

마운트편심과 기진력편심이 함정탑재장비의 진동특성에 미치는 영향

이현엽^{1,†}·이충현²·유원선¹
충남대학교 선박해양공학과¹
(주)수퍼센츄리²

Effects of Mount Eccentricity and External Force Eccentricity on the Vibration Characteristics of Naval Shipboard Equipments Supported by Elastic Mounts

Hyun Yup Lee^{1,†}·Chung Hyun Lee²·Wonsun Ruy¹
Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Chungnam National University¹
Vibration Team, Super Century²

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

A rigid body supported by 4 linear springs has been analyzed, to investigate the effects of eccentricities on the vibration responses for naval shipboard equipments supported by elastic mounts. Considering mount eccentricity (the location of the center of spring reaction forces relative to the mass center) and excitation force eccentricity (the location of the center of the excitation force relative to the mass center), the vibration phenomena have been formulated and discussed. Also, the effects of the eccentricities have been evaluated and discussed for the elastically mounted naval shipboard equipment. Results show that the mount eccentricity has little effects on the structure-borne noise above the natural frequency of the system, however the excitation force eccentricity has significant effects all over the frequency range.

Keywords : Naval shipboard equipments(함정탑재장비), Structure-borne noise(고체소음), Vibration response(진동응답), Mount eccentricity(마운트 편심), Excitation force eccentricity(기진력 편심), Elastically supported equipments(탄성지지장비)

1. 서론

모터, 펌프 등과 같이 기진력을 발생시키는 함정탑재장비는 지지부의 진동을 발생시키며 선체를 통하여 수중방사소음을 유발하게 되는데, 이 지지부의 진동을 고체소음(structure-borne noise)이라 한다. 과도한 고체소음은 큰 수중방사소음을 유발함으로써 야간 함정이 적군 함정에 탐지될 가능성을 높인다. 미 해군에서는 MIL-STD-740-2(SH) (1986)에 의거하여 함정탑재장비의 지지부 상단에서의 가속도를 세 방향별로 제시한 기준치 이하로 규제하고 있으며, 우리나라 해군도 동일한 기준치를 사용하고 있다.

함정탑재장비에 의해 가진되는 기진력으로 인하여 발생하는 수중방사소음을 감소시키기 위해서는, 기진력을 감소시키거나 고체소음 전달률을 감소시켜 선체로 전달되는 전달력을 감소시켜

야 한다. 이 전달력을 감소시키기 위해 일반적으로 사용되고 있는 효과적인 방법은 선체와 탑재장비 사이에 탄성마운트를 설치하는 것이다. 탄성마운트는 수중폭발에 의한 충격을 완화시켜 장비를 외부충격으로부터 보호하는 역할도 한다 (Ji, et al., 2015). 이러한 탄성마운트에 대한 연구는 함정 뿐 아니라 진동차단 플랫폼 (Peicheng, et al., 2017), 외자 (Le & Ahn, 2011), 장거리 이송용 포장 (Wang, et al., 2015) 등 다양한 산업 분야에서도 이루어지고 있다. Gatti, et al. (2010)는 탄성마운트의 비선형성에 대한 연구를 수행하였다.

탄성마운트를 사용할 경우, 고유진동수보다 높은 주파수의 기진력에 대해서는 절연효과를 보이지만, 고유진동수 근처의 주파수를 갖는 기진력에 대해서는 오히려 증폭효과가 나타나므로, 이를 주의하여 탄성마운트를 설치하여야 한다 (Choi, et al., 2002). Han, et al. (2015)은 이중탄성지지 장비의 거동을 6자유

도 연성 강체운동으로 정식화하여 해석함으로써 질량과 스프링 강성의 영향을 검토하였다.

본 연구에서는 효과적인 지지구조를 설계하기 위하여, 4개의 동일 탄성마운트로 지지된 장비의 고체소음 전달률을 6자유도 강체운동 해석을 통해 검토함으로써, 지지 구조의 영향과 기진력 작용 위치의 영향을 파악하였다. 2장에서는 무게중심에 대한 탄성마운트 중심위치와 기진력 작용위치를 고려한 진동해석 방법을 정식화하였고, 3장에서는 실제 함정탑재장비에 대한 해석을 통하여 그 영향을 검토하였다.

2. 탄성마운트 시스템의 진동해석

본 연구에서는 장비를 강체로 단순화하여 Fig. 1과 같이 하나의 질량을 네 개의 동일 선형 스프링으로 지지하는 비감쇠 탄성마운트 시스템에 대한 진동해석을 수행하였다.

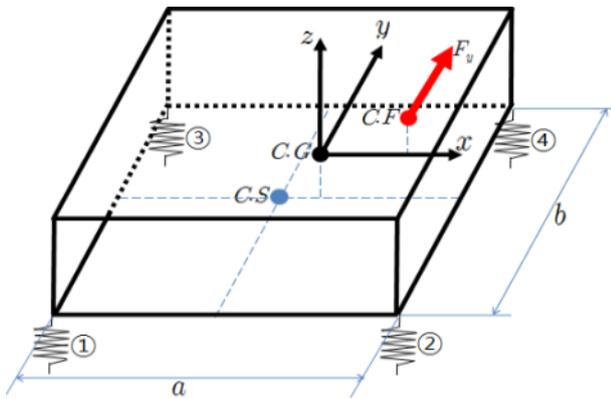


Fig. 1 Analysis model

장비의 질량은 m 이고, a 는 탄성마운트의 x 방향 거리, b 는 탄성마운트의 y 방향 거리이다. ①, ②, ③, ④는 스프링의 번호이고, 탄성마운트의 x, y, z 방향의 강성은 k_x, k_y, k_z 이다. 탄성마운트의 회전강성은 무시한다.

좌표의 원점은 장비의 무게중심(C.G)이고, C.S.는 스프링 반력 중심으로 그 좌표는 $(e_{x_M}, e_{y_M}, e_{z_M})$ 로 나타냈으며 이는 탄성마운트의 편심을 의미한다. C.S.는 동일 스프링의 경우 스프링들의 기하학적 중심이다. 기진력에 대해서는 y 방향의 조화 기진력 $(F_y \sin \omega t)$ 만 검토하였다. C.F.는 기진력이 가해지는 위치이고 그 좌표는 $(e_{x_F}, e_{y_F}, e_{z_F})$ 로 나타냈으며 이는 기진력편심을 의미한다.

Fig. 1에서 무게중심에 대한 비감쇠 6자유도 운동에 대한 지배방정식은 아래와 같다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \sin \omega t \quad (1)$$

여기서, 변위벡터 $\{x\}$ 는 아래 식 (2)와 같이 무게중심의 세 방향의 변위와 세 방향의 회전각이다.

$$\{x\} = \{u_G, v_G, w_G, \theta_x, \theta_y, \theta_z\}^T \quad (2)$$

식 (1)에서 운동 방정식의 질량행렬 $[M]$ 은 다음과 같다.

$$[M] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{xx} & J_{xy} & J_{xz} \\ 0 & 0 & 0 & J_{yx} & J_{yy} & J_{yz} \\ 0 & 0 & 0 & J_{zx} & J_{zy} & J_{zz} \end{bmatrix} \quad (3)$$

여기서, m 은 장비의 질량이고 각각의 J 는 아래 식 (4)와 같은 3가지 질량관성모멘트와 6가지 질량관성 상승모멘트이다.

$$J_{xx} = \int x^2 dm, J_{yy} = \int y^2 dm, J_{zz} = \int z^2 dm \quad (4)$$

$$J_{xy} = - \int xy dm, J_{yz} = - \int yz dm, J_{xz} = - \int xz dm$$

식 (1)에서 강성행렬 $[K]$ 는 대칭행렬이고 Fig. 1의 기호를 사용하면 다음과 같이 표현된다.

$$[K] = \begin{bmatrix} K_{11} & 0 & 0 & 0 & K_{15} & K_{16} \\ 0 & K_{22} & 0 & K_{24} & 0 & K_{26} \\ 0 & 0 & K_{33} & K_{34} & K_{35} & 0 \\ 0 & K_{24} & K_{34} & K_{44} & K_{45} & K_{46} \\ K_{15} & 0 & K_{35} & K_{45} & K_{55} & K_{56} \\ K_{16} & K_{26} & 0 & K_{46} & K_{56} & K_{66} \end{bmatrix} \quad (5)$$

여기서, $K_{11} = 4k_x$, $K_{22} = 4k_y$, $K_{33} = 4k_z$

$$K_{44} = 4k_y e_{z_M}^2 + k_z (b^2 + 4e_{y_M}^2)$$

$$K_{55} = 4k_x e_{z_M}^2 + k_z (a^2 + 4e_{x_M}^2)$$

$$K_{66} = k_x (b^2 + 4e_{y_M}^2) + k_y (a^2 + 4e_{x_M}^2)$$

$$K_{15} = 4k_x e_{z_M}, \quad K_{16} = -4k_x e_{y_M}$$

$$K_{24} = -4k_y e_{z_M}, \quad K_{26} = 4k_y e_{x_M}$$

$$K_{34} = 4k_z e_{y_M}, \quad K_{35} = -4k_z e_{x_M}$$

$$K_{45} = -4k_z e_{x_M} e_{y_M}, \quad K_{46} = -4k_y e_{z_M} e_{x_M}$$

$$K_{56} = -4k_x e_{z_M} e_{y_M}$$

식 (1)의 $\{F\}$, $\{F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z\}^T$, 는 무게중심에 가해지는 힘과 모멘트이다. C.F. 에 가해지는 외력 F_y 를 무게중심에 작용하는 등가의 힘과 모멘트로 나타내면 다음과 같다.

$$F_x = 0, F_y = F_y, F_z = 0 \quad (6)$$

$$M_x = -e_{z_F} F_y, M_y = 0, M_z = e_{x_F} F_y$$

고유진동수와 고유모드는 식 (1)의 특성치 해석을 통하여 구하고, 강제진동응답은 다음 식 (7)과 같다.

$$\{x\} = [X] \sin \omega t = \{[K] - \omega^2 [M]\}^{-1} \{F\} \sin \omega t \quad (7)$$

n번째 스프링의 변위, $\{x\}_n$ 는 변형텐서 식 (8)를 이용하여 무게 중심(원점)의 변위, $\{x\}$ 로 부터 다음 식 (9)과 같이 구한다.

$$[T]_n = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_n - y_n \\ 0 & 1 & 0 & -z_n & 0 & x_n \\ 0 & 0 & 1 & y_n - x_n & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

여기서, (x_n, y_n, z_n) 은 n번째 스프링의 좌표이다.

$$\begin{aligned} \{x\}_n &= \{u_n \ v_n \ w_n\}^T \\ &= [T]_n \{x\} \quad , n = ①, ②, ③, ④ \end{aligned} \quad (9)$$

3. 실제 함정탑재장비에 대한 해석

3.1 해석대상장비 및 해석모델

해석대상 장비는 Fig. 2와 같은 함정용 온수순환펌프이다. 질량 및 관성모멘트는 Table 1에 정리하였고, Table 2와 Table 3에는 해석에 필요한 입력 값들을 정리하였다. 해석대상 장비는 마운트편심으로 e_{x_M} 와 e_{z_M} 이 존재한다. 기진력은 임펠러 센터에서 작용하는 것으로 가정하였고, y 방향 기진력(F_y)만 고려하여 해석하였다. 기진력편심은 e_{x_F} 와 e_{z_F} 가 존재한다. 좌우대칭이므로 y 방향 편심은 존재하지 않는다.

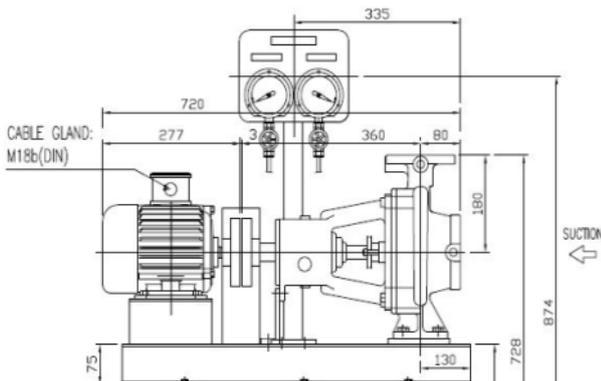


Fig. 2 Warm water circulation pump

본 연구에서는 Table 4와 같이 9개의 모델에 대해 해석을 수행하였는데, 본 장비에 대한 해석모델은 C3이다. A모델은 기진력 편심이 없는 모델이고, B모델은 기진력편심으로 e_{x_F} 만 존재하는 모델이며, C모델은 기진력편심으로 e_{x_F} 와 e_{z_F} 가 존재하는 모델이다. A, B, C 모델은 각각 첨자 1은 마운트편심이 없는 경우, 첨자 2는 마운트편심으로 e_{z_M} 만 존재하는 경우, 첨자 3은 마운트편심으로 e_{z_M} 와 e_{x_M} 이 존재하는 경우로 나누어진다.

Table 1 Mass and moment of inertia

Mass	m	93 kg
Momentum of inertia	J_{xx}	1.7196 kg·m ²
	J_{yy}	6.3630 kg·m ²
	J_{zz}	5.6853 kg·m ²
	J_{xy}, J_{yx}	0.0000 kg·m ²
	J_{xz}, J_{zx}	0.0000 kg·m ²
	J_{yz}, J_{zy}	0.0000 kg·m ²

Table 2 Mount informations

Distance	a	0.4500 m
	b	0.2750 m
Mount locations [m]	①	(-0.2950, -0.1375, -0.1960)
	②	(0.1550, -0.1375, -0.1960)
	③	(-0.2950, 0.1375, -0.1960)
	④	(0.1550, 0.1375, -0.1960)
Center of mount reaction forces [m]		(-0.0700, 0.0000, -0.1960)
Mount stiffness	k_x	7.3561x10 ⁴ N/m
	k_y	7.3561x10 ⁴ N/m
	k_z	5.7820x10 ⁴ N/m

Table 3 Acting point of the excitation force

e_{x_F}	0.1800 m
e_{y_F}	0.0000 m
e_{z_F}	0.0500 m

Table 4 Nine models for analysis

Model	Mount eccentricity[m]			Force(F_y) eccentricity[m]		
	e_{x_M}	e_{y_M}	e_{z_M}	e_{x_F}	e_{y_F}	e_{z_F}
A1	0	0	0	0	0	0
A2	0	0	-0.196	0	0	0
A3	-0.07	0	-0.196	0	0	0
B1	0	0	0	0.18	0	0
B2	0	0	-0.196	0.18	0	0
B3	-0.07	0	-0.196	0.18	0	0
C1	0	0	0	0.18	0	0.05
C2	0	0	-0.196	0.18	0	0.05
C3	-0.07	0	-0.196	0.18	0	0.05

3.2 고유진동해석

Table 5,6,7에 고유진동해석결과를 정리하였다. A1, B1, C1 모델은 마운트편심이 없기 때문에 고유모드는 비연성 6자유도 운동으로 나타난다(Table 5). A2, B2, C2모델은 마운트편심 e_{z_M} 가 존재하기 때문에 고유모드에서 u_G 와 θ_y 의 연성과 v_G 와 θ_x 의 연성이 나타난다(Table 6). A3, B3, C3 모델은 마운트편심 e_{z_M} 와 e_{x_M} 이 동시에 존재하기 때문에 고유모드는 u_G 와 θ_y 및 w_G 의 연성과 v_G 와 θ_x 및 θ_z 의 연성이 나타난다(Table 7).

Table 5 Natural frequencies and modes of A1, B1, C1

Mode No.	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th
f_n [Hz]	6.8272	7.9368	8.0256	8.9523	8.9523	9.5474
Mode	u_G	-	-	-	1.000	-
	v_G	-	-	-	1.000	-
	w_G	-	1.000	-	-	-
	θ_x	-	-	1.000	-	-
	θ_y	1.000	-	-	-	-
	θ_z	-	-	-	-	-

Table 6 Natural frequencies and modes of A2, B2, C2

Mode No.	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th	
f_n [Hz]	4.1940	5.0547	7.9368	9.5474	12.0914	17.1310	
Mode	u_G	-	0.2877	-	-	-0.2378	
	v_G	-0.2511	-	-	-	-	0.0736
	w_G	-	-	1.0000	-	-	-
	θ_x	1.0000	-	-	-	-	1.0000
	θ_y	-	1.0000	-	-	1.0000	-
	θ_z	-	-	-	1.0000	-	-

Table 7 Natural frequencies and modes of A3, B3, C3

Mode No.	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th	
f_n [Hz]	4.1632	4.9250	8.0268	9.4944	12.2707	17.3540	
Mode	u_G	-	0.2811	0.3257	-	-0.2230	
	v_G	-0.2562	-	-	0.0098	-	0.0742
	w_G	-	-0.1138	1.0000	-	0.0504	-
	θ_x	1.0000	-	-	0.3634	-	1.0000
	θ_y	-	1.0000	0.3258	-	1.0000	-
	θ_z	-0.0689	-	-	1.0000	-	-0.1218

3.3 강제진동해석

강제진동은 임펠러에 작용하는 y 방향 단위 기진력만 고려하

여 해석하였다. 각 모델의 기진력편심에 따라 무게중심에 작용하게 되는 등가 힘과 모멘트의 크기는 식 (6)에 의해 계산한 결과를 Table 8에 정리하였다.

Table 8 Equivalent force and moment at C.G.

Model	Force [$\sin\omega t$]			Moment [$\sin\omega t$]		
	F_x	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z
A1, A2, A3	0	1	0	0	0	0
B1, B2, B3	0	1	0	0	0	0.18
C1, C2, C3	0	1	0	-0.05	0	0.18

(1) 무게중심의 변위

강제진동 해석결과로 무게중심의 변위를 Fig. 3-5에 나타내었다. Fig. 3은 무게중심에서의 y 방향 변위(v_G)의 진폭이다. 고유진동수 근처에는 차이가 있다. 그러나 고유진동수 보다 높은 고주파영역에서는 마운트편심과 기진력편심에 상관없이 9가지 모델의 y 방향 변위는 모두 동일하다. 이것은 고주파영역에서는 탄성마운트의 스프링력은 무시할 수 있고, 기진력편심이 있더라도 무게중심에 작용하는 y 방향 힘은 변화가 없기 때문이다.

Fig. 4는 무게중심에서의 θ_x 의 진폭이다. M_x 가 작용하는 C 모델의 결과 뿐 아니라 M_x 가 작용하지 않는 A와 B 모델 중, 마운트편심 e_{z_M} 이 존재하여 e_{z_M} 에 의해 v_G 가 θ_x 를 유발하는 A2, A3, B2, B3 모델의 결과를 함께 나타내었다.

Fig. 5는 무게중심에서의 θ_z 의 진폭이다. M_z 가 작용하는 B, C 모델의 결과 뿐 아니라 M_z 가 작용하지 않는 A 모델 중, 마운트편심 e_{x_M} 이 존재하여 e_{x_M} 에 의해 v_G 가 θ_z 를 유발하는 A3 모델의 결과를 함께 나타내었다. Fig. 4와 Fig. 5에서 보면, θ_x 와 θ_z 도 y 방향 변위(v_G)와 마찬가지로 고유진동수 보다 높은 고주파영역에서는 마운트편심에 의한 영향은 없다. 이것은 고주파영역에서는 탄성마운트의 스프링력은 무시할 수 있기 때문이다. 또한, 고주파영역에서는 마운트편심 때문에 발생한 연성에 의해 유발되는

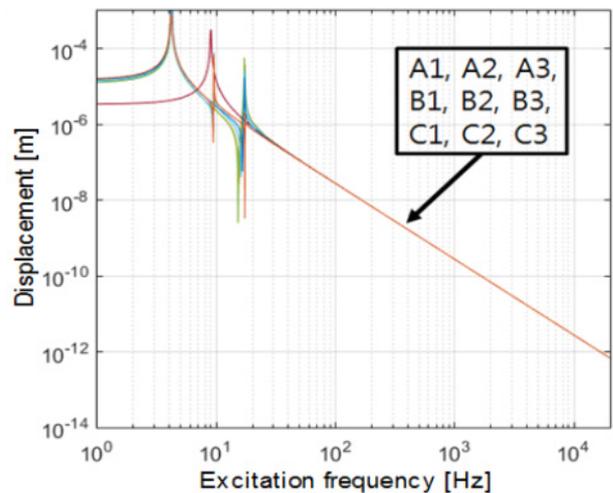


Fig. 3 v_G due to unit F_y at impeller

변위는 외력에 의해 유발되는 변위에 비해 무시할 정도로 그 크기가 작다.

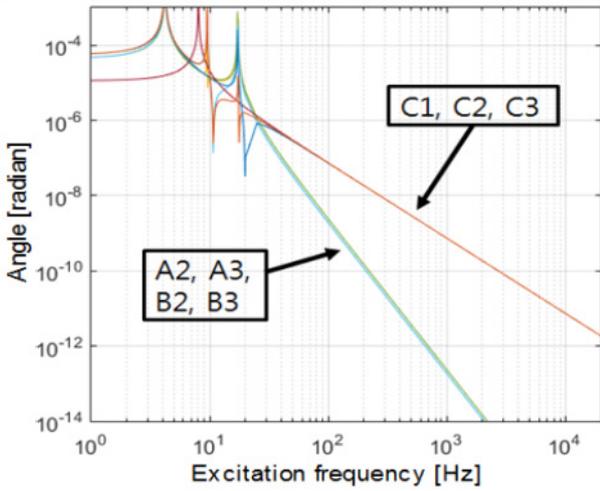


Fig. 4 θ_x due to unit F_y at impeller

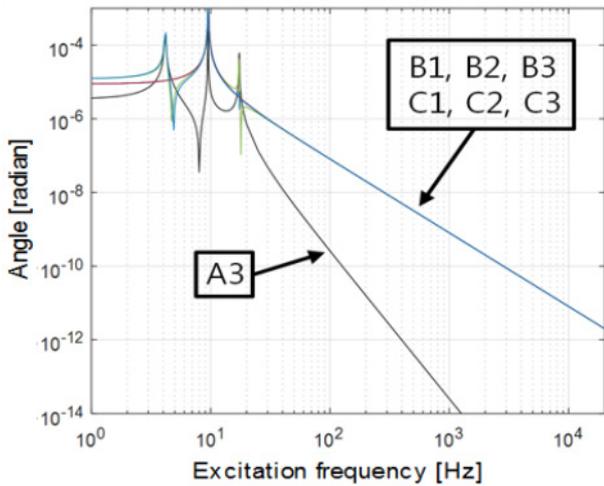


Fig. 5 θ_z due to unit F_y at impeller

(2) 탄성마운트의 변위

무게중심의 변위를 알면 식 (9)를 이용하여 탄성마운트의 3방향 변위를 구할 수 있다.

우선 마운트편심이 탄성마운트 변위에 미치는 영향을 검토하기 위해, Fig. 6과 같이 A1, A2, A3의 1번 탄성마운트의 y 방향 변위를 그래프로 나타내었다. 고유진동수 근처의 영역에서는 각 모델의 고유진동수가 다르기 때문에 차이가 크지만, 고주파 영역에서는 스프링력을 무시할 수 있기 때문에 마운트편심의 영향은 없다.

다음으로 기진력편심의 영향을 검토하기 위해 Fig. 7과 같이 A3, B3, C3의 1번 탄성마운트의 y 방향 변위를 그래프로 나타내었다. 기진력편심이 생기면 무게중심에 모멘트가 추가적으로 작용하기 때문에 고주파 영역에서도 탄성마운트의 변위는 달라진다. A3에 비해 B3는 기진력 M_z 가 추가로 작용하고 C3는 M_z 와 M_x 가 추가로 작용하는데, 이들 모두가 탄성마운트의 y 방향 변위를 유발하기 때문이다.

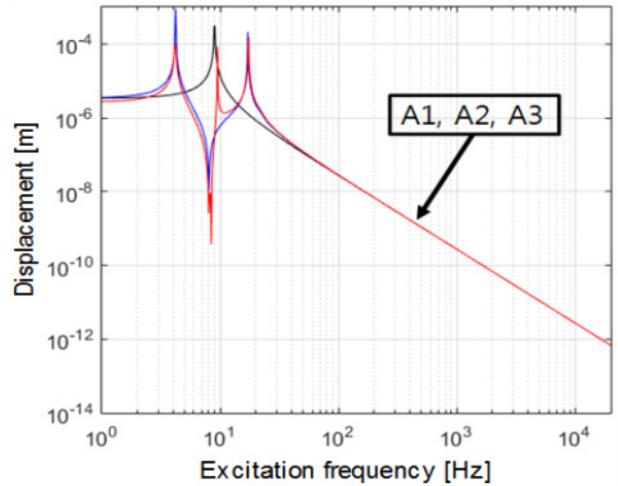


Fig. 6 $v_{\text{①}}$ due to unit F_y at impeller(A1, A2, A3)

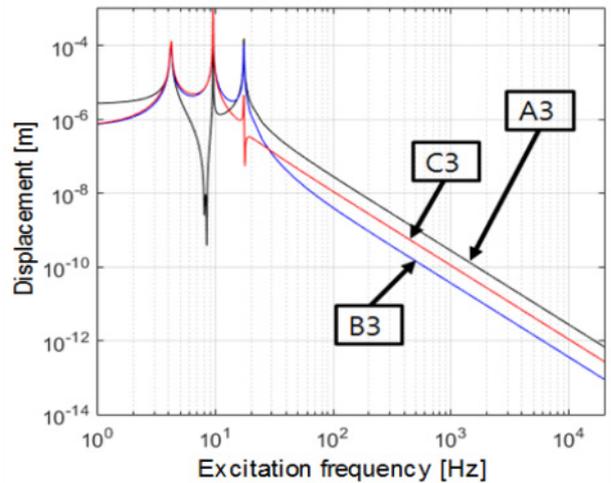


Fig. 7 $v_{\text{①}}$ due to unit F_y at impeller(A3, B3, C3)

마지막으로 주파수에 따른 탄성마운트의 영향을 검토하기 위하여, C3 모델의 1번 탄성마운트의 y 방향 변위를 탄성마운트 강성이 0인 경우와 비교한 결과를 Fig. 8에 나타내었다. 해석결과, 고주파영역에서는 탄성마운트 강성이 0인 경우와 일치한다.

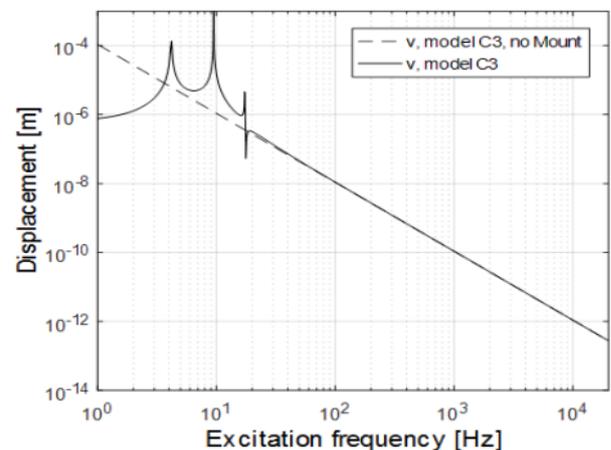


Fig. 8 $v_{\text{①}}$ due to unit F_y at impeller(C3)

4. 결 론

본 연구에서는 무게중심에 대한 탄성마운트 중심위치(마운트 편심)와 기진력 작용위치(기진력편심)를 고려한 진동해석 방법을 정식화하였고, 실제 함정탑재장비에 대한 해석을 통하여 마운트 편심과 기진력편심이 고체소음(structure-borne noise)에 미치는 영향을 검토하였다.

탄성마운트의 강성과 편심은 저주파에서는 탄성마운트 응답에 직접적인 영향을 주지만 고주파 고체소음(고유진동수 보다 높은 고주파영역)에는 그 영향을 무시할 수 있으나, 기진력편심은 고주파영역에서도 무시할 수 없음을 실제 함정탑재장비에 대한 해석을 통하여 확인하였다.

본 연구에서는 마운트편심을 고체소음 관점에서 검토하였지만, 실제 설계를 위해서는 충격관점에서도 검토하여야 한다. 이는 추후 연구로 남겨둔다.

후 기

이 논문은 충남대학교의 재원으로 CNU학술연구지원사업 연구비 지원에 의한 것임.

References

Choi, S.H. Kim, K.S. Cho, Y. & Kim, B.G., 2002. A study on the evaluation of vibration characteristics for onboard machinery with resilient mountings. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 39(1), pp.73-81.

Gatti, G. Kovacic, I. & Brennan, M.J., 2010. On the response of a harmonically excited two degree-of-freedom system consisting of a linear and a nonlinear quasi-zero stiffness oscillator. *Journal of Sound and Vibration*, 329(10), pp.1823-1835.

Han, H.S. Lee, K.H. & Park, S.H., 2015. Design of the base for the onboard installed equipment to minimize structure-borne noise. *Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, 25(6), pp.432-439.

Ji, Y.J. Kwak, J.S. Lee, H.Y. & Kim, S.C., 2015. Optimal arrangement of resilient mount installed on frame support structure at shipboard equipment under shock load. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 52(4), pp.298-304.

Le, T.D. & Ahn, K.K., 2011. A vibration isolation system in low frequency excitation region using negative stiffness structure for vehicle seat. *Journal of Sound and Vibration*, 330(26), pp.6311-6335.

Naval Sea Systems Command, 1986. *MIL-STD-740-2 (SH) structure-borne vibratory acceleration measurements and acceptance criteria of shipboard equipment*, Department of Defence, Naval Sea Systems Command, USA.

Peicheng, S. Peilei, S. Gaofa, N. Ye, T. & Daoyuan, P., 2017. Research on displacement transfer characteristics of a new vibration-isolating platform based on parallel mechanism. *Mathematical Problems in Engineering*, Volume 2017, Article ID 8743868.

Wang, J. Lu, L. Qian, P. Huang, L. Hua, Y. & Pu, G., 2015. Indirect inverse substructuring method for multibody product transport system with rigid and flexible coupling. *Shock and Vibration*, Volume 2015, Article ID 106416.

