

샌드위치 패널을 이용한 함정탑재장비용 방진 베이스 개발

Development of the Anti-vibration Base for the Onboard Equipment of the Naval Vessel Using Sandwich Panel

한형석[†]·이경현*·박성호*·위양현*

HyungSuk Han, KyoungHyun Lee, SungHo Park and YangHyun Wi

(Received January 12, 2016 ; Revised June 14, 2016 ; Accepted June 14, 2016)

Key Words : Structure Borne Noise(구조전달소음), Sandwich Pannel(샌드위치 패널)

ABSTRACT

The underwater radiated noise can be reduced by decreasing the structure borne noise of the on-board equipment. Therefore, the structure borne noise of the onborad installed equipment is strongly restricted by ROK navy with MIL-Std 740-2. Usually, the vibration transmissibility from the equipment to the hull of the ship is dependent on its mount characteristics. Even though the double mount structure is proper to apply for ship board application rather than single mount, it is not widely applied due to the weight and volume restriction of the ship. Therefore, in this research, the base using sandwich panel which can act as double mount structure is suggested and its noise reduction capacity is verified with analytic calculation as well as experiment.

1. 서 론

함정 탑재장비의 구조소음은 선체로 전달되며 이 전달소음은 선체의 굽힘파 진동을 야기시켜 음향파로 수중으로 전파되게 된다. 이러한 음향파는 일반적으로 수중방사소음으로 정의되며 잠수함, 어뢰 등 수중무기체계의 탐지수단이 되기 때문에 함정의 생존성 측면에서 반드시 제거되어야 할 대상이다. 따라서 이러한 탑재장비의 소음저감을 위해 많은 연구들이 진행되고 있다.

Han et al⁽¹⁾은 함정용 개스터빈 엔진과 감속기어 간의 상대운동을 정의하기 위해서 개스터빈 엔진을 강체로 가정하여 질량중심점에서의 가진력을 추정하였으며 추정된 가진력을 가지고 개스터빈과 감속기

어간의 상대운동 저감을 위해 수평마운트 설치를 제안하였다. Chung et al⁽²⁾은 함정에 적용되는 표준 방진 마운트의 동특성을 파악하고 평가하여 이를 설계 검증에 활용하였다. Park et al⁽³⁾은 디젤엔진의 크랭크 각 최적 설계를 통해 디젤엔진의 가진력을 최소화 하여 엔진의 진동을 저감하는 방안을 제안하였다. Dickens⁽⁴⁾은 장비에 적용되는 고무마운트의 진동절연특성에 대한 성능을 파악하기 위해 온도, 하중, 주파수 등에 따른 고무 마운트의 강성과 감쇠 계수를 평가하는 방법을 제안하였다.

Han et al⁽⁵⁾은 함정용 탑재장비의 베이스 구조에 따른 탑재장비 전달진동에 대한 연구를 수행하였으며 프레임 구조의 베이스설계를 제안하였다. 이 논문은 이 연구의 선행연구로 수행되었으며 일반적인 베이스의 구조뿐만 아니라 이 연구에서 다루는 이중 마운트 구조에 대한 검토를 해석적으로 검토하였다.

[†] Corresponding Author; Member, DTaQ
E-mail : hshan@dtaq.re.kr
* Member, DTaQ

[‡] Recommended by Editor Jae Hung Han

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

최근 건조되는 함정의 경우 이러한 저소음 요구에 따라 이중마운트 구조를 많이 도입하려 하고 있으나 장비의 부피 및 무게 증가로 인해 제한적 범위 내에서 적용되고 있다. 이중마운트 구조의 경우 장비 자체의 진동이 저주파 영역에서 증가하는 경향이 있으나 고주파 영역에서 전달률을 크게 감소시키기 때문에 펌프, 공기압축기 등 고주파 진동소스가 큰 제품에 적용할 경우 그 효과가 탁월하다.

이 연구에서는 장비베이스의 체적 및 질량의 증가를 최소화 하면서 이중마운트의 효과를 발휘하기 위해서 강판-고무-강판의 샌드위치 패널을 장비베이스에 적용하여 이중마운트 효과를 발휘하는 장비베이스 개발하고 진동전달률 저감을 유효요소 해석 및 실험을 통해 검증하였다.

2. 탑재장비 가진력 추정

장비베이스의 구조소음 저감을 위한 해석을 위해서는 우선 장비 가진력 규명이 필요하다. 따라서 이 절에서는 함정에 사용되는 항공유 이송펌프에 대한 장비의 가진력 추정에 대해 서술하고자 한다.

2.1 이론적 배경

이 절에서는 탑재장비를 6자유도를 갖는 집중질량으로 가정하여 가진력을 규명하는 방법을 서술하고자 한다. 장비를 강체로 가정하면 운동에너지는 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다. 여기서 T 는 운동에너지, $I_{Gxx}, I_{Gyy}, I_{Gzz}$ 와 $I_{Gxy}, I_{Gyz}, I_{Gxz}$ 는 장비의 질량중심에서의 각 방향별 질량관성 및 질량관성 상승모멘트, M_G 는 장비의 질량, $\dot{u}_G, \dot{v}_G, \dot{w}_G$ 는 질량중심점에서의 각 방향에 대한 병진 속도, $\dot{\theta}_{Gx}, \dot{\theta}_{Gy}, \dot{\theta}_{Gz}$ 는 각 방향의 회전 각속도이며 질량행렬 $[M]_G$ 및 질량중심점에서의 속도벡터 $[\dot{X}]_G$ 는 식 (2)-(3)과 같다.

$$T = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \dot{u}_G \\ \dot{v}_G \\ \dot{w}_G \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} M_G & 0 & 0 \\ 0 & M_G & 0 \\ 0 & 0 & M_G \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u}_G \\ \dot{v}_G \\ \dot{w}_G \end{bmatrix} + \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{Gx} \\ \dot{\theta}_{Gy} \\ \dot{\theta}_{Gz} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} I_{Gxx} & -I_{Gxy} & -I_{Gxz} \\ -I_{Gxy} & I_{Gyy} & -I_{Gyz} \\ -I_{Gxz} & -I_{Gyz} & I_{Gzz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{Gx} \\ \dot{\theta}_{Gy} \\ \dot{\theta}_{Gz} \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$= \frac{1}{2} [\dot{X}]_G^T [M]_G [\dot{X}]_G$$

$$[M]_G = \begin{bmatrix} M_G & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_G & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_G & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{Gxx} & -I_{Gxy} & -I_{Gxz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{Gxy} & I_{Gyy} & -I_{Gyz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{Gxz} & -I_{Gyz} & I_{Gzz} \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$[\dot{X}]_G^T = [\dot{u}_G \dot{v}_G \dot{w}_G \dot{\theta}_{Gx} \dot{\theta}_{Gy} \dot{\theta}_{Gz}] \quad (3)$$

각 시스템을 강체로 가정하고 질량중심점에서 강체가 병진운동과 회전운동을 한다고 가정할 때 장비의 임의의 점에서 변위는 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$[X]_i = [T_i] [X]_G \text{ where } [X]_i = [u_i v_i w_i], \quad (4)$$

$$[X]_G^T = [u_G v_G w_G \theta_{Gx} \theta_{Gy} \theta_{Gz}]$$

식 (4)에서 $[X]_i$ 는 임의의 점에서의 변위, $[X]_G$ 는 질량중심점에서의 변위, $[T_i]$ 는 질량중심점과 임의의 점간의 상대좌표행렬로 식 (5)와 같다.

$$[T_i] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & (z_i - z_G) & -(y_i - y_G) \\ 0 & 1 & -(z_i - z_G) & (x_i - x_G) \\ 0 & 0 & (y_i - y_G) & -(x_i - x_G) \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

여기서 x_i, y_i, z_i 는 임의의 점 i 의 좌표, x_G, y_G, z_G 는 질량중심점의 좌표이다.

장비의 경우 일반적으로 탄성마운트에 의해 지지되어 있으므로 이들 개별 시스템의 위치에너지를 식 (6)과 같이 구할 수 있다.

$$V = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} [X]_i^T \begin{bmatrix} k_x & 0 & 0 \\ 0 & k_y & 0 \\ 0 & 0 & k_z \end{bmatrix} [X]_i$$

$$= \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} [X]_G^T [T_i]^T \begin{bmatrix} k_x & 0 & 0 \\ 0 & k_y & 0 \\ 0 & 0 & k_z \end{bmatrix} [T_i] [X]_G \quad (6)$$

기존 연구결과들을 참고^(1,6-8)하여 장비와 탄성마운트의 변위는 질량중심의 회전, 병진운동에 따라 발생하는 수직, 수평방향의 변위로만 가정하였으며 탄성마운트가 설치되어 있는 각 절점 좌표계에서의 회전방향에 대한 강성은 고려하지 않았다.

이와 같이 탄성마운트에 의한 위치에너지를 직선 방향으로만 고려하고 회전방향은 고려하지 않았기

때문에 실제 제품의 고유 진동수는 이 연구의 가정으로부터 일부 오차가 발생할 수 있다.

Lagrange 방정식으로부터 식 (1)의 운동에너지와 식 (6)의 위치에너지를 가지고 식 (7)의 운동방정식을 유도할 수 있다.

$$[M]_G[X(t)]_G + [K]_G[X(t)]_G = [F(t)]_G$$

where, $[F]_G^T = [F_{Gx} F_{Gy} F_{Gz} M_{Gx} M_{Gy} M_{Gz}]$

(7)

여기서 $[F]_G^T = [F_{Gx} F_{Gy} F_{Gz} M_{Gx} M_{Gy} M_{Gz}]$ 는 질량 중심점에서 발생하는 각 방향별 등가 힘 및 모멘트이며 $[K]_G$ 는 강성행렬로 식 (8)과 같다.

$$[K]_G = \sum_{i=1}^n [T_i]^T \begin{bmatrix} k_{\xi} & 0 & 0 \\ 0 & k_{\eta} & 0 \\ 0 & 0 & k_{\zeta} \end{bmatrix} [T_i]$$

(8)

식 (7)로부터 장비의 가진력을 추정하기 위해서는 질량중심점에서의 변위, 가속도 및 질량행렬, 강성행렬의 정의가 필요하다. 질량행렬 및 강성행렬은 설계 시 이미 알고 있으므로 이는 설계 값을 바탕으로 산출이 가능하다. 질량중심점에서의 가속도는 식 (9)로부터 각 시스템의 표면에서 가속도를 측정할 경우 임의의 측정점의 상대좌표와 그 지점에서의 가속도 값을 통해 추정 가능하다.

$$[X(f)]_P = [T_p][X(f)]_G$$

(9)

식 (9)에서 $[T_p]$ 는 질량중심점과 각 시스템 표면의 가속도계 측정점 간의 상대변위 행렬로 식 (10)과 같다.

$$[T_p] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & (z_p - z_G) & -(y_p - y_G) \\ 0 & 1 & -(z_p - z_G) & (x_p - x_G) \\ 0 & 0 & 1 & (y_p - y_G) \\ 0 & 0 & -(x_p - x_G) & 1 \end{bmatrix}$$

(10)

식 (9)에서 질량중심점에서의 가속도 행렬이 미지 수이므로 총 6개 이상의 식이 필요하다. 장비의 임의의 3점에 대해 3축 가속도를 측정하고 이들 계측 위치와 질량중심점간의 상대좌표행렬을 구하여 식 (9)에 대입하여 연립방정식의 해를 식 (11)을 통해 구하면 질량중심점에서의 가속도를 계산할 수 있으며 식 (12)로부터 장비의 질량 중심점에서의 가진력 행렬을 계산할 수 있다.

$$[X(f)]_G = ([T_p]^T [T_p])^{-1} [T_p]^T [X(f)]_P$$

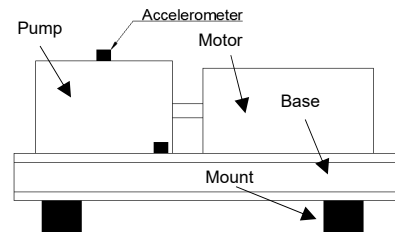
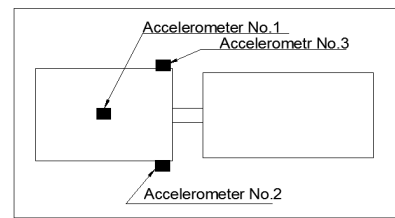
(11)

$$[F(f)]_G = \left([M]_G - \frac{1}{(\omega)^2} [K]_G \right) [X(f)]_G$$

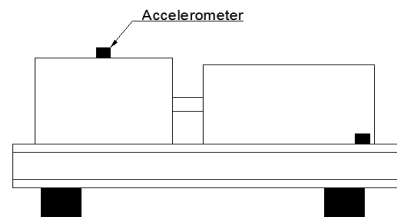
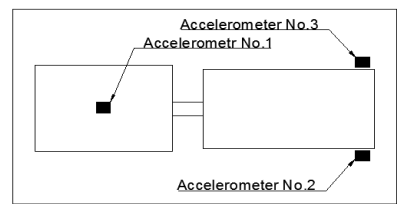
(12)

2.2 가진력 추정

구조소음 최소화를 위한 베이스 설계를 소형펌프 인 항공유 이송펌프에 대해 수행하고자 한다. 베이스 설계를 위해서는 베이스를 가진시키는 장비의 가진력 규명이 우선 이루어져야한다. Fig. 1은 항공유



(a) Accelerometer on 3 positions of the pump (Case 1)



(b) Accelerometer on the motor(1) and pump(2) (Case 2)

Fig. 1 Test setup to estimate exciting force at the center of the gravity of the pump assembly

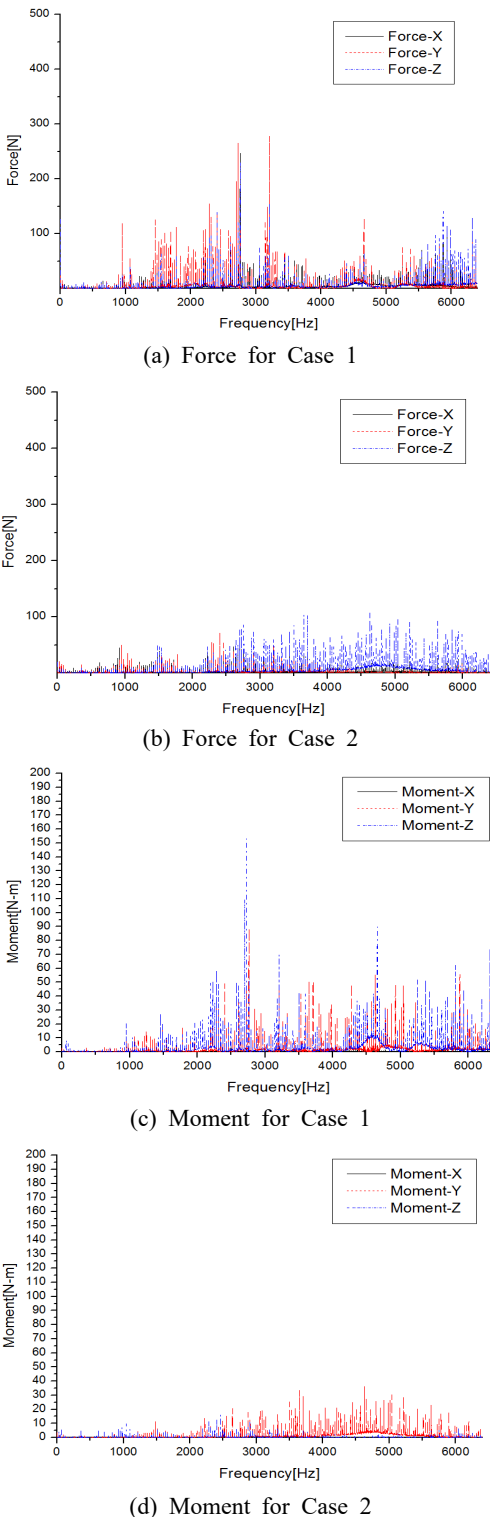


Fig. 2 Estimated force and moment at C.O.G of the pump assembly

이송펌프의 시험 개략도를 보여주고 있다. 가진력규명을 위해 2.1절에 언급한 바와 같이 장비 상부 임의의 3점에 대한 가속도 계측을 통해 질량중심점에서의 가진력을 예측하였으며 이는 Fig. 2와 같다.

Fig. 1에서 실제로 펌프와 모터는 별개의 장비이기 때문에 엄밀히는 각각의 가진력을 정의해야 하지만 이 연구에서는 편의상 이를 하나의 가진소스로 가정하여 장비전체의 질량중심점에 하나의 가진력이 집중되는 것으로 가정하였다. 이러한 가정으로 인해 Fig. 1(a), (b)와 같이 가속도계 부착지점에 따라 가진력의 추정은 달라질 수 있다. 이 연구에서는 가속도 센서를 펌프 위 3지점(Fig. 1(a)), 펌프 및 모터에 나누어 부착(Fig. 1(b))한 후 가진력을 예측하였다.

Fig. 2에서와 같이 가진력은 가속도계 부착 위치에 따라 달라지며 특히 2 kHz에서 3 kHz에서 큰 차이를 가지고 있다. 이 연구에서는 실제 장비의 가진력은 펌프에서 계측한 가속도 신호로부터 예측한 Case 1의 가진력과 펌프 및 모터에서 계측한 가속도 신호로부터 예측한 Case 2의 가진력 사이에 있다고 가정하고 분석을 수행하고자 하며 보수적인 해석을 위해 가진력이 큰 Case 1을 가지고 수행하였다.

3. 탑재장비 베이스 설계

3.1 샌드위치 패널을 이용한 베이스 설계

이 절에서는 이중마운트 구조를 중간에 고부재가 삽입되어 있는 샌드위치 패널을 이용하여 이중마운트 원리를 이용한 베이스를 Fig. 3과 같이 고안하고 단일마운트일 때 구조소음과 비교를 유한요소 해석을 통해 수행하였다. 일반적으로 Fig. 4와 같이 이중마운트 구조를 적용할 경우 하부베이스는 상부베이스 보다 같거나 조금 더 크게 만드는 경향이 있다. 이 연구에서 다루는 펌프에 이중마운트 구조 적용을 위해 Fig. 4와 같이 하부베이스를 적용할 경우 약 90 kg 정도의 무게가 증가하나 Fig. 3의 샌드위치 패널 구조의 베이스 적용 시 약 27 kg 정도의 하중만이 증가하므로 하중 측면에서 매우 유리함을 알 수 있다.

높이의 경우도 일반 이중마운트 적용 시 단일마운트 대비 약 150 mm 정도 증가하나 샌드위치 패널 적용 시 단지 30 mm만큼만 높이가 증가하므로 공간활용도 측면에서도 훨씬 유리함을 알 수 있다.

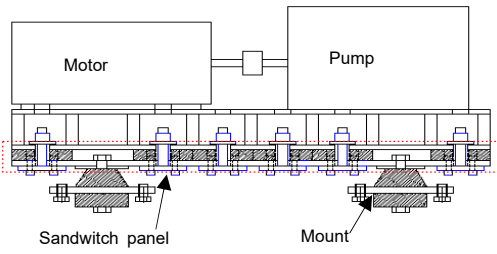


Fig. 3 Single mount structure with sandwich panel

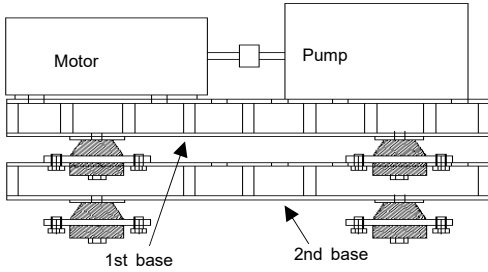
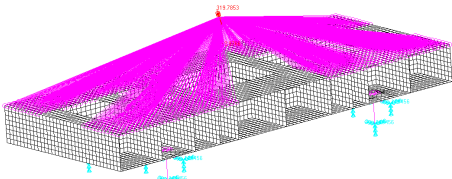
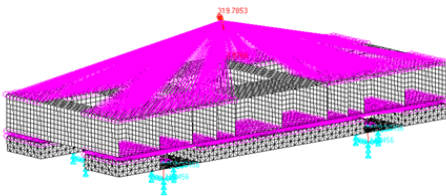


Fig. 4 General double mount structure



(a) Single mount



(b) Single mount with sandwich panel

Fig. 5 FEM model of the pump base using sandwich panel

Fig. 5는 기존 단일 베이스 구조의 항공유 펌프와 Fig. 3의 샌드위치 패널을 적용한 항공유 펌프에 대한 유한요소 모델이다. Fig. 5에서 장비베이스는 셸(shell)요소를 이용하여 모델링하였고 펌프와 모터는 6자유도를 가지는 집중질량으로 가정하여 강체요소를 이용하여 베이스에 연결하였다. 샌드위치 패널의 양

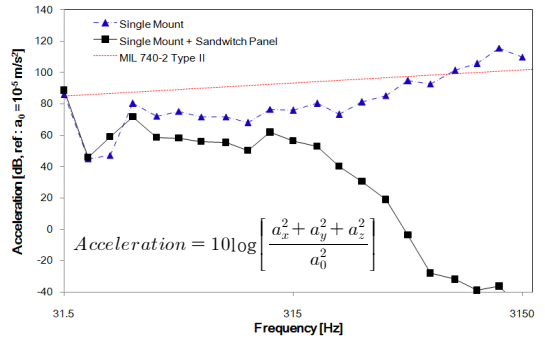


Fig. 6 The variation of 1/3 octave band spectrum of the acceleration on the mount applying sandwich panel

끝 강판은 셸요소를 이용하여 모델링 하였으며 이 사이의 고무블럭은 사면체 솔리드 요소를 이용하여 모델링하였다. 장비 마운트의 경우 x, y, z축에 대해 바(bar)요소를 이용하여 선 스프링으로 모델링 하였다.

Fig. 6은 Fig. 5의 모델에 대해 추정된 가진력을 입력으로 최종 마운트 상단의 베이스에서 가속도를 예측한 결과이다. 여기서 가속도 레벨은 4개 마운트 상단에서 예측된 x, y, z방향 가속도 평균치(a_x , a_y , a_z)에 대한 제곱평균제곱근(root mean square) 값의 dB 환산값이다.

해석 결과로부터 샌드위치 패널 적용 시 고주파에서 진동전달률이 큰 폭으로 감소함을 알 수 있었다.

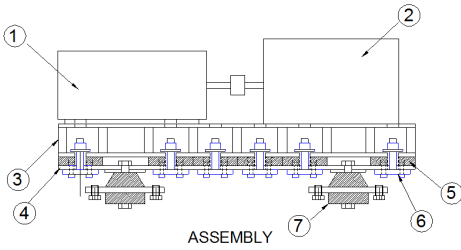
4. 실험 검증

4.1 시험셋업

3절의 해석 결과로부터 항공유 이송펌프에 대한 장비베이스를 Fig. 7과 같이 제작하고 이에 대한 시험평가를 수행하였다.

Fig. 7에서 샌드위치 패널은 항공유 이송펌프의 하부 강판 아래 Fig. 8의 고무 블록(⑤)과 10t 강판(④)을 조합하여 구현하였다. Fig. 7에서 고무블럭 아래 마운트로 지지되어 있는 강판(④)과 장비베이스(③) 간 진동절연을 위해 연결 볼트는 마운트지지 강판에만 체결되어 있으며 장비베이스에는 기계적으로 접촉이 일어나지 않는 구조로 설계하였다.

Fig. 7에서 고무블럭의 강성에 따른 장비베이스의 진동특성 파악을 위해 고무블럭의 재질을 NBR로 두고 경도를 40°, 60°, 70°가 되도록 각각 제작하여



PART NO.	PART NAME	MATERIAL
1	MOTOR	STEEL
2	PUMP	RUBBER
3	BASE	STEEL
4	RB PLATE	STEEL
5	RUBBER BLOCK	RUBBER
6	BOLT PLATE	STEEL
7	SHOCK MOUNT	RUBBER

Fig. 7 Design of the jet fuel transfer pump



Fig. 8 Rubber block for the sandwich panel

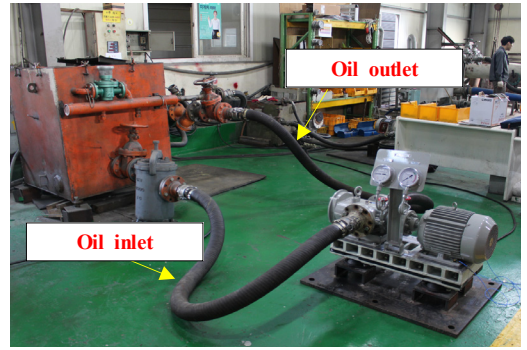
평가하였다.

Fig. 9는 시험 셋업을 보여주고 있으며 시험은 마운트 상단에서 가속도계를 이용하여 10 Hz에서 10 kHz에 대해 평가하였다.

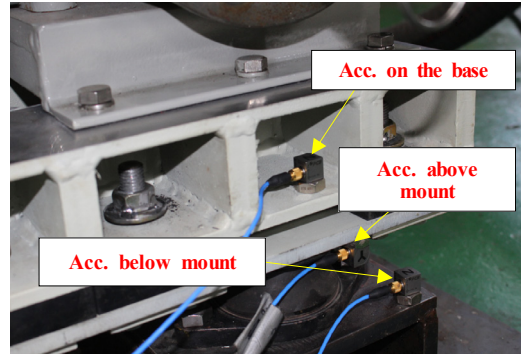
4.2 마운트 강성 평가를 통한 전달률 예측

마운트의 강성 평가를 위하여 Fig. 10과 같이 마운트 위에 7.5 kg의 질량을 가지는 중량물을 부착하고 임팩트 해머(impact hammer)를 이용한 모달 테스트를 수행하였다. 실험적으로 구한 주파수응답함수(frequency response function)에서 고유 진동수를 추출하였으며 이를 식 (13)에 대입하여 마운트의 강성을 계산하였다.

$$k = m(2\pi f_0)^2 \tag{13}$$



(a) Installation for the test



(b) Accelerometer installation

Fig. 9 Test setup for the structure borne noise test

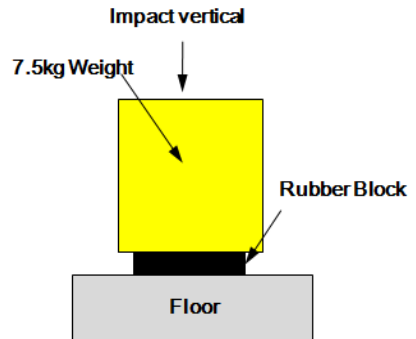


Fig. 10 Test setup to measure the stiffness of the rubber block

Table 1 Natural frequency and stiffness of the rubber block according to the its hardness

Hardness	Natural frequency[Hz]	Stiffness[N/m]
40	34.0	747 280
60	69.2	3 090 216
70	86.2	4 786 561

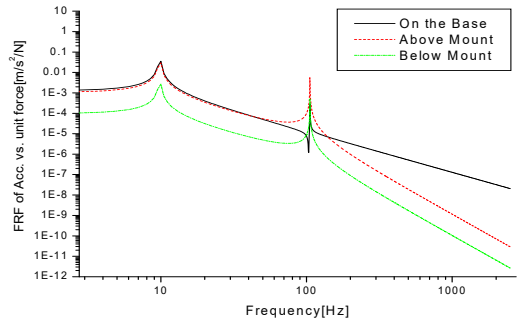
여기서 k 는 강성, m 은 마운트가 지지하는 무게, f_0 는 마운트로 지지된 시스템의 고유 진동수이다.

Table 1은 각 경도별 고무블럭 적용 시 수직방향 고유 진동수와 계산된 강성이다. 계산된 고무블럭의 강성을 가지고 단위 입력 가진력에 대한 장비베이스 및 탄성 마운트 상하부에서의 수직방향 진동을 계산해보면 Fig. 11(a)~(c)와 같으며 장비진동(X_1)과 바닥진동(X_F)간의 비는 Fig. 11(d)와 같다. 여기서 진동은 장비를 포함한 베이스의 질량과 마운트 및 고무블럭의 강성만으로 계산하였으며 고무블럭 및 마운트의 감쇠는 고려하지 않았다. Fig. 11에서와 같이 40° 경도 고무블럭 사용 시 약 100 Hz 이상에서, 60°의 경우 약 300 Hz 이상, 70°의 경우 약 400 Hz 이상에서 진동 절연 효과가 크게 증가함을 예측할 수 있었다. 단일 마운트 구조의 경우 시스템을 1자유도로 가정했기 때문에 고유 진동수는 하나이며 통상 장비의 가진주파수보다 충분히 작게 설계된다. 하지만 이중마운트 구조를 사용할 경우 2자유도 시스템이기 때문에 2개의 고유 진동수를 가진다. Fig. 11에서 이들 2개의 고유 진동수 중 2차 고유 진동수는 100 Hz에서 400 Hz 범위에 존재하고 있으며 이는 장비의 가진력 주파수 범위에 포함된다. 장비의 가진주파수와 2차 고유 진동수가 일치할 경우 큰 진동 증폭이 예상되므로 2차 고유 진동수가 가진력 주파수와 일치하지 않는지에 대한 검토가 반드시 필요하며, 만약 일치하여 문제가 발생할 경우 고무블럭의 강성 조절을 통해 고유 주파수를 조정해야만 한다.

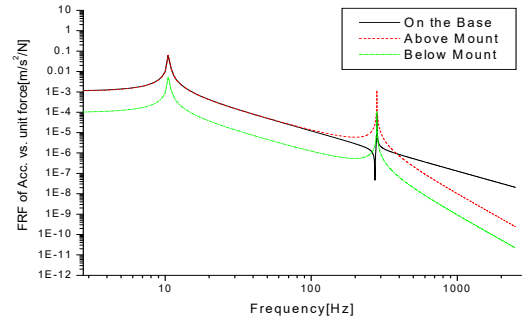
4.3 장비구조소음 시험결과

Fig. 12는 샌드위치 패널을 적용했을 때 마운트 상단에서의 고체소음 계측결과이다. 고체소음은 마운트와 베이스 사이에 적용된 샌드위치 패널의 고무블럭 경도를 40°, 60° 및 70°로 변경하면서 계측하였다. Fig. 11에서 예측한바와 같이 40° 경도 고무블럭 적용 시 60°에서 70° 고무경도 적용 시 보다 고주파 영역에서 소음 저감이 더 크게 발생함을 알 수 있었다.

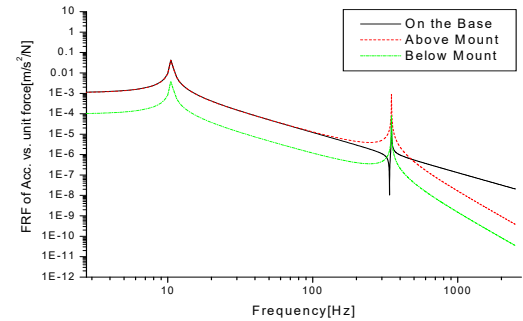
하지만 고무경도를 40°로 작게 쓸 경우 63 Hz에서 125 Hz 저주파 영역의 진동이 증가하는 경향을 가지는데, 이는 샌드위치 패널의 중간재 고무 경도를 40°로 적용할 경우 베이스의 고유 진동수가 저주파 영역에 존재함에 따라 공진에 의한 진폭 증가로



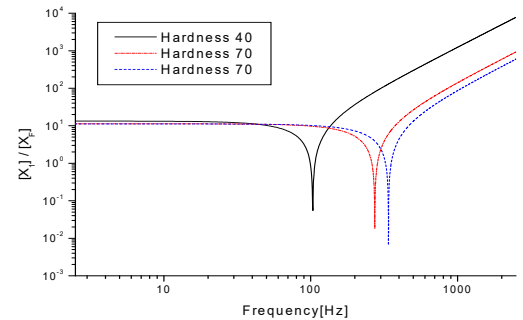
(a) Hardness 40



(b) Hardness 60



(c) Hardness 70



(d) Vibration of the transmissibility according to the hardness of rubber material

Fig. 11 Estimated transmissibility of the vibration

판단된다.

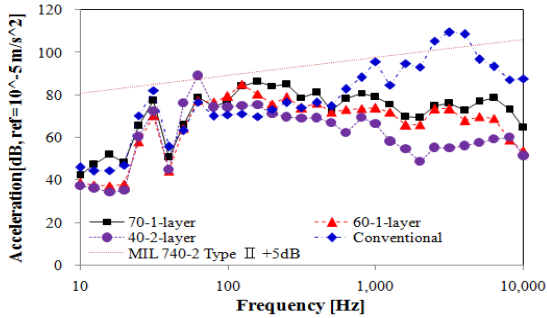
이와 같이 마운트와 장비베이스 사이의 샌드위치 패널에 대해 고무블럭의 경도를 40°에서 70°까지 증가시켜 시험한 결과 고주파와 저주파의 소음 저감 효과가 경도에 따라 달라짐을 알 수 있었으며 고무 경도 60°가 이 연구에서 다룬 항공유 이송펌프에는 가장 적합함을 알 수 있었다.

Fig. 13은 마운트 하부에서의 전달진동에 대한 1/3 옥타브 밴드 스펙트럼이다.

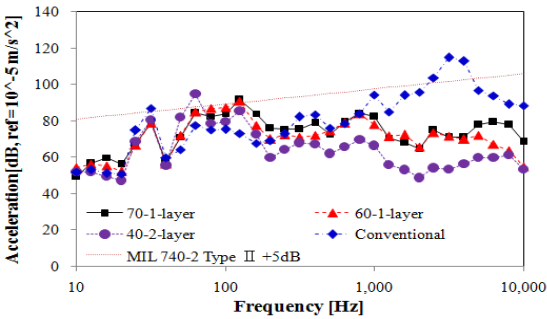
그림에서와 같이 바닥전달 진동은 감쇠효과가 뛰

어난 하부 마운트의 특성으로 인해 크게 줄어들기 때문에 상부 샌드위치 패널에서 40° 경도 고무블럭 대비 감쇠능력을 떨어지는 60°에서 70° 경도의 고무블럭을 사용하더라도 바닥으로 전달되는 고주파 진동을 충분히 줄일 수 있음을 알 수 있었다.

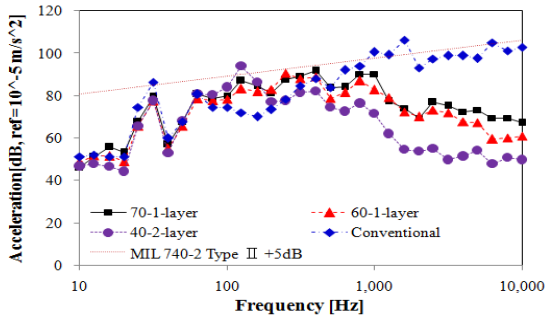
Fig. 13에서 고무경도 40°와 60° 고무블럭을 사용했을 때 바닥전달 진동이 유사함을 알 수 있다. 실제로 40° 경도를 사용했을 때 진동전달률이 훨씬 작으나 센서에서 계측 가능한 소음레벨이 약 50 dB 정도 이므로 두 경우의 고주파 진동 전달률이 유사한



(a) X direction

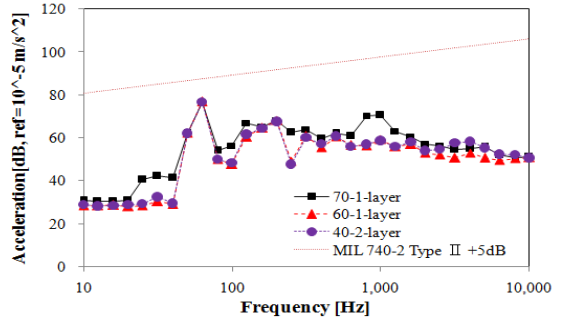


(b) Y direction

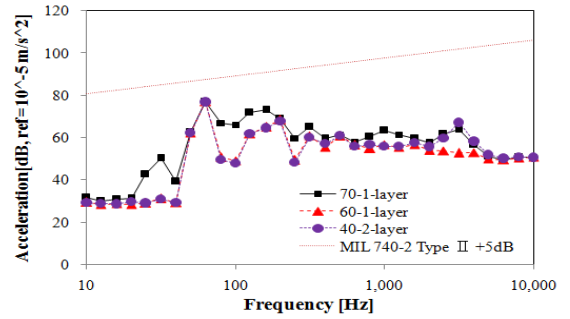


(c) Z direction

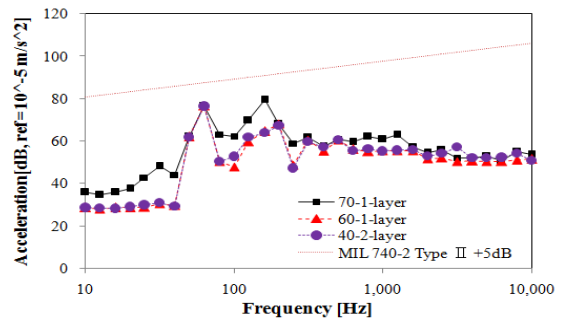
Fig. 12 1/3 octave spectrum of the structure borne noise on the mount



(a) X direction



(b) Y direction



(c) Z direction

Fig. 13 Octave spectrum of the structure borne noise below the mount

것으로 보일뿐이며 40° 정도 고무블럭의 진동 전달률이 훨씬 작음을 예측할 수 있다.

Figs. 12, 13으로부터 저주파 및 고주파 진동특성을 모두 감안하여 평가해 볼 때 고무경도 60°를 사용한 샌드위치 패널 적용 시 고체소음을 최소화할 수 있으며 이 경우 MIL Std 740-2 요구조건을 만족하지 못하던 항공유 이송펌프가 이 규격을 충분히 만족함을 알 수 있었다.

5. 결 론

이 연구에서는 소형펌프인 항공유 이송펌프에 대한 베이스 구조전달소음의 최소화를 다루었다.

베이스 구조에 따른 구조소음 변화의 해석적 검토를 위해 펌프의 질량중심점에서의 가진력과 모멘트는 펌프 및 전동기 조립체를 하나의 6자유도를 가지는 하나의 강체로 가정하고 펌프-전동기 조립체의 임의의 3점에서 계측한 3축 가속도 정보를 가지고 예측하였다. 이들 가진력으로 예측한 장비의 가속도가 실험과 유사함에 따라 이 연구에서의 가정 및 유한요소 모델을 검증할 수 있었으며 이를 통해 샌드위치 패널 적용 시 구조소음이 얼마나 저감되는지를 예측할 수 있었다.

샌드위치 패널을 이용한 장비베이스 제작 후 평가 결과 이중마운트 구조 특성에 따라 고주파 성분의 구조전달소음이 크게 줄어들음을 실험과 해석을 통해 파악할 수 있었으며 경도 60° 고무블럭 적용이 장비의 MIL STD 740-2 요구조건 만족에 있어 가장 효과적임을 파악할 수 있었다.

이 연구로부터 구조전달소음을 최소화할 수 있는 샌드위치 패널 구조 베이스를 제시하였으며 이에 대한 효과성은 해석 및 실험을 통해 검증하였다.

후 기

이 연구는 국방기술품질원 자체연구로 실시된 것으로 군사보안상 문제가 없음을 확인함.

References

(1) Han, H. S. and Lee, K. H., 2013, Estimating the Vibration Displacement for the Engine's Power Transfer

Shaft by Determining Engine Exciting Force, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 27, No. 6, pp. 1739~1744.

(2) Chung, J. H., Kim, B. H., Kwak, J. S., Jeong, J. A. and Lee, H. Y., 2004, An Experimental Study on the Characteristics of Rubber Mounts for Naval Shipboard Application, Proceedings of the SNAK Annual Spring Meeting, pp. 402~409.

(3) Park, J. G., Jeong, W. B. and Seo, Y. S., 2002, Optimal Design of Crank Angles for Reducing the Excitation Forces in a Diesel Engine, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 12, No. 2, pp. 108~115.

(4) Dickens, J. D., 1999, Investigation of Asymmetrical Vibration Isolators for Maritime Machinery Applications, DSTO-RR-0168, Defense Science & Technology Organization.

(5) Han, H. S., Lee, K. H. and Park, S. H., 2015, Design of the Base for the Onboard Installed Equipment to Minimize Structure-borne Noise, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 25, No. 6, pp. 431~438.

(6) Tao, J. S., Liu, G. R. and Lam, K. Y., 2001, Excitation Force Identification of an Engine with Velocity Data at Mounting Points, Journal of Sound and Vibration, Vol. 242, No. 2, pp. 321~331.

(7) Otsukaa, T., Okadab, T., Ikenob, T., Shiomib, K. and Okumac, M., 2007, Force Identification of an Outboard Engine by Experimental Means of Linear Structural Modeling and Equivalent Force Transformation, Journal of Sound and Vibration, Vol. 308, No. 3, pp. 541~547.

(8) Rue, S. M., Jeong, W. B. and Han, H. S., 2011, Prediction and Reduction of Transient Vibration of Piping System for a Rotary Compressor, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 8, pp. 733~740.



HyungSuk Han received a B.S. in Production and Mechanical Engineering from Pusan National University in 1996. He then went on to receive his M.S. and Ph.D. degrees in Mechanical Engineering from Pusan National University in

1998 and 2007, respectively. Dr. Han is currently a Senior Researcher at Defense Agency for Technology and Quality, Busan, Korea.



KyoungHyun Lee received a B.S. and M.S. in Naval Architecture and Ocean Engineering from Seoul National University in 2008 and 2011 respectively. Mr. Lee is currently a Researcher at Defense Agency for Technology and Quality, Busan, Korea.



SungHo Park received a B.S. in Mechanical Engineering from Hanyang University in 2011 and MS in Mechanical Engineering from KAIST in 2013 respectively. Mr. Park is currently a Researcher at Defense Agency for Technology and Quality, Busan, Korea.