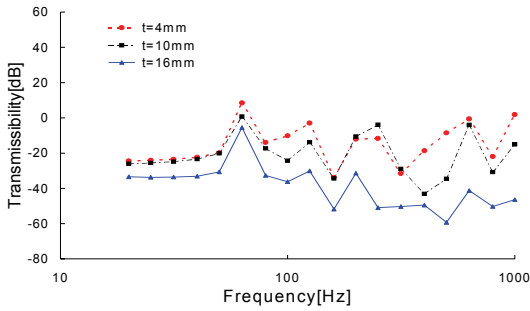


Fig. 9 1/3 octave spectrum of FEM results for the transmissibility according to the thickness of foundation

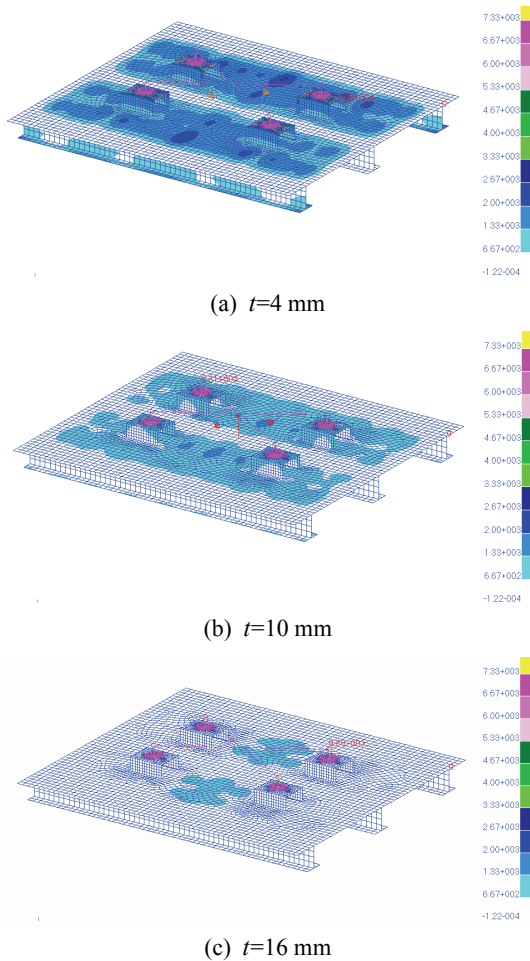


Fig. 10 Distribution of the average acceleration calculated by forced vibration analysis for the foundation(unit=mm/s<sup>2</sup>)

#### 4. 결 론

수치해석을 통해 받침대 강성의 간접적 지표인 기계적 임피던스 값에 따라 전달되는 진동 특성이 달라짐을 알 수 있었다. 특히 받침대의 두께에 따른 임피던스 해석 및 이에 따른 강제 진동 해석 결과로부터 받침대의 임피던스는 받침대 상부에 적용되는 탄성 마운트의 강성을 고려하여 충분히 크게 설계해야 하며, 이때 탄성 마운트의 강성은 주파수에 따라 달라지는 동적 특성을 고려하여야만 함을 알 수 있었다.

이 논문의 결과에 대한 실험적 검증이 이루어지는 않았기 때문에 향후 실험을 통해 해석 모델을 검증하고 보완하여야만 할 것으로 사료된다. 또한 이 연구는 향후 받침대의 임피던스 하한치 기준을 정하는데 있어 유용한 자료로 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

#### 참 고 문 헌

- (1) Kim, H. S., Kim, J. S., Kang, H. J., Kim, B. K. and Kim, S. R., 2007, "SBN(structure-borne noise) Reduction of Resilient Mounted Machinery and Effect of Foundation Impedance," Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, KSNVE07S-14-04.
- (2) Kim, B. K., Kim, J. S., Kim, H. S., Kang, H. J. and Kim, S. R., 2001, "Study of the Structure-borne Sound Transmission of a Machine through Rubber Mounts," Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 655~660.
- (3) Han, H. S. and Son, Y. J., 2009, "Investigation for the Restriction of the Stiffness and Mechanical Impedance of the Shipboard Floor and Foundation Considering Dynamic Stiffness of the Anti-vibration Mount," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 3, pp. 320~326.