

수중방사소음 저감을 위한 함정용 개스터빈 발전기의 순음 저감 분석

Analysis of Reducing Tonal Noise of the Gas Turbine Generator in order to Reduce Underwater Radiated Noise of a Naval Vessel

한형석†·최기용*

Hyung-Suk Han and Ki-Yong Choi

Key Words : Gas turbine generator(개스터빈발전기), Tonal noise(순음), Damping sheet(재진시트)

ABSTRACT

Because the tonal sound of the underwater noise in a naval vessel can be identified from the sub-marine of the enemy, it should be reduced sufficiently. This kind of the noise usually comes from the structure-borne noise of the onboard machine and transfers to the sea through the hull of the ship. The vibration at the high frequency can be reduced sufficiently with damping material. In this paper, the damping coefficient of the steel plate with damping sheet is evaluated by experiment. Using these evaluated properties, the numerical analysis is performed in order to evaluate how much vibration of the generator can be reduced applying damping sheet on the encloser and base of it.

1. 서 론

함정의 수중 방사 소음은 함정의 자체 소나 운용에 있어 매우 중요할 뿐만 아니라 적함에 아함의 탐지 및 식별 정보를 제공하기 때문에 스텔스 작전 개념에서 볼 때 매우 중요한 항목 중 하나이다. 따라서 최근 선박의 수중 방사 소음을 최소화하기 위해 많은 연구가 수행되고 있다⁽¹⁻⁴⁾. 일반적으로 함정의 수중 방사 소음원으로는 프로펠라에 의한 캐비테이션 소음, 기계류에 의한 소음 및 배관 등에서 발생하는 유체소음이 대표적이다. 캐비테이션 소음의 경우 캐비테이션 발생속도 이후, 즉 고속 조건에서 지배적이며, 기계류 소음이나 배관에서 발생하는 유체 소음 등은 저속조건에서 지배적이다. 특히 장비에서 발생하는 순음(Tonal noise)은 저속 조건에서 자함

에 탑재되어 있는 장비의 고유 특성을 나타내기 때문에 이들 순음 성분이 클 경우 아군 함정의 식별 정보를 적 함에게 제공하게 된다. 따라서 이러한 순음에 대한 통제는 매우 중요하다.

본 논문에서는 함정 건조 중 발생되었던 순음 성분의 소스(Source)를 식별하기 위해 항해 시 주요 장비 및 선체 진동을 계측하여 주파수 분석을 수행하였다. 주요 장비 및 선체에 대한 소음 진동 측정 결과 주요 주파수 성분과 일치하는 진동 성분이 개스터빈 발전기(Gas turbine generator)에서 크게 발생됨을 알 수 있었다. 따라서 본 논문에는 함에 탑재되어 있는 개스터빈의 주요 소음 소스에 대해 분석하고 이를 바탕으로 수중 방사 소음 저감을 위한 특이 소음 저감 대책을 다루고자 한다.

2. 함정용 개스터빈 발전기 소음 진동 계측 결과

본 논문에서 다루는 개스터빈 발전기는 Fig. 1과 같다. Fig. 1에서 개스터빈 발전기는 시동 장치를 포함한 개스터빈, 감속기, 교류 발전기로 크게 나눌 수 있다.

† 교신저자; 정회원, 국방기술품질원
E-mail : hshan@dtq.re.kr
Tel : (055)680-6393, Fax : (055) 681-7447

* 국방기술품질원

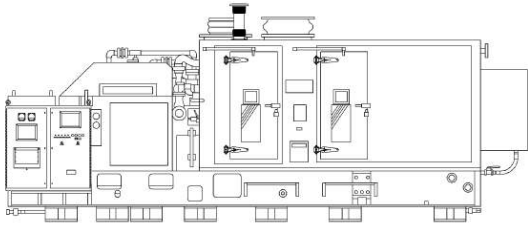


Fig.1 Gas turbine generator for the ship

본 절에서는 이러한 발전기의 주요 장비에 대한 소음, 진동 계측을 통해 수중으로 방사될 수 있는 순음 성분에 대해서 분석하고 이에 대한 원인을 파악하고자 한다.

일반적으로 함정에 장착되는 장비의 소음은 공기소음과 고체소음으로 나누어 평가되고 있으며, 공기소음의 경우 MIL-Std 740-1⁽⁵⁾, 고체소음은 MIL-Std 740-2⁽⁶⁾로 규제되고 있다.

이들 중 공기소음의 경우 내부 기계실이 두꺼운 강판으로 둘러싸여져 있기 때문에 투과손실이 크므로 크게 문제가 되지 않지만, 고체소음의 경우 진동원으로부터 선체로 전달되어 수중으로 방사되기 때문에 수중방사소음을 증가시키는 주요 소음원으로 알려져 있다.

본 연구에서는 기계실의 공기소음, 발전기 마운트 상, 하부의 진동 및 외부 오버사이드(Overside) 수중 소음을 같이 계측하여 발전기의 소음이 얼마만큼 수중으로 방사되는지 분석하였다.

발전기가 장착되어 있는 기계실의 공기 소음, 외부 수중 오버사이드 소음 및 발전기 마운트 상, 하단의 가속도 레벨은 Fig. 2~4와 같다. 공기소음은 장비 주위의 7점에 대해 장비로부터 1m 떨어진 지점에서 마이크로폰(B&K, Type 4189)을 가지고 주파수 분석기(B&K, Model 3560B)를 통해 측정하였다. 오버사이드 수중 소음의 경우 정박상태에서 기계실 상부에 있는 노천 갑판에서 하이드로폰(B&K, Type 8106)을 수면 아래 4m 정도까지 내려 측정하였다. 발전기 마운트 상, 하단의 가속도는 발전기 마운트 상단 및 하단, 그리고 주변 선체 바닥을 가속도계(B&K, Type 4513)를 가지고 측정하였다.

Fig. 2와 같이 공기소음 측정 결과 f_1 , f_2 Hz 주파수에서 큰 순음 성분이 발생됨을 알 수 있었다. 또한 오버사이드 수중 소음 계측 결과 Fig. 3과 같이 발전기 운전 시 배경 소음 대비 f_1 및 f_2 Hz에서 소음 레벨이 크게 증가함을 알 수 있었다. 오버사이드 측정은 보통 반

사음을 무시할 수 있는 해양에서 측정해야하지만, 측정 여건상 정박 상태에서 계측하였다. 정박상태 계측 시 주변 소음이 문제가 될 수 있기 때문에 비교적 조용한 시간대에 맞추어 측정을 수행하였다. 실제 항해 시 발전기 부하는 80% 정도 걸리지만 계측 시는 정박 상태이기 때문에 충분한 부하를 걸 수 없었다. 따라서 Fig. 3에서의 소음 레벨이 실제 수중방사소음 계측 결과와 비교해 볼 때 절대 레벨에는 차이가 있을 것으로 판단된다. 하지만 측정 결과 스펙트럼으로 볼 때 f_1 및 f_2 Hz에서 다른 주파수에 비해 큰 순음 성분을 가짐을 알 수 있었다.

계측 결과 마운트 상단, 하단 및 선체 격벽에서의 가속도는 Fig. 4와 같다. 그림으로부터 마운트 상단에서의 가속도가 f_1 , f_2 Hz에서 상대적으로 큰 순음 성분을 가짐을 알 수 있었으며 이들이 바닥 하부 선체부쪽으로 전달되고 있음을 알 수 있었다. 특히 보기실 격벽에서의 가속도 레벨이 마운트 바닥의 가속도 레벨과 큰 차이 없이 그대로 전달되고 있음을 알 수 있었다. 마운트 하단 및 격벽 선체부에서 가속도레벨의 순음 성분이 비록 작은 레벨이기는 하지만 넓은 면적을 통해 전달될 경우 수중 방사 소음에 큰 영향을 줄 수 있다.

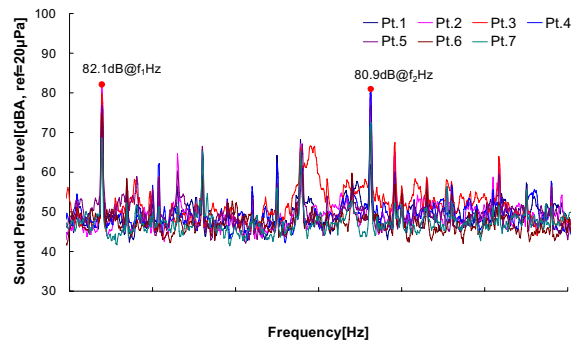


Fig. 2 Measured acoustic noise of the GTG

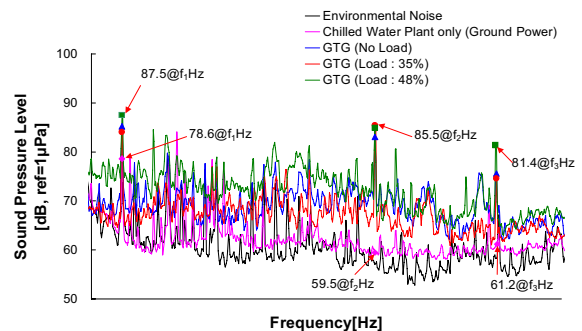
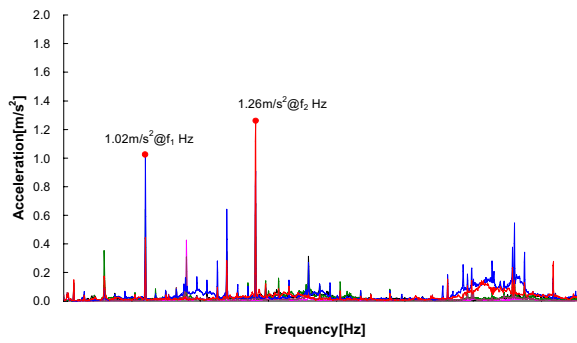
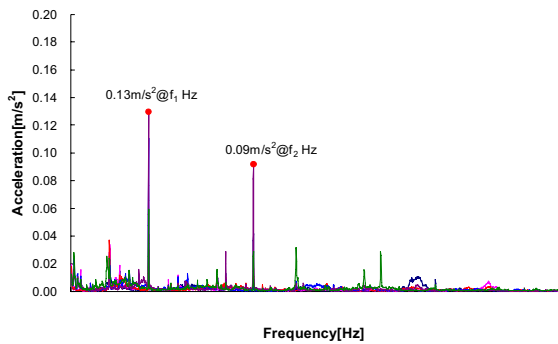


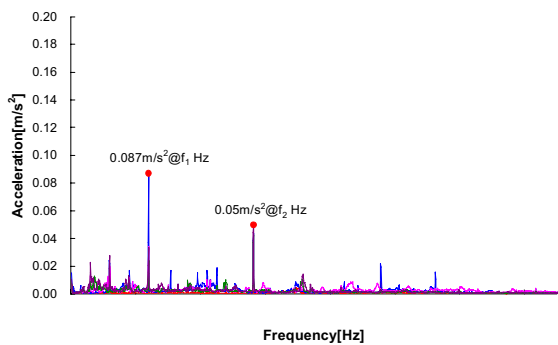
Fig. 3 Measured overside noise of the GTG



(a) Above the anti-vibration mount



(b) Floor under the anti-vibration mount



(c) Support of the fuel pipe and side hull

Fig. 4 Measured acceleration of the GTG

문제 주파수에서 발전기의 진동원을 보다 정확하게 찾기 위해서 발전기 내 주요 부품을 중심으로 총 23점에 가속도 계측을 추가로 수행하고 이들 주파수에서의 고체소음 레벨을 측정하였다. Fig. 5는 측정 결과 이들 두 주파수에서의 고체소음 레벨이다. f_1 Hz 주파수 성분의 경우 대부분 발전기 인클로우저 바닥(No.3,4,5,16)에서 크기를 알 수 있으며 개스터빈 마운트 상(No.1), 하부(No.2) 가속도 레벨로 볼 때 인클로우저 바닥과 개스터빈 사이에 설치되어 있는 방진 마운트의 진동 절연효

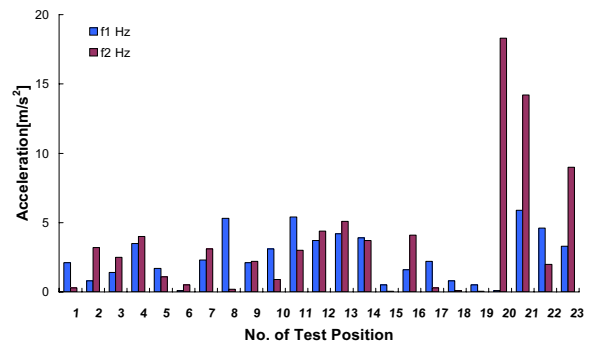
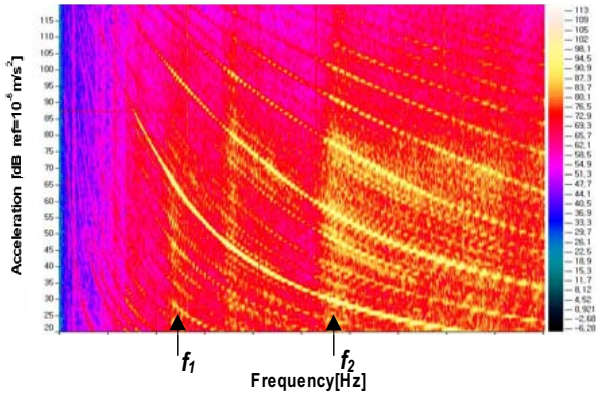


Fig. 5 Acceleration in the GTG at f_1 & f_2 Hz

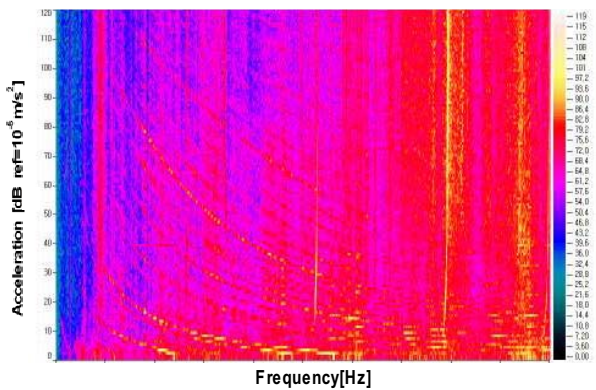
과가 크지 않음을 알 수 있다(진동 전달률 = -3.0dB).

f_2 Hz 주파수 성분의 경우 개스터빈이나 감속기 자체에서는 크게 나타나지 않지만 개스터빈의 공기압축기 아래에 설치되어 있는 보기류 기어박스(No.20~23) 및 연결배관(No.12~14)에서 매우 크게 발생함을 알 수 있었다. 보기류 기어박스의 경우 개스터빈축에 설치되어 있는 배벨기어로부터 동력을 전달 받아 내부 감속기어를 통해 각종 펌프류를 구동하는 장치이며 이들은 각종 파이프에 의해 발전기 내부에 연결되어 있다. 특히 가장 진동이 크게 발생한 좌측부 펌프의 경우 유연 배관(Flexible pipe)으로 발전기 인클로우저 바닥에 연결되어 있는데, 여기에 사용하고 있는 유연배관의 강성이 펌프 진동을 충분히 전달시킬 만큼 큰강성을 가지고 있는 것으로 판단된다. 따라서 측정결과 f_2 Hz 주파수 성분의 가장 큰 진동원은 보기류 기어박스로 판단되며 보기류 기어박스에서 발생한 진동이 이들과 연결되어 있는 배관 등을 통해 발전기 인클로우저 바닥을 가진시킨 것으로 추정된다.

개스터빈 동작 중 정지하게 되면 회전수가 급격히 0이 되는 것이 아니라 서서히 회전수가 떨어지면서 정지하게 된다. 따라서 회전수 변화에 따른 f_1 , f_2 Hz에서의 가속도를 측정하기 위해서 동작 중 정지 시 부터 회전수가 0이 될 때까지 보기류 기어박스 및 인클로우저 바닥에서의 가속도를 측정하였다. Fig. 6은 측정 결과 Contour Map 이다. Fig. 6에서 회전수가 감소하면서 특정 피크 성분이 인클로우저 바닥보다는 보기류 박스에서 f_1 및 f_2 Hz 주파수 근방을 지나갈 때 증폭됨을 알 수 있다. 따라서 발전기 보기류 기어 박스가 이들 주파수에 공진점이 있을 것으로 추정되며 이들 진동이 발전기의 인클로우저 바닥을 가진시켜 해당 주파수 성분의 진동을 선체로 전달하는 것으로 예측되었다.



(a) On the gear box of the auxiliary pumps



(b) On the floor of the enclosure

Fig. 6 Contour map of the acceleration

3. 제진재를 이용한 진동 저감 대책

발전기의 보기류 기어박스에서 발생하는 순음 성분의 진동을 저감하기 위해서는 보기류 기어박스 자체에 대한 개선이 필요하지만 이미 제작이 완료된 상태이고 구조 변경 시 수반되는 문제들 때문에 이에 대한 개선이 쉽지 않은 실정이다. 따라서 본 연구에서는 보기류 기어박스를 통해 인클로우저 바닥으로 전달되는 진동을 효과적으로 감쇠시키기 위한 제진재 적용에 대해 다루고자 한다.

제진재료의 경우 외부로부터 가해지는 진동에 대해 제진재의 인장 압축을 통해 열에너지로 소산시켜 진동을 억제하는데 사용되는 것으로, 일반적으로 고무와 같은 점탄성 재질이 주로 사용되고 있다.

따라서 발전기의 진동 저감을 위해 발전기의 게스트빈 인클로우저를 포함한 바닥 베이스 프레임(Base Frame)에 제진재 적용 시 진동 저감 효과를 파악해 보

고자 한다.

3.1 시편 시험 및 해석

본 절에서는 제진재의 진동 감쇠 특성을 파악하기 위해서 발전기에 사용되는 강판 시편에 대해 제진재를 부착하고 이에 따른 진동 감쇠 효과를 임팩트(Impact) 가진 시험을 통해 파악하였다. 제진재 적용에 따른 진동 저감 효과는 Fig. 7과 같이 600×600×5mm 크기의 강판에 대해 제진재 적용 전 후에 대한 임팩트 해머 가진력에 대한 가속도 전달함수를 가지고 평가하였다.

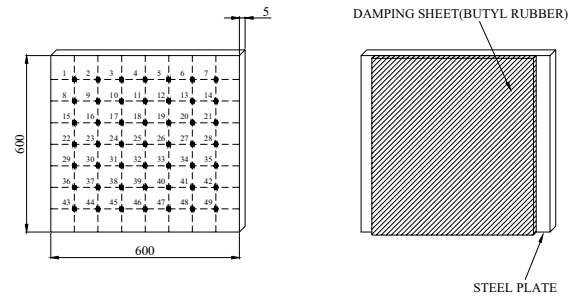
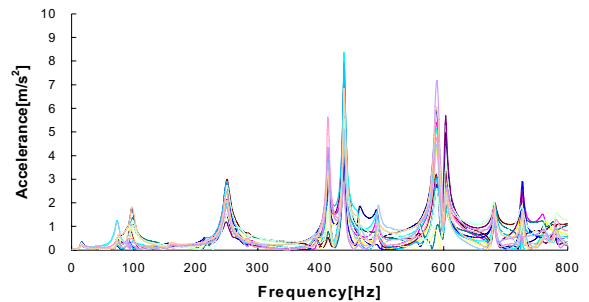
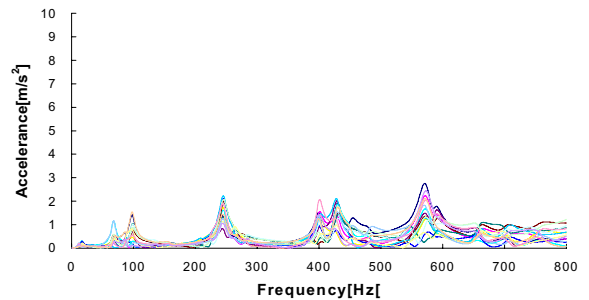


Fig. 7 Test sample



(a) Steel5t



(b) Steel 5t + Butyl rubber 3t

Fig. 8 Accelerance of the steel plate with and without damping sheet(measured by experiment)

Fig. 8은 제진재 적용 전 후에 대한 가속도의 주파수 응답 함수이다. Fig. 8에서 제진재 적용 후 400Hz 이상 주파수에서 시편의 고유 주파수에서의 피크레벨(Peak level)들이 크게 감소함을 알 수 있었다.

본 시료 평가를 통해 발전기의 5t 강판에 3t 제진재로 제진 시공을 하였을 때 문제 주파수에서의 진동 레벨을 어느 정도 저감시킬 수 있을 것으로 판단되며, 특히 f_2 Hz 주파수에서 매우 효과적일 수 있음을 예측할 수 있었다.

이러한 시편을 통한 진동 감쇠 효과를 가지고 실제 발전기에 적용해 보고 그 효과를 파악해 보아야 하지만 이에 대한 비용과 시간을 고려해 볼 때 이에 대한 효과를 해석적으로 파악하는 것이 효과적이다.

본 절에서는 발전기 해석 진행에 앞서 제진 강판 시편에 대한 유한 요소 모델을 수치해석을 통해 계산하여 이를 시험 결과와 비교함으로써 재료 물성을 결정한다 음 이를 가지고 발전기 해석을 수행하였다.

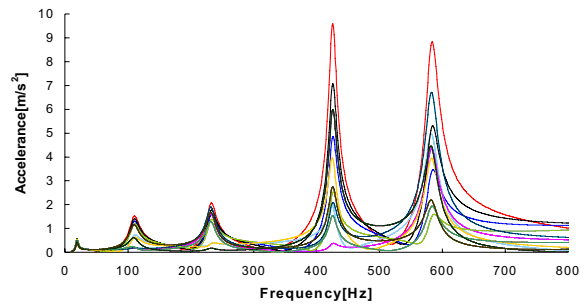
유한 요소 모델링 및 수치해석은 대우조선해양(주)에서 보유하고 있는 상용 소프트웨어인 MSC. Patran 및 Nastran을 사용하였다. 제진재와 강판의 유한요소 모델은 모두 쉘 요소로 하고 시험과 동일한 방법으로 임팩트 하중에 대한 가속도의 주파수 응답을 구하였다. 제진재의 경우 강판을 쉘로 모델링한 후 쉘 메시 위에 재 메시(Mesh on Mesh)를 만들어 모델링하였다.

선형 해석 시 제진재료의 상대운동에 의해 에너지를 열에너지로 소산시키는 메커니즘을 구현하기가 힘들다. 따라서 본 해석에서는 해석 시 강판의 구조 감쇠율을 제진 강판의 임팩트 시험 결과와 동일하게 나오도록 조정하는 방법으로 제진 재료와 강판 간의 상대운동에 의한 제진 효과를 구현하였다.

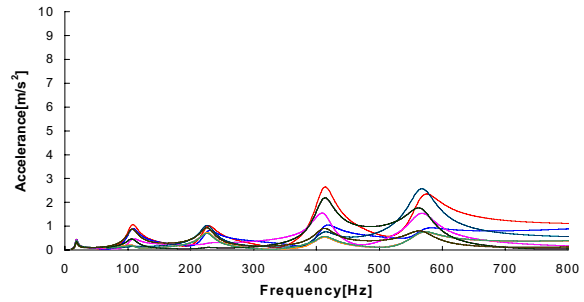
실험 비교를 통해 해석을 위해 수정된 재료 물성과 해석 결과 주파수 응답함수의 스펙트럼은 Table 1 및 Fig. 9와 같다.

Table 1. Material property of the steel plate and damping sheet

Property	Steel 5t	Steel 5t + Damping sheet 3t	
	Steel Plate	Steel Plate	Damping Sheet
Young's modulus	211,000MPa	211,000MPa	1MPa
Poisson ratio	0.3	0.3	0.49
Structural damping coefficient	0.02	0.07	0.8
Density	7,850kg/m ³	7,850kg/m ³	1,200kg/m ³



(a) Steel 5t

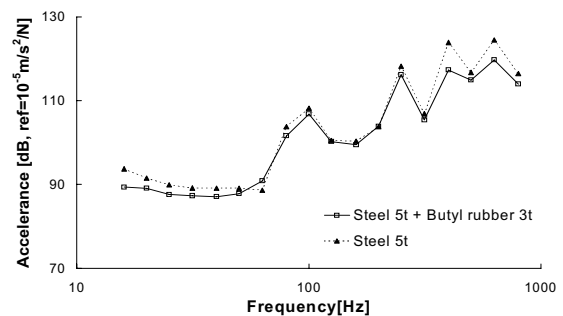


(b) Steel 5t + Butyl rubber 3t

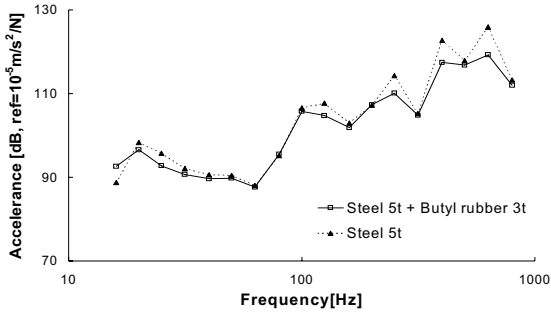
Fig. 9 Accelerance of the steel plate with and without damping sheet(measured by CAE)

실험결과와 해석 결과인 Fig. 8과 9를 1/3 옥타브 레벨로 비교해 보면 Fig. 10과 같으며 비교 결과 관심 주파수 영역 내에서 주파수 응답함수 레벨이 비교적 잘 일치함을 알 수 있다.

이와 같이 강판 및 제진 강판에 대한 해석 결과로부터 발전기에 사용할 제진강판의 물성치를 결정할 수 있었으며, 이를 가지고 발전기의 인클로우저에 제진재 적용 시 발전기의 진동이 얼마만큼 저감되는지를 해석적으로 파악해 보고자 한다.



(a) Experiment



(b) CAE

Fig. 10 Average 1/3 octave level of the acceleration of the steel plate with and without damping sheet

3.2 개스터빈 발전기 해석

전절에서 결정된 제진강판 물성치를 이용해서 제진재를 적용했을 때 개스터빈 발전기의 고체소음이 얼마만큼 줄어드는지를 수치해석을 통해 예측해 보았다. 해석 모델은 Fig. 11과 같이 발전기의 인클로우저 및 베이스 프레임을 쉘 요소로 모델링 하였으며 감속기 및 교류 발전기를 포함한 개스터빈은 질량중심에 6자유도 집중 질량요소로 모델링하여 강체요소로 발전기의 베이스 프레임과 연결하였다. 또한 발전기에 적용되어 있는 탄성 마운트는 1 자유도 스프링 요소로 종방향, 길이방향 및 횡방향에 대해 각각 모델링하였다. 모델링에 사용된 주요 제원은 Table 2와 같다.

제진재는 인클로우저 바닥 및 베이스 프레임에 적용하는 것으로 하고 메시 위에 재 메싱하는 방식 (Mesh-on-Mesh)으로 쉘 요소로 모델링하였다. 해석 시 개스터빈에 의해 발생하는 진동은 실제 발전기에서 측정된 가속도를 바탕으로 Fig. 12와 같이 가정하여 발전기의 질량중심에 인가하였다.

해석결과 발전기의 인클로우저 하단에 설치되어 있는 마운트 상단에서의 가속도는 Fig. 13과 같음을 알 수 있었으며 제진재를 적용하였을 때 f_1 및 f_2 Hz에서 가속도 레벨이 마운트 상단 가속도의 평균값 기준으로 각각 45% 및 31% 저감됨을 알 수 있었다.

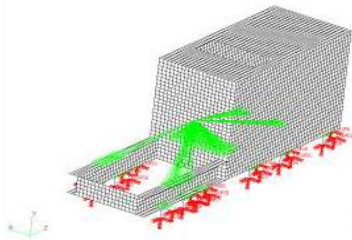


Fig. 11 FEM model of the gas-turbine generator

Table 2 Mechanical properties for the numerical calculation

Property	Symbol	Value	Unit
Mass of gas turbine including reduction gear and alternator	M	30,518	kg
Inertia of gas turbine including reduction gear and alternator	I_{XX}	185,470	kg-m ²
	I_{YY}	174,010	kg-m ²
	I_{ZZ}	14,483	kg-m ²
Thickness of the enclosure	t_e	5.0	mm
Thickness of the base frame	t_b	12.0	mm
Thickness of the damping sheet	t_d	3.0	mm
Spring constant of the mount (axial)	k_a	1×10^6	N/m
Spring constant of the mount (horizontal)	k_h	1×10^6	N/m
Spring constant of the mount (vertical)	k_v	30×10^6	N/m

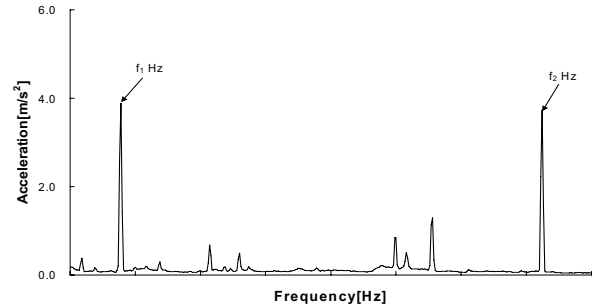
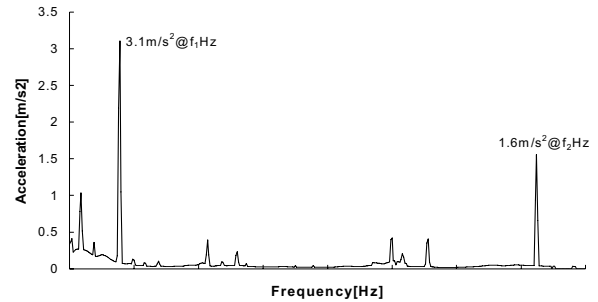
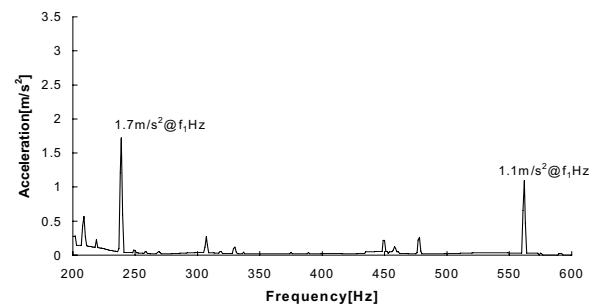


Fig. 12 Input acceleration of the gas turbine generator



(a) Conventional

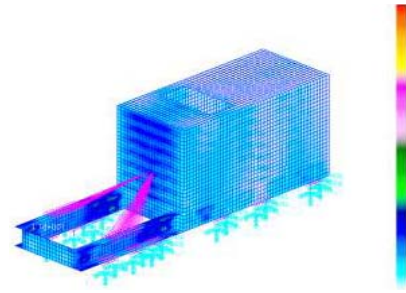


(b) Applying damping sheet

Fig. 13 Acceleration level above the vibration isolating mount of the gas turbine generator

Fig. 14는 이들 두 주파수에서 제진재 적용 전후에 대한 가속도 분포를 보여준다. Fig. 14로부터 제진재 적용으로 인해 베이스 프레임 및 인클로우저 하단에서 f_1 및 f_2 Hz 성분의 가속도 레벨이 줄어들음을 알 수 있다.

결과로부터 베이스 프레임 및 인클로우저 바닥의 두께가 30톤 이상의 개스터빈을 받치기에 너무 작기 때문에 진동이 크게 발생하는 것으로 예측되며 제진재 적용으로 인한 감쇠계수 증가로 인해 베이스 프레임 및 인클로우저 바닥의 기계적 임피던스(Mechanical impedanc)가 증가함으로써 진동 저감에 효과가 있을 것으로 예측된다. 따라서 근원적으로는 두께 증가나 보강재 추가 등을 통해 베이스 프레임 및 인클로우저 바닥의 기계적 임피던스 증가가 필요할 것으로 판단된다.



(d) f_2 Hz, Applying damping sheet

Fig. 14 Distribution of the acceleration of the gas turbine generator at f_1 and f_2 Hz

일반적으로 수중에 노출된 판이 굽힘파로 진동하는 경우, 이를 수중으로 방사되는 소음레벨은 식 (1)⁽⁷⁾에 의해 예측할 수 있다.

$$W = \sigma_{rad} \rho c A \langle v^2 \rangle \quad (1)$$

여기서 W 는 음향파워(Watt), ρ 는 해수의 밀도 ($1025\text{kg}\cdot\text{m}^3$), σ_{rad} 는 음향방사효율, c 는 수중에서의 음속 (1500m/s), A 는 진동하고 있는 판의 면적(m^2), v 는 판의 평균 속도이다.

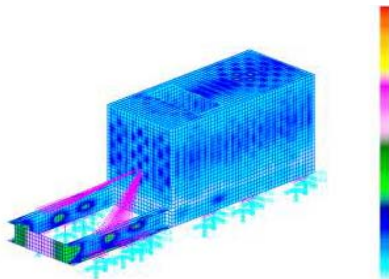
식 (1)로부터 음향파워와 가속도레벨간의 관계식을 식 (2)와 같이 나타낼 수 있으며 방사되는 음이 구면파로 방사된다고 가정하고 음원을 점음원으로 가정할 경우 함정의 선체에서 1m 거리에서의 수중방사소음 레벨과 가속도레벨간의 관계는 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$L_W = L_a + 10\log(A) + 10\log(\sigma_{rad}) - 20\log(f) + 66 \quad (2)$$

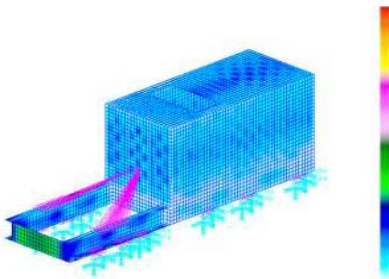
$$L_p = L_W + 51 = L_a + 10\log(A) + 10\log(\sigma_{rad}) - 20\log(f) + 107 \quad (3)$$

여기서 L_W 는 수중음향파워레벨(dB , $\text{ref}=10^{-12}\text{Watt}$), L_a 는 판의 가속도 레벨(dB , $\text{ref}=10^{-5}\text{m/s}^2$), L_p 는 수중음압레벨(dB , $\text{ref}=10^{-6}\text{Pa}$)이다

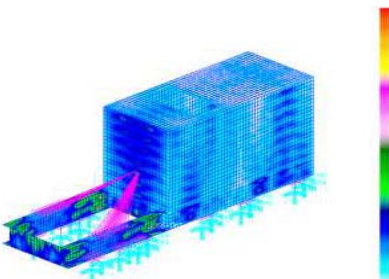
발전기의 마운트가 선형으로 동작한다고 가정하면 마운트 상단에서의 진동 저감율은 마운트 하단과 동일하다고 볼 수 있다. 따라서 Fig. 13으로부터 f_1 , f_2 Hz에서 제진재 적용으로 마운트 하단의 진동 레벨이 31%~45% 작아진다고 두면 해당 주파수에서의 수중방사소음 레벨



(a) f_1 Hz, Conventional



(b) f_1 Hz, Applying damping sheet



(c) f_2 Hz, Conventional

은 약 3.2~5.2dB 정도 줄어들 것으로 예측된다.

4. 결 론

수중방사소음 저감을 위해서 함정의 개스터빈 발전기에서 발생하는 순음 성분을 실험을 통해 식별한 결과, 문제가 되는 순음은 발전기의 보기류 기어 박스를 통해 하부 인클로우저 바닥으로 전달되는 진동임을 알 수 있었다. 이러한 진동 성분은 인클로우저의 바닥판을 가진 시켜 진동을 증폭시키고 증폭된 진동은 인클로우저를 받치고 있는 탄성마운트를 통해 선체로 전달되어 수중방사소음을 증가시키는 것으로 예측되었다.

이러한 진동 성분을 저감하기 위하여 발전기의 인클로우저 바닥 및 베이스 프레임에 제진재를 적용했을 때의 진동 저감을 유한요소해석을 통해 예측해본 결과 발전기 마운트 상단에서의 가속도레벨이 문제 주파수에서 약 31~45% 저감됨을 예측할 수 있었다. 또한 판의 진동과 수중방사소음의 관계식으로부터 제진재 적용으로 인한 발전기의 진동 저감으로 인해 수중방사소음 레벨이 해당 주파수에서 약 3.2~5.2dB 저감됨을 예측할 수 있었다.

이러한 진동 저감을 위해서는 근원적으로 가진원인 보기류 기어박스의 진동을 줄이거나 인클로우저 구조변경이 필요하지만, 본 연구에서는 현실적으로 가장 쉬운 방법이라고 판단되는 제진재 적용을 제안한다. 하지만 본 연구의 수치 해석은 선형 해석이므로 다른 비선형형성에 대해 충분히 고려가 필요할 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

- (1) Mitson, R. B., 1995, "Underwater Noise of Research Vessels", ICES Cooperative Research Report 209, Denmark.
- (2) Mitson, R. B. and Knudsen, H., P., 2003, "Causes and Effect of Underwater Noise on Fish Abundance estimation", Aquatic Living Resorce, No.16, pp. 255-263.
- (3) Hoven, J. M., 2007, "Underwater Acoustics: Propagation, devices and systems", Journal of Electroceramics, Vol. 19, No. 4, pp. 339-347.
- (4) Lee, P. H. and Yoon, J. R., "Ship Radiated Noise Measurement Methods and Accuracy Analysis", KSNVE,

Vol. 15, No. 6, pp. 738-748.

(5) MIL-STD-740-1, 1986, "Airborne Sound Measurement and Acceptance Criteria of Shipboard Equipment", Department of Defense Naval Sea Systems, USA.

(6) MIL-STD-740-2, 1986, "Structure Borne Vibratory Acceleration Measurements and Acceptance Criteria of Shipboard Equipment", Department of Defense Naval Sea Systems, USA.

(7) Frank Fahy, 1985, Sound and Structural Vibrations - Radiation, Transmission and Response, Academic Press.